

62+82(076)
1127

А. В. ПЕРЕКРЕСТОВ

ЗАДАЧИ ПО ОБЪЕМНОМУ ГИДРОПРИВОДУ

А. В. ПЕРЕКРЕСТОВ

ЗАДАЧИ ПО ОБЪЕМНОМУ ГИДРОПРИВОДУ

*Допущено Министерством высшего
и среднего специального образования УССР
в качестве учебного пособия
для студентов машиностроительных
и механических специальностей
вузов*

КИЕВ
ГОЛОВНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ИЗДАТЕЛЬСКОГО ОБЪЕДИНЕНИЯ „ВИЩА ШКОЛА“
1988

34.447

П27

УДК 621.22

Задачи по объемному гидроприводу. Перекрестов А. В.— К.: Вища школа. Головное изд-во, 1983.— 144 с.

Учебное пособие содержит примеры решений и задачи по гидравлическому расчету отдельных элементов и в целом одно- и многодвигательных систем объемного гидропривода в единицах СИ. Приведены задачи по основам гидравлики применительно к гидравлическим расчетам отдельных элементов объемного гидропривода. Изложены методические указания и представлены основные формулы, необходимые для самостоятельного решения задач каждого раздела.

Для студентов машиностроительных и механических специальностей. Может быть использован инженерами при проектировании и расчете объемного гидропривода различных машин.

Ил. 106. Библиогр.: 11 назв.

Рецензенты: кафедра гидропневмоавтоматики Киевского политехнического института; кандидат технических наук В. В. Вакина (Киевский автодорожный институт)

Редакция литературы по машиностроению и приборостроению

Зав. редакцией *О. А. Добровольский*

ПРЕДИСЛОВИЕ

Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года намечено повысить технический уровень и качество продукции машиностроения, значительно поднять экономичность и производительность выпускаемой техники, ее надежность и долговечность. В этих целях необходимо обеспечить ускоренное развитие производства средств автоматизации управления машинами и оборудованием, гидро- и пневмооборудования. В современных машинах широко используется объемный гидропривод. Увеличивается выпуск опытных и серийных машин с гидроприводом. В связи с этим повышаются требования к качеству подготовки по объемному гидроприводу инженеров-механиков.

В настоящем пособии даны для самостоятельного решения задачи по гидравлическому расчету гидроцилиндров, гидромоторов, поворотных гидродвигателей, гидроаппаратуры и в целом одно- и многодвигательных систем объемного гидропривода. Типовые задачи представлены с решением. Даны решения типовых задач по основам гидравлики и насосам применительно к расчетам объемного гидропривода. Содержание и решение задач по элементам и системам объемного гидропривода методически увязаны с основными положениями, формулами и общепринятыми обозначениями, которые излагаются в курсе «Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы».

В конце пособия помещены ответы к задачам и приложения справочного характера, необходимые для решения задач.

Глава I

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ГИДРАВЛИКИ

1. Физические свойства рабочей жидкости

В гидроприводе рабочей средой, при помощи которой от насоса энергия передается гидродвигателю, является рабочая жидкость, в качестве которой обычно применяется минеральное масло, реже смеси различных сортов масел или смесь масла с керосином и значительно реже другие жидкости и их смеси.

Основными физическими свойствами рабочей жидкости для гидропривода являются: плотность, сжимаемость, температурное расширение и вязкость. В гидравлических расчетах наряду с плотностью ρ также используется удельный вес γ :

$$\rho = \frac{m}{W}; \quad (1)$$

$$\gamma = \frac{G}{W}; \quad (2)$$

причем

$$\gamma = g\rho, \quad (3)$$

где m — масса; G — вес жидкости; W — объем жидкости; g — ускорение свободного падения (в расчетах принимают $g = 9,81 \text{ м/с}^2$).

В некоторых справочниках вместо плотности или удельного веса дано значение удельного объема ϑ , причем

$$\vartheta = \frac{W}{m} = \frac{1}{\rho}. \quad (4)$$

Сжимаемость — свойство жидкости уменьшаться в объеме при действии сжимающих сил. Она характеризуется коэффициентом объемного сжатия жидкости

$$\beta_p = \frac{1}{E} = \frac{W_0 - W}{W_0(p - p_0)}, \quad (5)$$

где W_0 — объем жидкости при начальном давлении p_0 (до сжатия); W — объем жидкости при конечном давлении p (после сжатия); E — модуль объемной упругости жидкости (модуль объемного сжатия).

Температурное расширение жидкости характеризуется температурным коэффициентом объемного расширения

$$\beta_t = \frac{W - W_0}{W_0(T - T_0)}, \quad (6)$$

где W_0 — объем жидкости при начальной температуре T_0 (до подогрева); W — объем жидкости после подогрева до температуры T .

Вязкость — способность жидкости оказывать сопротивление относительному сдвигу частиц жидкости. Она характеризуется динамической вязкостью μ , в гидравлических расчетах — кинематической вязкостью ν , а также условной вязкостью, или вязкостью по Энглера, которая согласно ГОСТ 6258 — 52 определяется в градусах условной вязкости ($^{\circ}\text{ВУ}$):

$$^{\circ}\text{ВУ} = \frac{t}{t_B}, \quad (7)$$

$$\nu = \left(7,31 \text{ }^\circ\text{BY} - \frac{6,31}{^\circ\text{BY}}\right) 10^{-6}; \quad (8)$$

$$\mu = \rho\nu, \quad (9)$$

где t и t_n — время истечения по висковиметру типа ВУ (ГОСТ 6258—52) соответственно 200 см³ испытуемой жидкости при температуре 50 °С и 200 см³ дистиллированной воды при температуре 20 °С; ρ — плотность жидкости.

1. Для объемного гидропривода получили рабочую жидкость смешиванием двух марок масел: «Индустриальное 12» ($\rho_1 = 880 \text{ кг/м}^3$, $m_1 = 44 \text{ кг}$) и «Индустриальное 45» ($\rho_2 = 925 \text{ кг/м}^3$, $m_2 = 37 \text{ кг}$).

Определить плотность полученной рабочей жидкости как смеси.

Решение. Объемы составляющих смесь отдельных марок масел соответственно $W_1 = \frac{m_1}{\rho_1}$ и $W_2 = \frac{m_2}{\rho_2}$. Поскольку для полученной смеси масел общая масса $m = m_1 + m_2$ и общий объем $W = W_1 + W_2$, то по формуле (1) находим плотность полученной рабочей жидкости

$$\rho = \frac{m}{W} = \frac{m_1 + m_2}{\frac{m_1}{\rho_1} + \frac{m_2}{\rho_2}} = \frac{44 + 37}{\frac{44}{880} + \frac{37}{925}} = 900 \text{ кг/м}^3.$$

2. Для зимних условий эксплуатации объемного гидропривода подготовлена рабочая жидкость смешиванием 40 дм³ минерального масла плотностью $\rho = 950 \text{ кг/м}^3$ и 10 дм³ керосина удельного веса $\gamma = 8160 \text{ Н/м}^3$.

Определить плотность и удельный вес рабочей жидкости (в единицах СИ).

3. Жидкость объемом 75 л получена смешиванием двух масел, плотность $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$. Первое масло плотностью $\rho_1 = 880 \text{ кг/м}^3$ составляет в смеси объем 25 л.

Определить плотность второго масла полученной смеси.

4. Жидкость весом 1350 Н, полученная смешиванием двух масел, имеет плотность 900 кг/м^3 . Объем одного масла, составляющего эту смесь, составляет 50 дм³, его плотность — 920 кг/м^3 .

Определить для второй составляющей смеси плотность ρ (кг/м³) и удельный вес γ (Н/м³).

5. Минеральное масло плотностью $0,9 \text{ кг/дм}^3$ смешали с керосином плотностью $0,8 \text{ кг/дм}^3$. В полученной смеси масса керосина составляет 10 %.

Определить плотность полученной смеси масла с керосином.

6. Рабочая жидкость для объемного гидропривода получена смешиванием масла плотностью 885 кг/м^3 с маслом плотностью 910 кг/м^3 . Плотность полученной смеси масел $\rho = 0,9 \text{ кг/дм}^3$.

Определить процентное содержание объема масла, плотность которого 885 кг/м^3 .

7. Рабочая жидкость, полученная смешиванием минерального масла и керосина, имеет плотность 880 кг/м^3 . Керосин плотностью 800 кг/м^3 составляет 20 % объема полученной смеси.

Определить плотность ρ и удельный вес γ минерального масла в полученной смеси.

8. Прямолинейная толстостенная труба объемного гидропривода перед гидравлическим испытанием полностью заполнена при атмосферном давлении минеральным маслом. Внутренний диаметр трубы $d=40$ мм, а ее длина $l=8$ м.

Пренебрегая деформацией материала трубы, определить, какой дополнительный объем ΔW масла необходимо подать в полость трубы в процессе гидравлического испытания избыточным давлением $p_{изб} = 20$ МПа (коэффициент объемного сжатия $\beta_p = 6 \cdot 10^{-10}$ м²/Н).

Решение. Предварительно определим объем внутренней полости испытываемой трубы

$$W = \frac{\pi d^2 l}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,04^2 \cdot 8}{4} = 0,010048 \text{ м}^3,$$

причем W — тот объем масла, который необходим для заполнения полости трубы при атмосферном давлении.

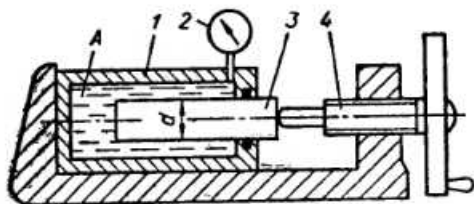


Рис. 1

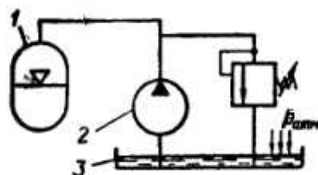


Рис. 2

При гидравлическом испытании трубы расходуется масло объемом $W_0 = W + \Delta W$. Заметим, что W_0 под конец гидравлического испытания, когда давление масла достигнет $p_{изб} = 20$ МПа, уменьшится до объема W внутренней полости испытываемой трубы.

Считаем, что в процессе гидравлического испытания перепад давления в трубе $p - p_0 = p_{изб}$. Тогда основная формула (5) примет вид

$$\beta_p = \frac{W_0 - W}{W_0 (p - p_0)} = \frac{W + \Delta W - W}{(W + \Delta W) p_{изб}} = \frac{\Delta W}{(W + \Delta W) p_{изб}}.$$

Отсюда получим расчетную формулу, по которой вычислим объем

$$\Delta W = \frac{\beta_p W p_{изб}}{1 - \beta_p p_{изб}} = \frac{6 \cdot 10^{-10} \cdot 0,010048 \cdot 20 \cdot 10^6}{1 - 6 \cdot 10^{-10} \cdot 20 \cdot 10^6} = 122 \text{ см}^3.$$

9. В 200 дм³ закрытого объема конструкции гидропривода в результате утечки масла давление понизилось от 10 МПа до 6 МПа. Пренебрегая деформацией элементов конструкции гидропривода, определить объем утечки масла. Принимаем коэффициент объемного сжатия масла $\beta_p = 6 \cdot 10^{-10}$ м²/Н.

10. На рис. 1 показана схема стэнда для гидравлического испытания небольших гидроцилиндров. Необходимое в процессе гидравлического испытания давление минерального масла в полости А объемом 75 см³ гидроцилиндра 1 создается поджатием плунжера 3, диаметр которого $d = 10$ мм, при вращении винта 4. Давле-

ние масла в полости *A* гидроцилиндра контролируется по манометру 2. Модуль упругости масла $E = 1600$ МПа.

Пренебрегая деформацией стенда и гидроцилиндра, а также утечкой масла через неплотности, определить количество оборотов винта 4 с резьбой шагом 1 мм, которое необходимо сделать, чтобы в полости *A* создать избыточное давление 15 МПа.

11. В процессе гидравлического испытания пневмогидроаккумулятора 1 (рис. 2) емкостью 50 дм³ из открытого бака 3 насосом 2 подано 50,5 дм³ минерального масла с модулем упругости $E = 1600$ МПа.

Пренебрегая деформацией металла гидроаккумулятора и утечкой масла в гидросистеме, определить, до какой величины повысилось избыточное давление масла в гидроаккумуляторе в результате гидравлического испытания.

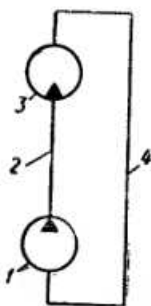


Рис. 3

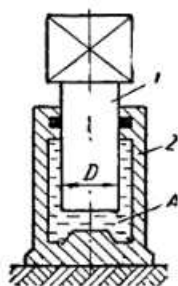


Рис. 4

12. В гидромотор ежеминутно поступает 0,5 м³ минерального масла, температура которого 30 °С. Отработанное масло, сливаемое из гидромотора, имеет температуру 50 °С. Принять температурный коэффициент объемного расширения $\beta_t = 0,0007$ град⁻¹.

Определить, какой объем масла ежеминутно сливается из гидромотора.

13. Общий объем циркулирующего в объемном гидроприводе минерального масла, включая объем масла в сливном баке, при температуре 20 °С составляет 200 дм³. Максимальный объем заполнения сливного бака маслом с температурой 20 °С за цикл работы гидропривода достигает 80 дм³.

Определить максимальный объем заполнения сливного бака маслом при повышении его температуры до 50 °С. Температурным расширением металла конструкции гидропривода пренебречь.

Принять температурный коэффициент объемного расширения $\beta_t = 0,0007$ град⁻¹.

14. Все сообщающиеся полости (рис. 3) объемной гидропередачи с замкнутой циркуляцией (насос 1, гидромотор 3 и соединяющие их напорный 2 и сливной 4 трубопроводы) полностью заполнены минеральным маслом, температура которого 15 °С. В процессе работы гидропередачи масло нагрелось до температуры 45 °С.

Пренебрегая температурным расширением металла гидропередачи и утечками масла в гидросистеме, определить давление масла в полости гидропередачи после выключения (остановки) насоса.

Принять для масла коэффициент объемного сжатия $\beta_p = 7 \cdot 10^{-10} \text{ м}^2/\text{Н}$ и температурный коэффициент объемного расширения $\beta_t = 0,0007 \text{ град}^{-1}$.

15. Полость *A* вертикального гидроцилиндра 2 (рис. 4) полностью заполнена минеральным маслом объемом 13 дм³.

Пренебрегая утечкой масла из полости *A* и температурным расширением металла гидроцилиндра, определить величину, на которую опустится плунжер 1 диаметром $D = 200$ мм при понижении температуры масла на 20 °К.

Принять температурный коэффициент объемного расширения $\beta_t = 0,0007 \text{ град}^{-1}$.

2. Сила давления рабочей жидкости на элементы гидропривода

Как известно из курса гидравлики, сила P давления жидкости на плоские стенки определяется по формуле

$$P = pS, \quad (10)$$

где p — давление жидкости в центре C (рис. 5) тяжести площади S , причем

$$p = p_A + \gamma z = p_A + \rho g z, \quad (11)$$

где p_A — заданное в точке A давление жидкости удельного веса γ или плотности ρ ; z — расстояние по вертикали от горизонтальной плоскости $O-O$, проходящей через точку A , до центра C тяжести площади S (на рис. 5 площадь S обозначена буквой ω).

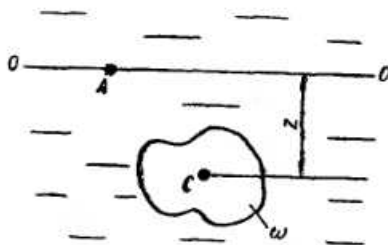


Рис. 5

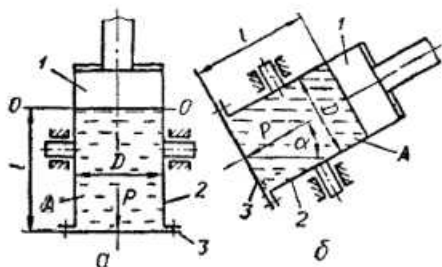


Рис. 6

В объемном гидроприводе избыточное давление * рабочей жидкости обычно больше 2,5 МПа, а удельная энергия положения рабочей жидкости в гидросистеме меньше 5 м (за немногим исключением), и величиной произведения $\gamma z = \rho g z$ в формуле (11), как сравнительно небольшой по сравнению с величиной заданного давления p , пренебрегают. Поэтому все расчеты элементов объемного гидропривода выполняют по заданному давлению без учета давления, создаваемого весом жидкости из-за ее различного высотного расположения в гидросистеме.

При определении силы давления жидкости на криволинейную поверхность элементов объемного гидропривода весом расположенной над этой поверх-

* Расчеты элементов объемного гидропривода производят только по избыточному давлению, которое в дальнейшем называем «давлением».

ностью жидкости обычно пренебрегают, как величиной очень малой по сравнению с силой давления жидкости на нормальную проекцию этой поверхности. Поэтому силу давления жидкости на криволинейную поверхность элементов объемного гидропривода по заданному направлению определяют по формуле (10), причем площадь S — это площадь проекции криволинейной поверхности на плоскость, перпендикулярную к заданному направлению действия силы давления жидкости, что значительно упрощает вычисления (см. решения задач 32 и 36).

16. Внутренняя полость A вертикального гидроцилиндра диаметром $D = 200$ мм (рис. 6, a) заполнена минеральным маслом плотностью $\rho = 900$ кг/м³. Длина рабочего хода поршня $l = 1000$ мм.

Определить без учета и с учетом веса столба масла в полости A гидроцилиндра силу P , отрывающую нижнюю плоскую крышку 3 от гильзы 2 при верхнем положении поршня 1, в плоскости $O-O$ которого действует давление $p = 10$ МПа.

Решение. Силу P без учета веса столба масла в полости A гидроцилиндра определим по формуле (10):

$$P = p \frac{\pi D^2}{4} = 0,785 p D^2 = 0,785 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 0,2^2 = 314 \text{ кН.}$$

Силу P с учетом веса столба масла в гидроцилиндре также определим по формуле (10), но с учетом дополнительного давления, создаваемого столбом масла высотой l :

$$P = (p + \rho g l) \frac{\pi D^2}{4} = (10 \cdot 10^6 + 900 \cdot 9,81 \cdot 1) 0,785 \cdot 0,2^2 = 314,3 \text{ кН.}$$

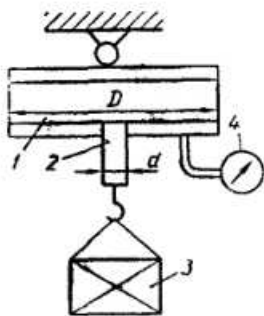


Рис. 7

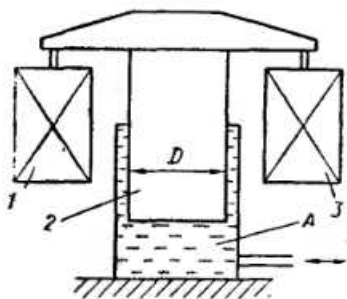


Рис. 8

Разность $314,3 - 314 = 0,3$ кН составляет всего $0,09\%$ значения силы, подсчитанной без учета веса масла в полости A гидроцилиндра. Следовательно, весом масла в полости A гидроцилиндра можно пренебречь.

17. Решить задачу № 16 для случая наклонного расположения гидроцилиндра (рис. 6, b). Угол наклона оси гидроцилиндра к горизонту $\alpha = 30^\circ$.

18. Для взвешивания тяжелых грузов 3 массой от 20 до 60 т применяют гидродинамометр (рис. 7). Поршень 1 диаметром $D = 300$ мм, шток 2 диаметром $d = 50$ мм.

Пренебрегая весом поршня и штока, построить график показаний давления p манометром 4 в зависимости от массы m груза 3.

19. Общий вес плунжера 2 диаметром $D = 100$ мм и грузов 1 и 3 грузового гидроаккумулятора (рис. 8) составляет 30 кН. Пренебрегая во время разрядки трением в гидроаккумуляторе, определить давление масла в его полости А.

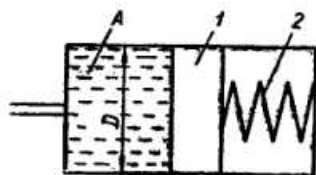


Рис. 9

20. Пружинный гидроаккумулятор (рис. 9) имеет поршень 1 диаметром $D = 200$ мм. Коэффициент жесткости пружины 2 $C = 235,5$ кН/м.

Пренебрегая трением поршня в гидроаккумуляторе, определить давление масла в полости А во время зарядки, когда пружина 2 имеет осевой прогиб $x = 200$ мм*.

21. На рис. 10 показана схема плунжерного реле давления, в котором при перемещении плунжера 3 влево поднимается штырь 2, переключающий электрические контакты 4. Коэффициент жесткости пружины 1 $C = 50,26$ кН/м. Реле давления срабатывает, т. е. переключает электрические контакты 4 при осевом прогибе пружины 1, равном 10 мм.

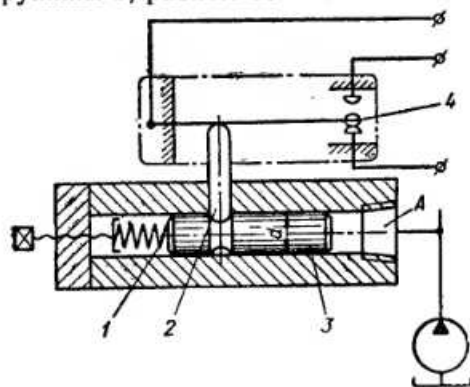


Рис. 10

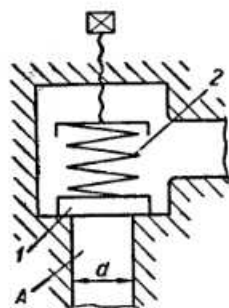


Рис. 11

Пренебрегая трением в реле давления, определить диаметр d плунжера, если реле давления должно срабатывать при давлении масла в полости А (при входе) $p = 10$ МПа*.

22. На рис. 11 показана схема гидроклапана с перекрывающим элементом в виде плоского диска 1, который закрывает напорное отверстие А диаметром $d = 10$ мм. Коэффициент жесткости пружины 2 $C = 255$ кН/м.

Определить давление масла в напорном отверстии А в момент срабатывания (открывания) гидроклапана, если осевой прогиб* пружины 2 составляет 2 мм.

* Пружина с коэффициентом жесткости C при осевом сжатии (прогибе) x развивает усилие $F = Cx$.

23. На рис. 12 показана схема гидроклапана с золотником диаметром $d = 20$ мм.

Пренебрегая трением в гидроклапане и весом золотника 1, определить минимальное усилие, которое должна развивать сжатая пружина 2 для уравнивания в нижней полости А давления масла $p = 10$ МПа.

24. На рис. 13 показана схема гидроклапана со ступенчатым золотником 1, диаметры поясков которого $d_1 = 20$ мм и $d_2 = 22$ мм.

Пренебрегая весом золотника 1 и трением в гидроклапане, определить для открытого в полости А положения золотника и при давлении масла $p = 6$ МПа:

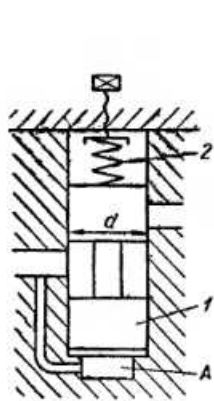


Рис. 12

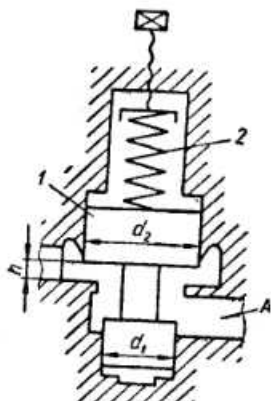


Рис. 13

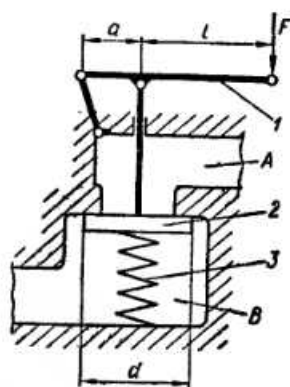


Рис. 14

а) осевой прогиб пружины 2, коэффициент жесткости которой $C = 16$ кН/м;

б) коэффициент жесткости пружины 2, если золотник 1 открыт на величину $h = 3$ мм, а при нулевом перекрытии, т. е. когда $h = 0$, осевой прогиб пружины составляет 22 мм.

25. На рис. 14 показана схема гидрораспределителя с плоским клапаном 2 диаметром $d = 20$ мм. В напорной полости В гидрораспределителя действует давление масла $p = 5$ МПа.

Пренебрегая противодействием в полости А гидрораспределителя и усилием слабой пружины 3, определить длину l плеча рычага 1, достаточную, чтобы открыть плоский клапан 2 приложенной к концу рычага силой $F = 50$ Н, если длина малого плеча $a = 20$ мм.

26. На рис. 15 показана схема трехлинейного гидрораспределителя 2 с гидравлическим управлением, т. е. таким, когда золотник 1 переводится в крайнее левое или правое положение под действием давления масла соответственно в торцевой полости А или В.

Определить давление масла в торцевой полости А гидрораспределителя 2, достаточное для смещения вправо золотника 1

диаметром $d = 20$ мм, при наличии силы трения $T = Н$ и противодействия в полости B $p_{пр} = 300$ кПа.

27. Из-за разных диаметров поршней 1 и 2 гидропреобразователя (рис. 16) в полости B создается давление p масла, значительно большее давления $p_0 = 0,6$ МПа в полости A . $D = 200$ мм, $d = 40$ мм.

Пренебрегая трением в гидропреобразователе, определить давление масла в полости B .

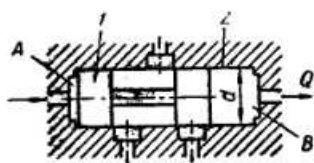


Рис. 15

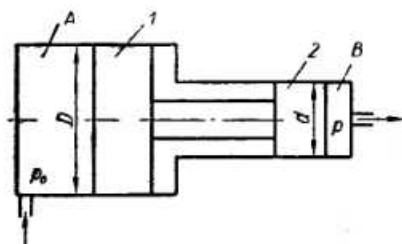


Рис. 16

Решение. Сила давления масла на поршень 1 со стороны полости A

$$P = p_0 \frac{\pi d^2}{4}$$

передается поршню 2, и в полости B возникает давление

$$p = \frac{4P}{\pi d^2} = p_0 \frac{D^2}{d^2} = 0,6 \frac{200^2}{40^2} = 15 \text{ МПа.}$$

28. Гидропреобразователь (рис. 16) предназначен для повышения давления масла от 0,6 МПа в полости A до 5 МПа в полости B .

С учетом общего к. п. д. гидропреобразователя $\eta = 0,98$ определить:

а) диаметр d малого поршня 2, если диаметр поршня 1 $D = 200$ мм;

б) диаметр D большого поршня 1, если диаметр поршня 2 $d = 60$ мм.

29. Гидропреобразователь (рис. 16) предназначен для понижения давления масла.

С учетом общего к. п. д. гидропреобразователя $\eta = 0,98$ определить давление p_0 масла в полости A диаметром $D = 200$ мм, если в полости B диаметром $d = 80$ мм давление масла $p = 1$ МПа.

30. Уплотнение плунжера 2 диаметром $D = 200$ мм в вертикальном гидроцилиндре 1 осуществляется за счет гидравлического прижима давлением $p = 10$ МПа эластичной U -образного сечения манжеты 3 (рис. 17). Толщина манжеты $\delta = 5$ мм, расчетная длина гидравлического прижима манжеты к плунжеру $h = 10$ мм.

Определить силу трения, возникающую между манжетой и поднимающимся плунжером.

Принять коэффициент трения для трущейся пары $f=0,006$.

Решение. Как известно из механики, сила трения скольжения T определяется по формуле

$$T = fN = fP,$$

где N — нормальная сила прижима, в данном случае манжеты к плунжеру, давлением масла. Силу давления $P = N$, с которой манжета прижимается к плунжеру, легко определить через кольцевую площадь манжеты $S = \pi(D + 2\delta)h$, а именно:

$$P = pS = p\pi(D + 2\delta)h,$$

что позволяет получить расчетную формулу для определения искомой силы трения, возникающей между манжетой и поднимающимся плунжером:

$$T = fP = fp\pi(D + 2\delta)h.$$

Вычисляем силу трения

$$T = 0,006 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 3,14 (0,2 + 2 \cdot 0,005) 0,01 = 395,6 \text{ Н} \approx 400 \text{ Н}.$$

31. Уплотнение вращающегося вала 2 в корпусе 1 осуществляется за счет гидравлического прижима манжеты 3 U-образного сечения (рис. 17). В полости А давление масла $p = 10$ МПа. Диаметр вала $D = 200$ мм. Расчетная длина гидравлического прижима манжеты к валу $h = 8$ мм.

Пренебрегая толщиной δ манжеты, определить момент силы трения, возникающей между манжетой и вращающимся валом, приняв коэффициент трения $\psi = 0,006$.

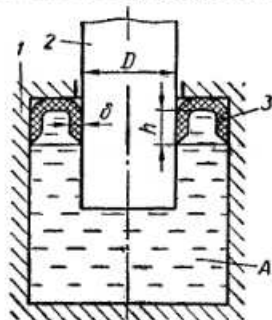


Рис. 17

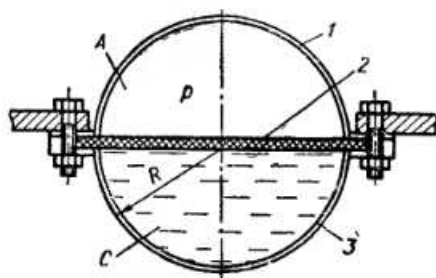


Рис. 18

32. Внутренняя шаровая поверхность пневмогидроаккумулятора (рис. 18) разделена на два одинаковых герметичных объема А и С горизонтальной резиновой мембраной 2. Верхний объем А заполнен азотом, давление которого $p = 10$ МПа. Нижний объем С заполнен минеральным маслом плотностью $\rho = 900$ кг/м³. Радиус полусферы $R = 200$ мм.

Определить без учета и с учетом веса масла в пневмогидроаккумуляторе усилие P , растягивающее болты, которыми скреп-

лены верхняя 1 и нижняя 3 полусферы с зажатой между ними мембраной 2.

Решение. Без учета веса масла в пневмогидроаккумуляторе искомое усилие P есть сила давления жидкости на проекцию полусферы на горизонтальную плоскость, т. е. площадь $S = \pi R^2$. Следовательно, усилие P можно определить по формуле (10):

$$P = pS = p\pi R^2 = 10 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,2^2 = 1256 \text{ кН.}$$

С учетом веса масла в объеме полусферы пневмогидроаккумулятора усилие, растягивающее болты,

$$P = p\pi R^2 + \frac{1}{3} \pi R^3 \rho g = \pi R^2 \left(p + \frac{1}{3} R \rho g \right) =$$

$$= 3,14 \cdot 0,2^2 \left(10 \cdot 10^6 + \frac{1}{3} \cdot 0,2 \cdot 900 \cdot 9,81 \right) = 1256073 \text{ Н.}$$

Разность $1256073 - 1256000 = 73 \text{ Н}$ составляет всего $0,0058\%$ значения усилия P , подсчитанного без учета веса масла в полости гидроаккумулятора. Поэтому в подобных задачах весом жидкости в закрытой полости гидравлических элементов пренебрегают.

33. В полости A баллона гидроаккумулятора избыточное давление достигает 10 МПа , $D = 2R = 200 \text{ мм}$, $l = 300 \text{ мм}$ (рис. 19).

Определить максимальные усилия, разрывающие баллон по поперечному и продольному сечениям. Весом жидкости в баллоне пренебречь.

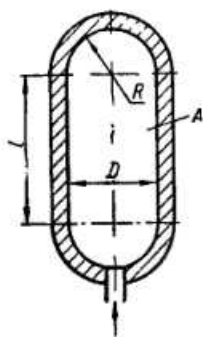


Рис. 19

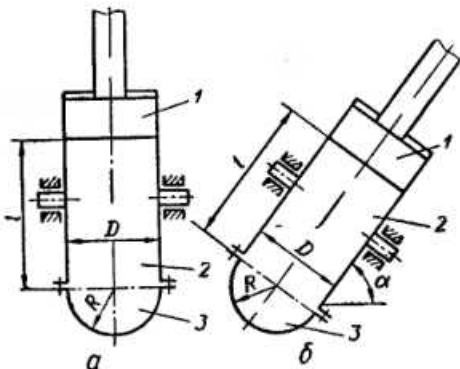


Рис. 20

34. Гидроцилиндр (рис. 20) с внутренним диаметром $D = 200 \text{ мм}$ и сферическим дном ($R = D/2$) заполнен минеральным маслом плотностью $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$, $l = 1 \text{ м}$.

Определить без учета и с учетом веса масла в гидроцилиндре силу P , отрывающую днище 3 от гильзы 2 для вертикального (рис. 20, а) и наклонного (рис. 20, б $\alpha = 30^\circ$) расположения гидроцилиндра, если на центр поршня 1 действует давление масла, равное 10 МПа .

35. На рис. 21 показана конструктивная схема обратного клапана с шариком диаметром $D = 16 \text{ мм}$, $d = 10 \text{ мм}$.

Определить силу, с которой шарик 1 прижимается к седлу клапана, когда давление масла достигает в полости А и В соответственно 10 МПа и 0,5 МПа.

36. По оси изогнутого колена 2, соединяющего прямолинейные участки 1 и 3 трубопровода (рис. 22), действует давление жидкости $p = 6$ МПа. Внутренний диаметр трубопровода $D = 100$ мм, угол между осями прямолинейных участков 1 и 3 трубопровода $\beta = 60^\circ$.

Пренебрегая весом жидкости в трубопроводе, определить равнодействующую силу R давления жидкости на колено 2.

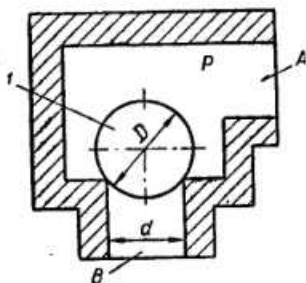


Рис. 21

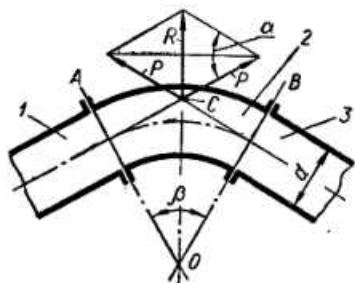


Рис. 22

Решение. На объем жидкости, заключенный в колене 2, действуют в сечениях OA и OB силы давления жидкости, одинаковые по величине и согласно формуле (10) равные:

$$P = pS = p \frac{\pi d^2}{4} = 6 \cdot 10^6 \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} = 4,71 \text{ кН.}$$

Если силы P , действующие на крайние сечения OA и OB объема жидкости, заключенной в колене 2, перенести по линии их действия до точки их пересечения C и построить с этой точки C параллелограмм сил, то получим ромб, меньшая диагональ которого определит как направление, так и величину равнодействующей R . Учитывая, что в ромбе диагонали взаимно перпендикулярны, делятся пополам в точке пересечения и делят углы ромба пополам и что углы $\alpha = \beta$ как углы со взаимно перпендикулярными сторонами, получим

$$R = 2P \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 47100 \sin \frac{60^\circ}{2} = 47100 \text{ Н.}$$

37. Маслопровод (рис. 22) состоит из двух расположенных под углом $\beta = 90^\circ$ прямолинейных труб 1 и 3 соединяющего колена 2. Внутренний диаметр труб $d = 200$ мм. Трубопровод подвергается гидравлическому испытанию давлением 2,5 МПа.

Пренебрегая весом масла в изогнутом колене 2, определить отрывающее P и сдвигающее P_0 усилия, возникающие на стыках колена 2 с трубами 1 и 3, а также равнодействующую R давления масла на изогнутое колено 2.

38. В системе объемного гидропривода экскаватора используются гибкие трубопроводы (гибкие рукава 1), изготовленные из резины с прослойками ткани и металлической сетки (рис. 23).

Пренебрегая весом масла в гибком рукаве, определить для двух положений трубопровода силу P , отрывающую гибкий рукав 1 от штуцера, и равнодействующую силу R , действующую

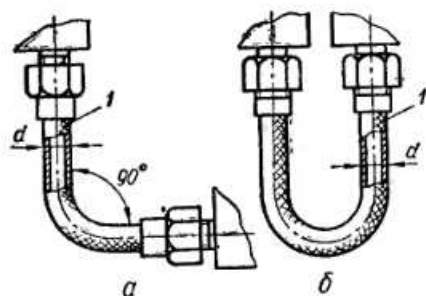


Рис. 23

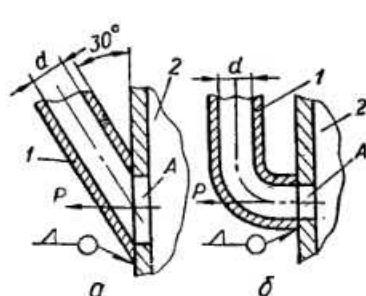


Рис. 24

на гибкий рукав, если расчетный внутренний диаметр $d = 20$ мм и рабочее давление в трубопроводе $p = 10$ МПа.

39. Стальная труба 1 диаметром 40 мм (рис. 24) приварена к гидроузлу 2, в полости A которого действует давление $p = 10$ МПа.

Определить силу, отрывающую по сварочному шву от гидроузла 2 трубу 1 для каждого вида ее приварки (рис. 24, а, б).

40. В трубе диаметром $d = 32$ мм (рис. 25) давление масла $p = 10$ МПа. Толщина стенки трубы $\delta = 4$ мм.

Определить нормальные напряжения растяжения, которые действуют в диаметральной сечении стенки трубы.

Решение. На часть трубы длиной l , расположенной как слева, так и справа от диаметрального сечения $ABCE$,

без учета веса масла действует сила давления $P = pld$, которая уравнивается нормальными напряжениями растяжения σ материала трубы в диаметральной сечении $ABCE$, причем площадь этого сечения трубы длиной l определяется как $s = 2\delta l$. Тогда

$$\sigma = \frac{P}{s} = \frac{pld}{2\delta l} = \frac{pd}{2\delta} = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 0,032}{2 \cdot 0,004} = 40 \text{ МПа.}$$

41. В стальной трубе диаметром $d = 40$ мм (рис. 25) давление рабочей жидкости $p = 20$ МПа.

Определить толщину δ стенки трубы, если допускаемое напряжение на растяжение для стали $[\sigma] = 100$ МПа.

3. Закон Паскаля

Работа и расчет простых гидростатических машин, таких как гидропресс, гидродомкрат, гидротормоз и т. п., а также объемного гидропривода основаны на законе Паскаля, согласно которому *повышение давления передается во все точки закрытого объема жидкости одинаково*. Например, если на плунжер 5 малого диаметра d гидропресса (рис. 26) действует сила F , то под этим плунжером давление жидкости повышается до значения

$$p = \frac{4F}{\pi d^2},$$

причем это повышение давления передается всем точкам закрытого объема жидкости в полости A гидропресса. Такое давление жидкости будет действовать на нижний торец большого плунжера 3. Следовательно, на торец плунжера 3 диаметром D действует сила давления

$$P = p \frac{\pi D^2}{4} = F \frac{D^2}{d^2}. \quad (12)$$

Из формулы (12) следует, что, выбрав достаточных размеров диаметр D большого плунжера 3, можно при одном и том же усилии, действующем на плунжер 5 малого диаметра, получить практически любое выходное усилие P , что широко используется в технике.

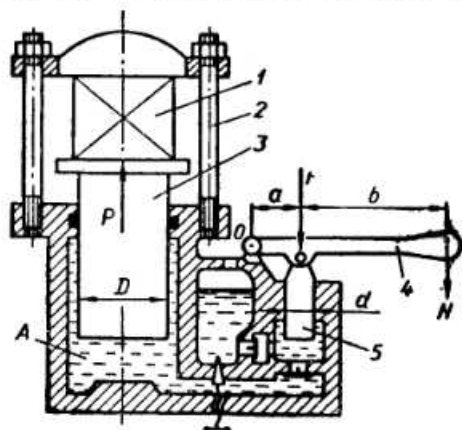


Рис. 26

42. На рис. 26 показан гидропресс с ручным приводом от рычага 4, на конце которого приложено усилие $N=250$ Н. Длины плеч этого рычага $a=20$ мм, $b=180$ мм. Диаметр малого плунжера 5 $d=10$ мм, диаметр большого плунжера 3 $D=100$ мм. Общий к. п. д. гидропресса $\eta=0,84$.

Определить силу P , с которой плунжер 3 обжимает заготовку 1 в гидропрессе.

Решение. Из уравнения моментов, записанного относительно оси O вращения рычага 4,

$$Fa = N(a + b)$$

определяем силу F , которая действует на плунжер 5:

$$F = \frac{N(a + b)}{a} = \frac{250(20 + 180)}{20} = 2500 \text{ Н.}$$

По формуле (12) определяем теоретическую силу $P_{\text{теор}}$, с которой плунжер 3 обжимает заготовку 1 в гидропрессе:

$$P_{\text{теор}} = F \frac{D^2}{d^2} = 2500 \frac{100^2}{10^2} = 250\,000 \text{ Н} = 250 \text{ кН.}$$

Поскольку общий к. п. д. гидропресса $\eta = P/P_{\text{теор}}$, то искомая сила

$$P = P_{\text{теор}}\eta = 250 \cdot 0,84 = 210 \text{ кН.}$$

43. В гидропрессе (рис. 26) с ручным приводом диаметр малого плунжера $d = 10$ мм, $a = 25$ мм и $b = 225$ мм. Шпильки 2 рассчитаны на максимальное растягивающее усилие $P = 100$ кН.

Пренебрегая трением в гидропрессе и весом его подвижных деталей, определить диаметр D плунжера 3, если на конце рычага 4 приложена сила $N = 100$ Н.

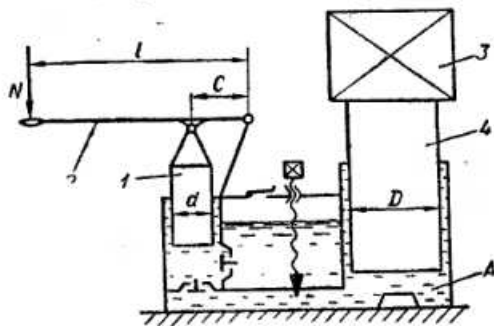


Рис. 27

44. В гидродомкрате с ручным приводом (рис. 27) на конце рычага 2 приложено усилие $N = 150$ Н. Диаметры напорного 1 и подъемного 4 плунжеров соответственно равны: $d = 10$ мм и $D = 110$ мм. Малое плечо рычага $c = 25$ мм.

С учетом общего к. п. д. гидродомкрата $\eta =$

$= 0,82$ определить длину l рычага 2, достаточную для подъема груза 3 весом 225 кН.

Пренебрегая утечкой масла в гидродомкрате, определить также при среднем ходе плунжера 1, равном 5 мм, число двойных ходов k рычага 2, необходимое для подъема груза 3 на высоту 10 мм.

45. На рис. 28 показана упрощенная схема гидротормоза. Напорный 1 и тормозной 5 гидроцилиндры соединены трубопроводом 4. Когда нажимают на педаль тормозного рычага 3, в напорном гидроцилиндре 1 создается избыточное давление тормозной жидкости, которое согласно закону Паскаля передается по трубопроводу 4 в полость А тормозного гидроцилиндра 5. Под действием этого давления плунжер 6 прижимает тормозную колодку 7 к шкиву 8, и происходит его торможение.

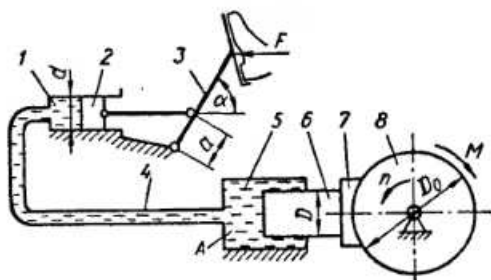


Рис. 28

Диаметр тормозного плунжера 6 $D = 40$ мм, диаметр шкива $D_0 = 300$ мм. На напорный плунжер 2 диаметром $d = 20$ мм действует горизонтальная сила величиной 700 Н.

Приняв коэффициент трения скольжения для пары тормозная колодка — шкив $f = 0,25$, определить создаваемый гидротормозом тормозной момент: а) пренебрегая потерями энергии в гидротормозе; б) с учетом к. п. д. напорного гидроцилиндра $\eta_n = 0,95$ и к. п. д. тормозного гидроцилиндра $\eta = 0,97$.

46. Гидротормоз, принцип работы которого изложен в задаче № 45 (рис. 28), тормозит шкив 8 моментом 1540 Н·м, $D_0 = 250$ мм, $D = 100$ мм, $d = 25$ мм, $a = 30$ мм.

Определить с учетом общего к.п.д. гидротормоза $\eta = 0,9$ общую длину тормозного рычага 3, если нажимное усилие $F = 300$ Н.

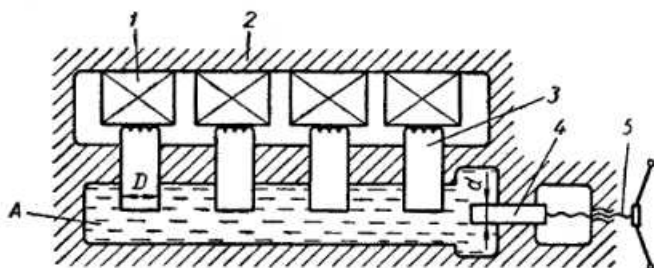


Рис. 29

Принять коэффициент трения скольжения пары тормозная ко- лодка — шкив $f=0,25$ и $\alpha=90^\circ$.

47. В четырехместном зажимном приспособлении для фрезе- рования (рис. 29) каждая заготовка 1 прижимается к упорной стенке 2 плунжерами 3 диаметром $D = 40$ мм. Давление масла в полости А приспособления создается напорным плунжером 4, на который от винта 5 передается усилие величиной 500 Н.

Пренебрегая трением в приспособлении, определить:

а) усилие, воспринимае- мое упорной стенкой 2, если диаметр напорного плунжера 4 $d=20$ мм;

б) максимальный диаметр d плунжера 4, если прочность упорной стенки 2 допускает усилие $F=32$ кН.

48. В клепальной скобе 1 с гидропреобразователем 4 (рис. 30) обжим заклепки 2 проис- ходит с усилием $F=106,1$ кН, которое создается гидроци- линдром 3 диаметром $D=$

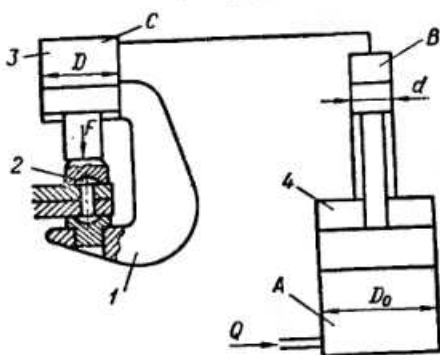


Рис. 30

100 мм. Во время обжима за- клепки в полость С этого гидроцилиндра под большим давлением поступает масло от гидропреобразователя 4, в полости А которого действует давление масла $p_0=0,6$ МПа при $D_0=200$ мм.

С учетом общего к.п.д. гидроцилиндра клепальной скобы $\eta =$ $= 0,96$ и общего к.п.д. гидропреобразователя $\eta_0 = 0,85$ определить диаметр d его высоконапорной полости В.

Решение При решении задачи № 27 была получена расчетная формула для определения давления масла в полости В гидропре-

образователя, которая с учетом его общего к.п.д. η_0 примет вид

$$p = p_0 \frac{D_0^2}{d^2} \eta_0.$$

Давление масла, создаваемое в полости *B* гидропреобразователя 4, согласно закону Паскаля передается в полость *C*, дейст-

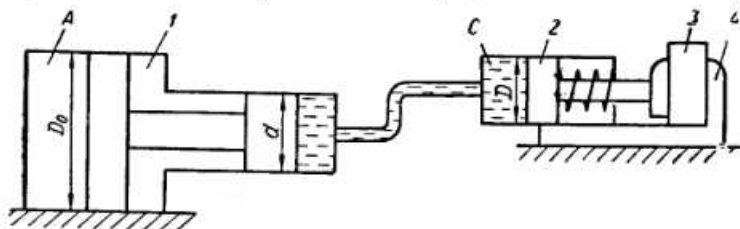


Рис. 31

вующая на поршень гидроцилиндра 3, благодаря чему в клепальной скобе 1 заклепка 2 с учетом заданного к.п.д. η обжимается силой

$$F = p \frac{\pi D^2}{4} \eta = p_0 \frac{\pi D_0^2 D^2}{4 d^2} \eta_0 \eta.$$

Из последнего выражения можно вывести расчетную формулу для вычисления диаметра высоконапорной полости *B* гидропреобразователя

$$d = \sqrt{\frac{\pi D_0^2 D^2 p_0 \eta_0 \eta}{4F}} = \sqrt{\frac{3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 0,1^2 \cdot 0,6 \cdot 10^6 \cdot 0,85 \cdot 0,96}{4 \cdot 106,1 \cdot 10^3}} = 40 \text{ мм.}$$

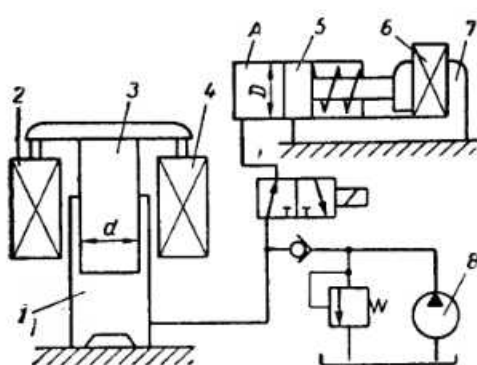


Рис. 32

могидропреобразователем $\eta=0,8$ определить диаметр *D* гидроцилиндра 3, при котором заклепка 2 обжимается с усилием $F=94,2$ кН.

50. В гидротисках 4 (рис. 31) заготовка 3 закрепляется усилием, создаваемым гидроцилиндром 2, диаметр которого $D=80$ мм. В полость *C* этого гидроцилиндра поступает масло от пневмогид-

49. В клепальной скобе 1 пневмогидропреобразователя 4 (рис. 30) обжим заклепки 2 осуществляется усилием, которое создается в гидроцилиндре 3. В полость *C* этого гидроцилиндра масло поступает от пневмогидропреобразователя 4 с диаметрами ступеней $D_0=200$ мм и $d=40$ мм. Давление воздуха в полости *A* пневмогидропреобразователя $p_0=0,6$ МПа.

С учетом общего к.п.д. клепальной скобы с пнев-

преобразователя I с диаметрами ступеней $D_0 = 200$ мм и $d = 40$ мм.

Определить без учета и с учетом общего к. п. д. пневмогидропреобразователя $\eta_0 = 0,8$ и общего к.п.д. гидротисков $\eta = 0,9$:

а) усилие F , с которым заготовка закрепляется в гидротисках, если в полости A пневмогидропреобразователя действует давление воздуха $p = 0,4$ МПа;

б) давление воздуха p в полости A пневмогидропреобразователя, необходимое для закрепления заготовки в гидротисках с усилием $F = 64,8$ кН.

51. При неработающем насосе 8 (рис. 32) грузовой гидроаккумулятор I с диаметром плунжера 3 $d = 40$ мм обеспечивает в поршневой полости A гидроцилиндра 5 диаметром $D = 100$ мм такое давление масла, при котором заготовка 6 зажата в гидротисках 7 силой 5 кН. К. п. д. гидротисков — 0,95 и к. п. д. гидроаккумулятора — 0,98.

Определить общий вес плунжера 3 с грузами 2 и 4.

4. Расчет трубопроводов

Согласно ГОСТ 17752—72 в объемном гидроприводе трубопроводы называются гидролиниями. Гидравлический расчет гидролиний состоит в определении диаметра (внутреннего) труб и падения давления. Все расчеты гидролиний выполняются в предположении, что поток жидкости, обычно минерального масла, является неразрывным и, следовательно, расходы $Q_1, Q_2, Q_3 \dots$ через соответствующие живые сечения потока одинаковы, т. е.

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q = \text{const}, \quad (13)$$

причем если в данном живом сечении площадью S средняя скорость движения жидкости (масла) v , то расход

$$Q = vS. \quad (14)$$

Для круглой трубы диаметром d

$$Q = v \frac{\pi d^2}{4}. \quad (15)$$

Диаметр (внутренний) трубы на основании формулы (15)

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{v}}. \quad (16)$$

Перед вычислением потерь напора и падения давления необходимо выяснить режим движения жидкости на каждом участке гидролинии на основании числа Рейнольдса, значение которого для круглой трубы диаметром d определяется по формуле

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (17)$$

где v — средняя скорость и ν — кинематическая вязкость жидкости.

Подсчитанное по формуле (17) число Рейнольдса Re следует сравнить с нижним критическим числом Рейнольдса $Re_{кр} = 2320$. Если полученное число Рейнольдса $Re < 2320$, то все гидравлические расчеты выполняются, как для ламинарного режима движения жидкости в круглой трубе, а если полученное $Re > 2320$, то все гидравлические расчеты выполняются как для турбулентного режима.

Потери напора h_n в трубопроводах объемного гидропривода определяются, как для гидравлических коротких труб, т. е. с учетом потерь напора как по длине, так и во всех местных сопротивлениях, расположенных на данном трубопроводе.

Потери напора по длине $h_{тр}$ определяются для каждой отдельной трубы данного диаметра и длины. Так же определяются местные потери h_m для каждого отдельного местного сопротивления. Общая потеря напора h_n получается суммированием всех потерь напора по длине и местных на данном участке трубопровода, т. е.

$$h_n = \sum h_{тр} + \sum h_m \quad (18)$$

В объемном гидроприводе трубы, соединяющие отдельные местные сопротивления, имеют относительно небольшую длину. Движение жидкости в этих трубах не всегда успевает стабилизироваться в явно выраженный ламинарный или турбулентный режим движения, и, следовательно, вычисления по формуле (18) дают приближенное значение общих потерь напора h_n . Однако, общие потери напора в трубопроводах объемного гидроприводе определяют по формуле (18), обычно принимая, что поток жидкости при движении в трубах, соединяющих отдельные местные сопротивления, успевает стабилизироваться в ламинарный или турбулентный режим движения.

Потери напора по длине

$$h_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (19)$$

где λ — коэффициент Дарси (коэффициент гидравлического трения); v — средняя скорость движения жидкости в трубе диаметром d и длиной l .

Для ламинарного режима движения жидкости теоретическое значение коэффициента Дарси

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (20)$$

Чтобы учесть повышение гидравлического сопротивления в металлических трубах за счет их непрямолинейности, овальности, местных вмятин и т. п., в формуле (20) число 64 увеличивают в среднем до 75. Обычно для труб объемного гидроприводе при ламинарном режиме движения масла коэффициент Дарси

$$\lambda = \frac{75}{Re}. \quad (21)$$

Для турбулентного режима движения жидкости в трубах коэффициент Дарси определяется по полуэмпирическим и эмпирическим формулам, а также по графикам и таблицам. В последнее время получила признание универсальная формула А. Д. Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{K_z}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (22)$$

где K_z — эквивалентная абсолютная шероховатость, среднее значение которой для новых бесшовных стальных труб $K_z = 0,014$, а для труб из цветных металлов $K_z = 0,001$.

Для турбулентного режима движения масла в трубах объемного гидроприводе, когда число Рейнольдса $2320 < Re < 10\,000$, коэффициент Дарси можно вычислить по более простой формуле Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (23)$$

Местные потери напора

$$h_m = \zeta \frac{v^2}{2g}, \quad (24)$$

где ζ — коэффициент потерь в местных гидравлических сопротивлениях, или коэффициент местного сопротивления. Этот коэффициент опытный и при решении задач, если не задан в ее условии, принимается по прил. 2; v — средняя скорость движения жидкости за местным сопротивлением.

Заметим, что если диаметры труб на некоторых участках трубопровода одинаковы, то общие потери напора

$$h_n = \left(\lambda \frac{\Sigma l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{v^2}{2g}, \quad (25)$$

где Σl — суммарная длина труб одного диаметра; $\Sigma \zeta$ — сумма коэффициентов всех местных сопротивлений всех участков трубопровода с трубами одного диаметра.

Если в начале трубопровода давление p_1 , а в конце p_2 , то падение (потерю) давления $\Delta p = p_1 - p_2$ можно определить на основании уравнения Д. Бернулли:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_n, \quad (26)$$

записанному для живых сечений потока жидкости в начале и в конце трубопровода, а именно:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \rho g h_n + \rho g (z_2 - z_1) + 2 \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}, \quad (27)$$

где z_1 и z_2 — вертикальные координаты расположения центров тяжести живых сечений потока жидкости соответственно в начале и в конце трубопровода, отсчитываемые от горизонтальной плоскости сравнения; v_1 и v_2 — средние скорости движения жидкости в указанных крайних живых сечениях потока жидкости в трубопроводе; ρ — плотность жидкости.

При определении падения давления в трубопроводах объемного гидропривода последним слагаемым в скобках (разностью скоростных напоров) как величиной относительно очень малой пренебрегают. Тогда

$$\Delta p = \rho g (h_n + z_2 - z_1). \quad (28)$$

В большинстве случаев при определении падения давления в трубопроводах объемного гидропривода также пренебрегают высотной разностью $z_2 - z_1$ в расположении крайних живых сечений, и, следовательно, вычисления Δp выполняют по формуле

$$\Delta p = \rho g h_n. \quad (29)$$

Порядок определения падения давления Δp изложен на примере решения задачи № 59.

Минимальную толщину δ стенки круглой тонкостенной трубы определяют на основании расчетного выражения задачи № 40 по формуле

$$\delta = \frac{pd}{2[\sigma]}, \quad (30)$$

где p — давление (избыточное) жидкости (масла) в трубе; d — внутренний диаметр трубы; $[\sigma]$ — допускаемое на растяжение напряжение материала трубы.

Расход жидкости при истечении через насадок или отверстие в толстой стенке (рис. 33, а)

$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (31)$$

а расход жидкости при утечках через эксцентричный кольцевой зазор (рис. 33, б)

$$Q = \frac{\pi d \delta^3 \Delta p}{12 \nu \rho g l} K = \frac{\pi d \delta^3 \Delta p}{12 \nu \rho l} K, \quad (32)$$

где μ — коэффициент расхода жидкости при истечении (для цилиндрического насадка или отверстия в толстой стенке $\mu = 0,8 \div 0,82$); S — площадь поперечного сечения $C-C$ насадка или отверстия на выходе потока жидкости (рис. 33, а); ρ — плотность жидкости; $\Delta p = p_1 - p_2$ — перепад (падение) давления жидкости при движении через насадок, отверстие или кольцевой зазор; ν — кинематическая вязкость жидкости; d_0 — средний диаметр и δ — номинальный размер зазора при

концентричном расположении плунжера или вала l в отверстии (рис. 33, а); l — длина кольцевого зазора (рис. 33, б); K — коэффициент, учитывающий эксцентриситет e , с которым располагаются в отверстии плунжер или вал l (рис. 33, б):

$$K = 1 + \left(\frac{e}{b}\right)^2. \quad (33)$$

При концентричном расположении плунжера или вала l в отверстии коэффициент $K = 1$, при максимальном эксцентриситете, т. е. когда $b = e$, коэффициент $K = 2,5$.

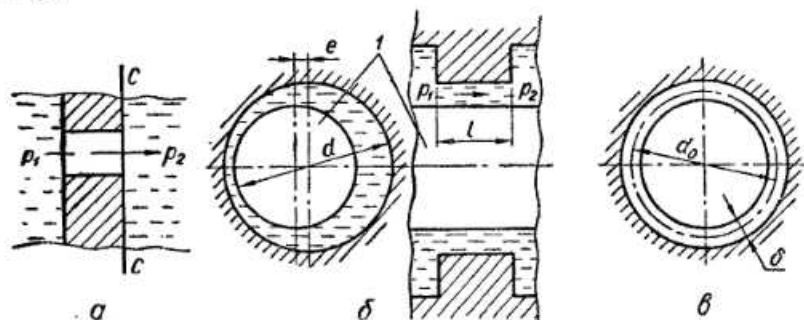


Рис. 33

52. Расход масла марки «Индустриальное 30» во всасывающей вертикальной трубе $Q = 15,7$ л/мин, плотность его $\rho = 900$ кг/м³, кинематическая вязкость $\nu = 0,3$ см²/с. Масло движется вверх.

Определить при допустимой средней скорости движения масла в данной трубе $v = 1$ м/с диаметр d этой трубы и падение (потерю) давления на 1 м погонный вертикальной трубы.

Решение. Расчетное значение диаметра трубы d_p вычисляем по формуле [16]:

$$d_p = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{v}} = 1,13 \sqrt{\frac{15,7}{10 \cdot 60}} = 0,182 \text{ дм.}$$

Вычисленное значение диаметра трубы $d_p = 18,2$ мм округляем до ближайшего большего значения ряда чисел (прил. 1), и для последующих расчетов принимаем округленное значение диаметра $d = 20$ мм.

Падение давления масла $h_{тр}$ определяем в таком порядке:

1. Определяем действительную среднюю секундную скорость движения масла в трубе диаметром $d = 20$ мм = 0,2 дм. На основании формулы (15) получим

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 15,7}{3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 60} = 83,3 \text{ см/с.}$$

2. Выясняем режим движения масла в трубе, для чего вычисляем число Рейнольдса по формуле (17):

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{83,3 \cdot 2}{0,3} = 555 < Re_{кр} = 2320,$$

следовательно, режим движения масла в трубе ламинарный.

3. Согласно ламинарному режиму движения масла в трубе вычисляем по формуле (21) коэффициент Дарси:

$$\lambda = \frac{75}{\text{Re}} = \frac{75}{555} = 0,1351.$$

4. Определяем по формуле (19) потери напора на длине $l = 1$ м:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = 0,1351 \frac{1}{0,02} \frac{0,833^2}{2 \cdot 9,81} = 0,24 \text{ м.}$$

5. Определяем по формуле (28) падение давления, учитывая, что для вертикальной трубы разность $z_2 - z_1 = 1$ м:

$$\Delta p = \rho g (h_l + z_2 - z_1) = 900 \cdot 9,81 (0,24 - 1) = 10948 \text{ Па.}$$

53. Допускаемая средняя скорость движения масла в напорной гидролинии не должна превышать 5 м/с. Диаметр трубы — 20 мм.

Определить максимально возможный расход масла в этой трубе.

54. Стальная труба диаметром 25 мм имеет толщину стенки 2 мм. Определить максимально возможное давление жидкости в данной трубе, если допускаемое напряжение на разрыв стали $[\sigma] = 125$ МПа.

55. На рис. 34 показана упрощенная схема объемного гидропривода с закрытой циркуляцией масла. При работе насоса 1 и гидромотора 2 масло нагревается и поступает к охладителю 3 с температурой 60 °С. В охладителе температура масла понижается до 20 °С. Во всех гидролиниях диаметры труб одинаковы и равны 20 мм, а расход масла $Q = 0,8$ л/с. При повышении температуры масла от 20 до 60 °С его кинематическая вязкость изменяется от $54 \cdot 10^{-6}$ до $12 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Выяснить, как изменится режим движения масла при его охлаждении.

56. До распределителя 4 (рис. 34) масло течет в трубе диаметром 10 мм, а после распределителя — в трубе диаметром 16 мм. Расход масла $Q = 1$ л/с. Кинематическая вязкость масла $\nu = 4 \cdot 10^{-5}$ м²/с.

Определить режим движения масла в каждой трубе.

57. Определить, на какой максимальный расход возможно настроить гидродроссель 1, чтобы в подключенной к нему трубе 2 диаметром 20 мм был устойчивый ламинарный режим движения масла вязкостью $1 \cdot 10^{-5}$ м²/с (рис. 35). Принять нижнее критическое число Рейнольдса $\text{Re} = 2300$.

58. В корпусе 1 масляного охладителя (рис. 36) располагается 40 охлаждающих маслострубок 2 с внутренним диаметром $d = 8$ мм, по которым течет охлаждающая вода. Более интенсивный отвод тепла от трубок 2 водой происходит при ее турбулентном режиме движения.

Определить минимальный расход воды через охладитель 1, при котором в трубках 2 будет устойчивый турбулентный режим движения.

Принять верхнее критическое число Рейнольдса $Re = 13\,800$ и среднее значение кинематической вязкости $\nu = 8 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$.

59. Напорная гидролиния (рис. 37), соединяющая насос 5 с гидроцилиндром 1, составлена из трубы 4 диаметром $d_1 = 20 \text{ мм}$ и длиной $l_1 = 2 \text{ м}$, которая имеет два резких изгиба, и трубы 2 диаметром $d_2 = 25 \text{ мм}$ и длиной $l_2 = 2,5 \text{ м}$, которая имеет четыре

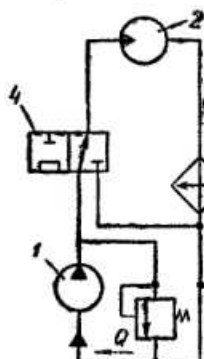


Рис. 34

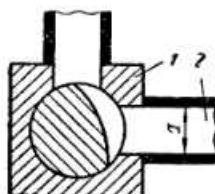


Рис. 35

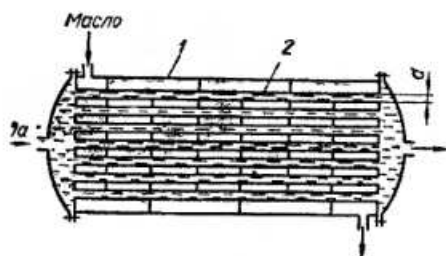


Рис. 36

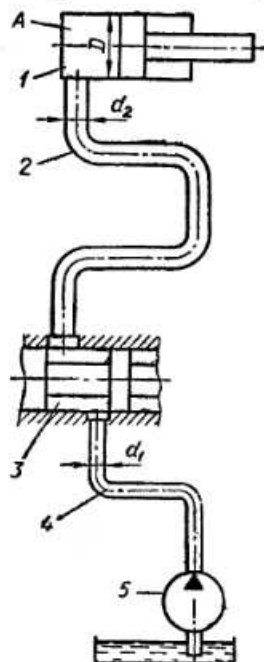


Рис. 37

резких изгиба. Насос 5 развивает подачу $Q = 80 \text{ л/мин}$. Масло имеет плотность $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ и кинематическую вязкость $\nu = 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$.

Определить, какое давление развивает насос, если в полости А гидроцилиндра давление $p = 10 \text{ МПа}$.

Коэффициенты местных сопротивлений принять: для резких изгибов труб $\zeta_{изг} = 1$, для гидрораспределителя 3 $\zeta_p = 2$, для входа масла в рабочую полость А гидроцилиндра $\zeta_{вх} = 1$. Величиной превышения гидроцилиндра над насосом пренебречь.

Решение. Давление p_n , развиваемое насосом, больше давления в полости А гидроцилиндра на величину падения давления Δp в напорной гидролинии, т. е.

$$p_n = p + \Delta p = p + \rho g h_n,$$

где h_n — потеря напора в напорной гидролинии.

Потерю напора h_n определяем в таком порядке:

1. На основании формулы (15) определяем средние секундные скорости движения масла v_1 и v_2 соответственно в трубах 4 и 2:

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 80 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,02^2 \cdot 60} = 4,25 \text{ м/с};$$

$$v_2 = \frac{4Q}{\pi d_2^2} = \frac{4 \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,025^2 \cdot 60} = 2,72 \text{ м/с}.$$

2. Вычисляем Re_1 и λ_1 для трубы 4:

$$Re_1 = \frac{v_1 d_1}{\nu} = \frac{4,25 \cdot 0,02}{3 \cdot 10^{-5}} = 2833.$$

Поскольку $Re_1 = 2833 > Re_{кр} = 2320$, то в трубе 4 режим движения масла рассчитываем как турбулентный и по формуле (23) находим

$$\lambda_1 = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re_1}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{2833}} = 0,043.$$

3. Вычисляем Re_2 и λ_2 для трубы 2:

$$Re_2 = \frac{v_2 d_2}{\nu} = \frac{2,72 \cdot 0,025}{3 \cdot 10^{-5}} = 2267.$$

Поскольку $Re_2 = 2267 < Re_{кр} = 2320$, то в трубе 2 режим движения масла ламинарный. По формуле (21) находим

$$\lambda_2 = \frac{75}{Re_2} = \frac{75}{2267} = 0,033.$$

4. Вычисляем потери напора h_n в напорной гидролинии. Расчетную формулу для вычисления потерь напора h_n выводим на основании выражений (18) и (25):

$$h_n = \Sigma h_{тр} + \Sigma h_m = \left(\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + 2\zeta_{изг} \right) \frac{v_1^2}{2g} + \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \zeta_p + 4\zeta_{изг} + \zeta_{вх} \right) \frac{v_2^2}{2g} = \\ = \left(0,043 \frac{2}{0,02} + 2 \cdot 1 \right) \frac{4,25^2}{2 \cdot 9,81} + \left(0,033 \frac{2,5}{0,025} + 2 + 4 \cdot 1 + 1 \right) \frac{2,72^2}{2 \cdot 9,81} = 9,68 \text{ м}.$$

5. По формуле (29) вычисляем падение давления масла в напорной гидролинии

$$\Delta p_n = \rho g h_n = 900 \cdot 9,81 \cdot 9,68 = 0,09 \text{ МПа}.$$

Вычисляем давление, развиваемое насосом:

$$p_n = p + \Delta p_n = 10 + 0,09 = 10,09 \text{ МПа} = 10,1 \text{ МПа}.$$

60. В объемном гидроприводе (рис. 37) масло насосом 5 нагнетается в полость А гидроцилиндра 1 диаметром $D = 160$ мм — сначала до гидрораспределителя 3 по стальной трубе 4 диаметром $d_1 = 20$ мм и длиной 3 м, а после гидрораспределителя — по трубе 2 диаметром $d_2 = 25$ мм и длиной 2 м. Гидроцилиндр 1 располагается на 3 м выше насоса 5. Этот насос ежеминутно подает в напорную гидролинию 40 дм³ масла вязкостью $2 \cdot 10^{-5}$ м²/с и плотностью 890 кг/м³. Кроме показанных на рис. 37 местных сопротивлений (резкие изгибы труб 2 и 4, гидрораспределитель, вход в рабочую полость гидроцилиндра) располагаются на трубе

диаметром 20 мм два плавных поворота и присоединение трубы предохранительного клапана, а на трубе диаметром 25 мм — один сверленный угольник и один соединительный штуцер.

Определить давление, которое на выходе должен развивать насос 5, чтобы на поршень гидроцилиндра 1 действовала сила давления масла $P = 200$ кН.

Коэффициент Дарси для труб 2 и 4 вычислить согласно режиму движения по формуле, рекомендуемой для объемного гидроривода.

Коэффициенты местных сопротивлений принять по прил. 2.

61. Из полости А гидроцилиндра 1 (рис. 38) в полость С гидроцилиндра 4 с расходом $Q = 32$ л/мин вытесняется масло вяз-

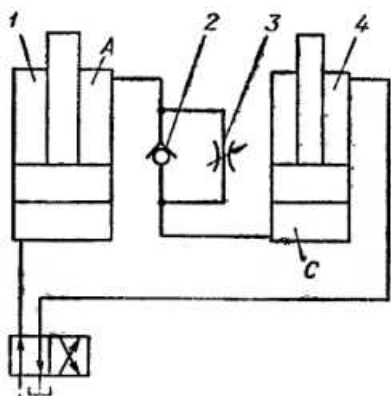


Рис. 38

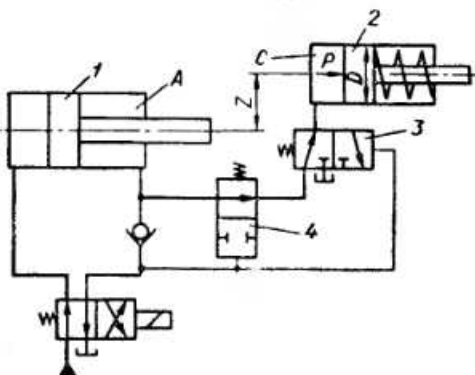


Рис. 39

костью $2 \cdot 10^{-5}$ м²/с и плотностью 890 кг/м³. Полости А и С гидроцилиндров соединяются стальной трубой диаметром $d = 20$ мм и длиной 3 м, на которой кроме двух резких изгибов (рис. 38), обратного клапана 2 и гидродресселя 3 имеется два сверленных угольника и четыре соединительных штуцера. В полости А гидроцилиндра 1 давление масла $p = 5$ МПа. Падение давления при течении масла через параллельно подключенные обратный клапан и гидродрессель составляет 1 кПа.

Определить с учетом гидравлических потерь энергии давление масла, действующее на поршень гидроцилиндра 4.

Разностью в высотном расположении полостей А и С гидроцилиндров пренебречь.

Коэффициенты местных сопротивлений принять по прил. 2.

62. Из полости А гидроцилиндра 1 (рис. 39) в полость С гидроцилиндра 2 с расходом 32 л/мин вытесняется масло плотностью 900 кг/м³. Кинематическая вязкость масла $2 \cdot 10^{-5}$ м²/с. Полости А и С этих гидроцилиндров соединяются трубопроводом общей длиной 4 м, включая 1,4 м длины резинового рукава. Кроме местных сопротивлений (двух гидрораспределителей 3 и 4, резкого изгиба трубы и других) на этом трубопроводе располагаются четы-

ре присоединительных штуцера, два сверленных угольника, между которыми подключен резиновый рукав с одной самозапирающей разъемной муфтой и три плавных поворота стальной трубы. Внутренние диаметры резинового рукава $d_p=25$ мм и стальной трубы $d=20$ мм. Гидроцилиндр 2 расположен выше гидроцилиндра 1 на величину $z=1,5$ м. Диаметр гидроцилиндра 2 $D=100$ мм.

Определить с учетом гидравлических потерь энергии и разности в высотном расположении гидроцилиндров 1 и 2:

а) давление масла в полости С гидроцилиндра 2, если в полости А гидроцилиндра 1 действует давление масла $p=10$ МПа;

б) давление масла в полости А гидроцилиндра 1, когда на поршень гидроцилиндра 2 действует сила давления масла $P=36\ 250$ Н.

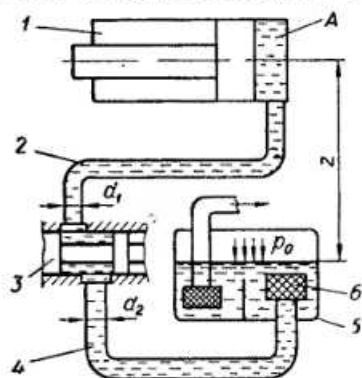


Рис. 40

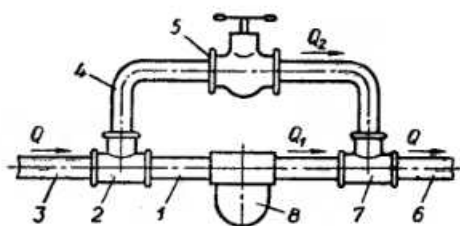


Рис. 41

Вычислить коэффициент Дарси для стальной трубы и принять для резинового рукава $\lambda=0,055$, коэффициенты местных сопротивлений даны в прил. 2.

63. На рис. 40 показана полуконструктивная схема сливной гидролинии, по которой из полости А гидроцилиндра 1 масло с расходом 1,1 л/с сливается в бак 5 до распределителя 3 по трубе 2 диаметром $d_1=20$ мм и длиной 4 м, а после распределителя — по трубе 4 диаметром $d_2=25$ мм и длиной 5 м. Превышение гидроцилиндра над поверхностью масла в сливном баке $z=0,5$ м. Кроме четырех плавных поворотов труб сливной гидролинии на трубе 2 располагается два сверленных угольника, а на трубе 4 — один.

Плотность масла — 900 кг/м³, его кинематическая вязкость — $3 \cdot 10^{-5}$ м²/с.

Определить противодействие в сливной полости А* гидроцилиндра, достаточное для вытеснения масла в сливной бак, когда избыточное давление воздуха в баке: а) $p_0=0$; б) $p_0=60$ кПа.

* Противодействие в сливной полости А гидроцилиндра, необходимое для преодоления гидравлического сопротивления при сливе масла, равно падению давления в сливной гидролинии в случае $z=0$.

Коэффициенты местных сопротивлений принять для масло-фильтра 6 равными 10, для остальных гидравлических элементов по прил. 2.

64. На рис. 41 показан участок с параллельным подключением к прямой трубе 1 длиной $l_1 = 5$ м с фильтром 8 трубы 4 длиной $l_2 = 8$ м с вентилем 5. На всем участке диаметр труб $d = 20$ мм. В подводящей трубе 3 расход масла $Q = 2$ л/с.

Пренебрегая потерями напора в тройниках 2 и 7, определить расходы масла Q_1 и Q_2 соответственно в трубах 4 и 1.

При расчете потерь напора в трубах принять коэффициент Дарси $\lambda = 0,04$ и значения коэффициентов местных сопротивлений для фильтра $\zeta_\phi = 15$, для вентиля $\zeta_v = 3$, для закругления трубы $\zeta_a = 0,5$.

Решение. Падение давления масла как в трубе 4 Δp_1 , так и в трубе 1 Δp_2 есть разность давлений p_1 и p_2 соответственно в тройниках 2 и 7. Следовательно,

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 = p_1 - p_2 = \rho g h_{n_1} = \rho g h_{n_2},$$

откуда находим, что

$$h_{n_1} = h_{n_2} = h_n,$$

причем потери напора h_{n_1} и h_{n_2} можно определить по формуле (18) так:

$$h_{n_1} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta_\phi \right) \frac{v_1^2}{2g} = \left(0,04 \frac{1}{0,02} + 15 \right) \frac{v_1^2}{2g} = 25 \frac{v_1^2}{2g};$$

$$h_{n_2} = \left(\lambda \frac{l}{d} + 2\zeta_a + \zeta_v \right) \frac{v_2^2}{2g} = \left(0,04 \frac{1}{0,02} + 2 \cdot 0,5 + 3 \right) \frac{v_2^2}{2g} = 20 \frac{v_2^2}{2g},$$

где v_1 и v_2 — средние скорости движения масла соответственно в трубах 4 и 1.

С учетом двух последних уравнений и уравнения баланса расхода масла в трубах $Q = Q_1 + Q_2$, записанного через средние скорости v_1 и v_2 , получим такую систему уравнений:

$$h_n = 25 \frac{v_1^2}{2g};$$

$$h_n = 20 \frac{v_2^2}{2g};$$

$$Q = v_1 \frac{\pi d^2}{4} + v_2 \frac{\pi d^2}{4}.$$

Решив эту систему, получим

$$v_1 = 3,0 \text{ м/с и } v_2 = 3,36 \text{ м/с},$$

что позволит вычислить расходы масла в трубе 4 и в трубе 1:

$$Q_1 = v_1 \frac{\pi d^2}{4} = 3 \frac{3,14 \cdot 0,02^2}{4} = 0,00094 \text{ м}^3/\text{с} = 0,94 \text{ л/с};$$

$$Q_2 = v_2 \frac{\pi d^2}{4} = 3,36 \frac{3,14 \cdot 0,02^2}{4} = 0,00106 \text{ м}^3/\text{с} = 1,06 \text{ л/с}.$$

65. На рис. 41 показан участок с параллельным подключением к прямой трубе 1 диаметром 25 мм и длиной 4 м трубы 4 диаметром 20 мм и длиной 6 м. В подводящей трубе 3 расход масла $Q = 2$ л/с.

Определить расходы Q_1 и Q_2 и падение давления Δp_1 и Δp_2 соответственно в трубах 4 и 1, если плотность масла $\rho = 890$ кг/м³.

При расчете потерь напора принять $\lambda = 0,035$ и для тройников 2 и 7 $\zeta_{тр} = 0,1$, для фильтра 8 $\zeta_{ф} = 20$, для вентиля 5 $\zeta_{в} = 3$ и для закругления трубы 4 $\zeta_{з} = 0,2$.

66. Из полости A гидроцилиндра 1 (рис. 38) в полость C гидроцилиндра 4 перетекает масло с расходом 1 л/с. Диаметр труб, соединяющих эти полости, $d = 20$ мм. Плотность масла $\rho = 900$ кг/м³.

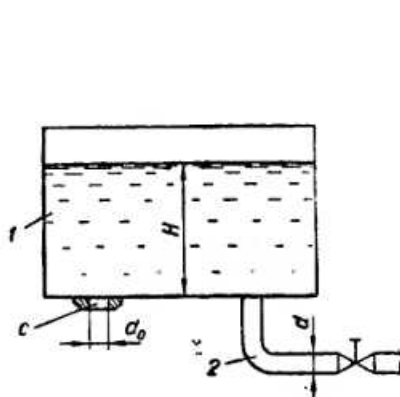


Рис. 42

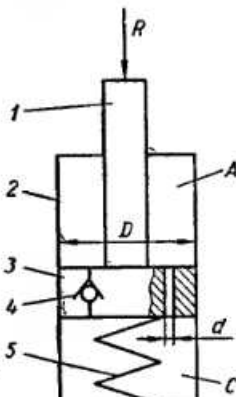


Рис. 43

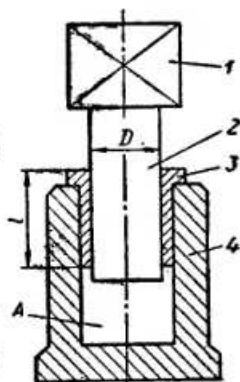


Рис. 44

Определить расходы $Q_{кл}$ и $Q_{др}$ и падение давления $\Delta p_{кл}$ и $\Delta p_{др}$ соответственно в обратном клапане 2 и дросселе 3.

Гидравлическим сопротивлением, за исключением обратного клапана ($\zeta_{кл} = 2$) и дросселя ($\zeta_{др} = 16$), пренебречь.

67. Бак 1 (рис. 42) заполнен на высоту $H = 0,8$ м маслом плотностью 900 кг/м³. Давление воздуха в баке — атмосферное.

Определить расход масла при истечении в атмосферу:

а) через отверстие с диаметром $d_0 = 10$ мм, приняв коэффициент расхода масла при истечении равным $0,8$;

б) через трубу 2 диаметром $d = 20$ мм, приняв суммарный коэффициент гидравлического сопротивления трубопровода 2 равным 8.

68. Через отверстие диаметром $d = 5$ мм (рис. 43) в поршне 3 гидравлического демфера масло плотностью 900 кг/м³ переливается из нижней полости C в верхнюю полость A гидроцилиндра 2 под действием на шток 1 внешней нагрузки $R = 15$ кН. Диаметр гидроцилиндра $D = 100$ мм. Для свободного перетекания масла из верхней A в нижнюю C полость гидроцилиндра предусмотрен обратный клапан 4.

Определить расход масла через отверстие в поршне, приняв коэффициент расхода при истечении масла равным $0,8$

Трением и утечками масла между поршнем и гильзой гидроцилиндра, а также весом поршня и штока и усилием пружины 5 пренебречь.

69. В вертикально расположенном цилиндре 4 гидродомкрата (рис. 44) уплотнение плунжера 2 диаметром $D = 200$ мм осуществляется за счет ходовой посадки в гладкой направляющей втулке 3 длиной $l = 240$ мм. Суммарный вес груза 1 и плунжера 2 равен 200 кН. Полость А гидродомкрата заполнена маслом плотностью 900 кг/м³. Кинематическая вязкость масла $\nu = 4 \cdot 10^{-5}$ м²/с.

Из-за утечки масла через зазор между плунжером 2 и втулкой 3 груз медленно опускается. Номинальный размер зазора 0,03 мм.

Определить величину опускания груза за 1 ч:

- при концентричном расположении плунжера во втулке;
- при расположении плунжера во втулке с максимальным эксцентриситетом.

Глава II

ЭЛЕМЕНТЫ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

5. Насосы объемного гидропривода

Гидропривод есть совокупность взаимосвязанных устройств, в которых энергия потока жидкости используется для сообщения движения рабочим звеньям машин и механизмов. Из общего курса гидравлики известно, что поток жидкости обладает потенциальной и кинетической энергией.

Устройства, в которых для сообщения движения рабочим звеньям машин и механизмов используется в основном потенциальная энергия потока жидкости, относятся к *объемному* гидроприводу. По сравнению с потенциальной энергией использование кинетической энергии в таком гидроприводе очень незначительно. В связи с этим при расчете объемного гидропривода кинетической энергией потока жидкости пренебрегают.

Устройства, в которых для сообщения движения рабочим звеньям машин и механизмов используется в основном кинетическая энергия потока жидкости, относятся к *гидродинамическому* приводу. При расчете такого гидропривода обычно пренебрегают потенциальной энергией потока жидкости. Гидродинамический привод является приводом только вращательного движения и конструктивно выполняется в виде гидромолоты или гидротрансформатора.

Объемный гидропривод может сообщать рабочим звеньям машины или механизма возвратно-поступательное, возвратно-поворотное и непрерывное вращательное движение.

На рис. 45 представлена простейшая схема объемного гидропривода. Основными элементами его являются насос 3, гидродвигатель (гидроцилиндр) 1, различная гидроаппаратура (гидрораспределитель 2, предохранительный клапан 4) и вспомогательные устройства (гидробак 5, маслофильтр 6). Насос 3 всасывает из гидробака рабочую жидкость, обычно минеральное (нефтяное) масло, сообщает рабочей жидкости энергию и нагнетает ее в рабочую полость гидродвигателя. В гидродвигателе 1 энергия потока жидкости используется для сообщения движения его выходному рабочему звену, например для перемещения в гидроцилиндре поршня со штоком.

Управление работой гидродвигателя 1 осуществляется с помощью гидрораспределителя 2, при переключении которого изменяется направление движения потока масла в гидросистеме или поток масла перекрывается.

Для предупреждения поломок отдельных элементов объемного гидропривода при перегрузке и чрезмерном повышении давления масла в гидросистеме служит

предохранительный клапан 4. При чрезмерном повышении давления масла в гидроприводе предохранительный клапан срабатывает и часть масла сливается из закрытого объема гидропривода, благодаря чему ограничивается величина объемного сжатия масла, а следовательно, ограничивается и величина давления масла в гидросистеме.

В объемном гидроприводе различных машин могут также применяться гидродроссели, регуляторы потока (стабилизаторы расхода масла), делители и сумматоры потока, гидрозамки, обратные и редукционные гидроклапаны, различные гидрореле и др.

В объемном гидроприводе используются объемные роторные насосы. При рабочем давлении до 10 МПа рекомендуется применять шестеренные и пластинчатые насосы, при большем давлении — аксиально- и радиально-поршневые насосы. Реже в объемном гидроприводе используются нероторные, обычно многоплунжерные, насосы.

Насосы для объемного гидропривода характеризуются подачей (производительностью*) Q_n , которую можно определить по формуле

$$Q_n = V_o n_n \gamma_{об} = q_n n_n, \quad (34)$$

где V_o — рабочий объем насоса, т. е. сумма изменений объемов всех рабочих камер насоса за один оборот его приводного вала; n_n — частота вращения приводного вала насоса; $\gamma_{об}$ — объемный к. п. д. насоса; $q_n = V_o \gamma_{об}$ — объем жидкости, обычно минерального масла, нагнетаемый насосом за один оборот его приводного вала:

$$q_n = \frac{Q_n}{n_n}. \quad (35)$$

С повышением давления, развиваемого насосом, увеличиваются утечки жидкости из рабочих камер насоса и, следовательно, уменьшается объемный к. п. д. $\gamma_{об}$ и подача насоса. Однако в практических инженерных расчетах по объемному гидроприводе редко учитывается изменение объемного к. п. д. насоса с изменением развиваемого им давления, и все расчеты выполняются по паспортному значению подачи насоса. Эта подача обычно соответствует максимальному рабочему давлению насоса.

Полезная мощность, которую развивает насос, определяется как мощность потока жидкости на выходе из насоса по формуле

$$N = p_n Q_n, \quad (36)$$

где p_n — давление жидкости на выходе из насоса; Q_n — подача насоса.

Мощность, потребляемая насосом,

$$N_n = \frac{p_n Q_n}{\eta_n}, \quad (37)$$

где η_n — общий к. п. д. насоса.

Вычисление мощности насоса N_n в кВт, когда давление p_n задано в кгс/см², а минутная подача Q_n в л или дм³, удобно производить в подстановочной величине (в указанных единицах) по формуле

$$N_n = \frac{p_n Q_n}{612 \eta_n}. \quad (38)$$

70. Ротор пластинчатого насоса 3 (рис. 45) получает вращение от асинхронного электродвигателя 8 через клиноременную передачу 7 с расчетными диаметрами шкивов $d_0 = 100$ мм и $d = 160$ мм. Частота вращения вала электродвигателя $n = 1440$ об/мин. Рабочий объем насоса $V_0 = 16$ см³/об.

* Термин «производительность насоса» ГОСТ 17398—72 не рекомендует.

Определить мощность $N_{э}$, потребляемую электродвигателем, если насос развивает на выходе давление $p_n = 10$ МПа, а его объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,95$.

Принять: коэффициент проскальзывания клиноременной передачи $\psi = 0,98$, общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,8$, к. п. д. клиноременной передачи $\eta_p = 0,95$ и к. п. д. электродвигателя $\eta_{эл} = 87$.

Решение. Сначала определим частоту вращения выходного вала ротора насоса:

$$n_n = n_{эл} \frac{d_0}{d} \psi = 1440 \frac{100}{160} 0,98 = 882 \text{ об/мин.}$$

С учетом выражения (34) определяем мощность, потребляемую насосом,

$$N_n = \frac{p_n Q_n}{\eta_n} = \frac{p_n V_0 n_n \eta_{об}}{\eta_n} = \\ = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 16 \cdot 10^{-6} \cdot 882 \cdot 0,95}{0,8 \cdot 60} = 2,793 \text{ кВт.}$$

Мощность $N_{эл}$, потребляемая электродвигателем:

$$N_{эл} = \frac{N_n}{\eta_p \eta_{эл}} = \frac{2,793}{0,96 \cdot 0,87} = 3,34 \text{ кВт.}$$

71. Приводной вал роторного насоса 3 (рис. 45) получает вращение от асинхронного электродвигателя 8 через клиноременную передачу 7. На валу электродвигателя насажен шкив диаметром $d_0 = 100$ мм. Частота вращения вала электродвигателя $n = 1455$ об/мин. За один оборот ротора подача насоса равна 10 см^3 .

Определить диаметр d шкива на валу насоса, при котором насос сможет развить подачу $Q_n = 18$ л/мин.

Коэффициент проскальзывания клиноременной передачи $\psi = 0,985$.

72. Роторный насос 3 (рис. 45) развивает подачу 12 л/мин и давление 10 МПа. Электродвигатель 8 потребляет 29,24 кВт.

Определить общий к. п. д. насоса, если $\eta_{эл} = 0,9$, а $\eta_p = 0,95$.

73. Какое давление развивает роторный насос с рабочим объемом $V_0 = 10 \text{ см}^3$, если он потребляет мощность 3 кВт, а его ротор вращается с частотой $n = 1440$ об/мин?

Принять для насоса объемный к. п. д. 0,9 и общий к. п. д. 0,8.

74. В машине с объемным гидроприводом предусмотрено приводной вал насоса соединить напрямую с коленчатым валом двигателя внутреннего сгорания, который развивает максимальную мощность 32 кВт при частоте вращения 3000 об/мин.

Определить, с каким рабочим объемом V_0 (прил. 4) следует подобрать насос, чтобы более полно использовать мощность двигателя внутреннего сгорания.

Принять для насоса объемный к. п. д. 0,95 и общий к. п. д. 0,9.

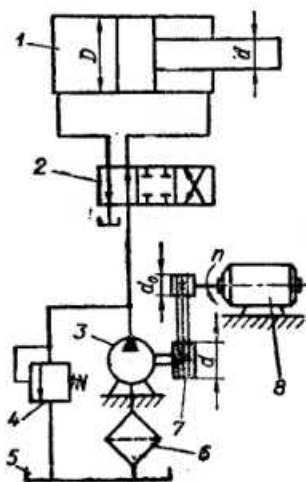


Рис. 45

75. Насос 3 (рис. 45) обеспечивает постоянную подачу $Q_n = 6$ л/мин.

Определить мощность, потребляемую электродвигателем 8, когда насос развивает давление 10 МПа, а сливная гидролиния перекрыта гидрораспределителем 2 и все масло через предохранительный клапан 4 сливается в бак 5.

Потерями напора пренебречь.

Принять общий к. п. д. насоса 0,8, $\eta_{эл} = 0,93$ и $\eta_p = 0,96$.

76. На рис. 46 показана схема разгрузки насоса 2 через распределитель 1. Во время разгрузки масло, нагнетаемое насосом 2, сливается в бак 3 до распределителя по трубе диаметром 20 мм и длиной 4 м, а после распределителя — по трубе диаметром 25 мм и длиной 5 м. Насос развивает подачу 66 л/мин. Высота всасывания $h_{вс} = 0,5$ м. Кроме местных гидравлических сопротивлений, показанных на рис. 46, труба диаметром 20 мм имеет два резких изгиба, а труба диаметром 25 мм — три плавных поворота (на рис. 46 показано два резких изгиба трубы диаметром 25 мм).

Масло плотностью 900 кг/м^3 имеет кинематическую вязкость $\nu = 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$. В баке 3 давление воздуха — атмосферное.

Пренебрегая потерями энергии во всасывающей гидролинии определить мощность, потребляемую насосом.

Принять общий к. п. д. насоса 0,85 и коэффициенты местных сопротивлений для выхода масла в сливной бак $\xi = 1,4$, а для остальных местных гидравлических сопротивлений — по прил. 2.

77. Масло всасывается насосом 2 (рис. 46) на высоту $h_{вс} = 0,5$ м по трубе диаметром 20 мм и длиной 1,2 м, которая имеет два резких изгиба. Насос развивает подачу 20 л/мин.

Масло плотностью 900 кг/м^3 имеет кинематическую вязкость $\nu = 4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$. В баке 3 давление воздуха — атмосферное.

Определить, какой вакуум развивает насос.

Принять для масляного фильтра 4 коэффициенты местных сопротивлений $\xi_{ф} = 6$, для входа во всасывающую полость насоса $\xi_n = 2$ и для изгиба всасывающей трубы $\xi_{изг} = 0,8$.

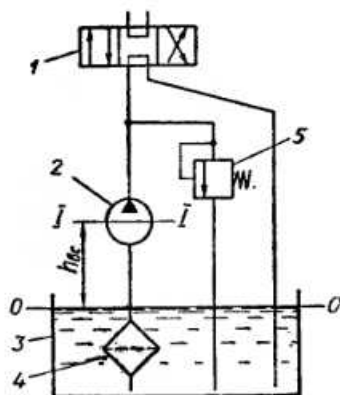


Рис. 46

6. Гидроцилиндры

Гидроцилиндры предназначены для сообщения поступательного и возвратно-поступательного движения и благодаря конструктивной простоте и эксплуатационным преимуществам являются самыми распространенными гидродвигателями в современных машинах с объемным гидродви́вом. По конструкции гидроцилиндры бывают плунжерные, поршневые и телескопические.

Скорость v и усилие F , развиваемые плунжером или штоком гидроцилиндра, определяют по таким формулам:

$$v = \frac{Q\eta_{об}}{S}; \quad (39)$$

$$F = pS\eta_{м} - \Sigma F_{пр}, \quad (40)$$

или

$$F = pS\eta_{общ}, \quad (41)$$

где Q — расход рабочей жидкости, направляемый в рабочую полость гидроцилиндра; S — площадь плоскости торца плунжера или поршня, на которую действует давление масла; $\eta_{об}$ — объемный к. п. д. гидроцилиндра, учитывающий утечки масла в гидроцилиндре. При манжетном уплотнении плунжера или поршня и штока в гидроцилиндре или их уплотнении при помощи резиновых колец утечками пренебрегают и принимают $\eta_{об} = 1$; p — давление масла в рабочей полости гидроцилиндра; $\eta_{м}$ — механический к. п. д., учитывающий потерю энергии в гидроцилиндре на преодоление силы трения T при движении плунжера или поршня и штока. Другие противодействующие в гидроцилиндре силы, такие как $F_{пр}$ — сила противодействия в сливной полости, вес $G_{пл}$ вертикального плунжера 2 (рис. 47), усилие возвратной пружины 3 (рис. 48), в формуле (40) вычитаются отдельной суммой $\Sigma F_{пр}$. Общий к. п. д. гидроцилиндра $\eta_{общ}$ учитывает все потери энергии в гидроцилиндре, включая и силу трения T . Когда объемный к. п. д. $\eta_{об} = 1$, общий к. п. д. гидроцилиндра

$$\eta_{общ} = \frac{F}{pS}. \quad (42)$$

Расход масла рабочей полостью гидроцилиндра

$$Q = \frac{vS}{\eta_{об}}. \quad (43)$$

При вычислении расхода масла $Q_{сл}$, вытекающего из сливной полости гидроцилиндра, утечкой пренебрегают, т. е.

$$Q_{сл} = vS_{сл}, \quad (44)$$

где v — скорость движения поршня и $S_{сл}$ — площадь плоскости торца плунжера или поршня со стороны сливной полости гидроцилиндра.

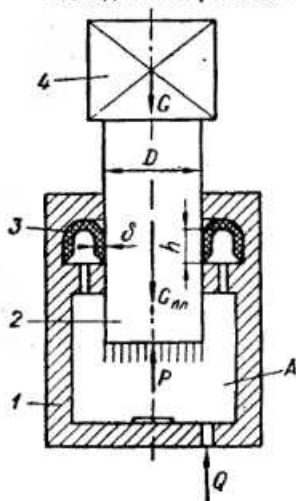


Рис. 47

78. Уплотнение плунжера 2 диаметром $D=200$ мм в вертикальном гидроцилиндре 1 (рис. 47) осуществляется одним манжетным кольцом 3 с расчетной толщиной $\delta=5$ мм и длиной прижима уса $h=10$ мм. В полости A давление масла $p=10$ МПа. Вес плунжера $G_{пл}=1500$ Н.

С учетом веса плунжера и силы трения, возникающей между плунжером и манжетным кольцом, определить вес груза 4 и общий к. п. д. гидроцилиндра. Принять коэффициент трения плунжера о манжетное кольцо $f=0,006$.

Решение. Сила давления масла на нижний торец плунжера $P = pS$ уравновешивается весом G груза 4, весом $G_{пл}$ плунжера 2 и силой трения T плунжера о манжетное кольцо. Следовательно

$$P = pS = p \frac{\pi D^2}{4} = G + G_{пл} + T.$$

Согласно решению задачи № 30 с такими же исходными данными сила трения $T = 400$ Н. На основании последнего уравнения находим:

$$G = p \frac{\pi D^2}{4} - G_{пл} - 1 = 10 \cdot 10^6 \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} - 1500 - 400 = \\ = 312\,100 \text{ Н} = 312,1 \text{ кН.}$$

По формуле (42) вычисляем общий к. п. д. гидроцилиндра ($F = G$):

$$\eta_{общ} = \frac{F}{pS} = \frac{4G}{p\pi D^2} = \frac{4 \cdot 312\,100}{3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 10 \cdot 10^6} = 0,99.$$

79. В вертикальном гидроцилиндре 1 плунжер 2 весит 720 Н. Уплотнение плунжера 2 диаметром $D = 200$ мм — манжетное (рис. 47).

Определить скорость v и полезное усилие F , развиваемое гидроцилиндром 1, при расходе масла $Q = 0,12$ дм³/с и давлении в полости А $p = 32$ МПа.

Принять механический к. п. д. гидроцилиндра $\eta_m = 0,99$.

80. Определить рабочее давление и расход масла вертикальным гидроцилиндром 1 (рис. 47) с плунжером 2 диаметром $D = 100$ мм, при которых возможен подъем груза 4 весом 75 кН со скоростью 1 см/с. Вес плунжера $G_{пл} = 640$ Н, его уплотнение в гидроцилиндре — манжетное. Механический к. п. д. гидроцилиндра $\eta_m = 0,98$.

81. Подобрать по прил. 3 диаметр D плунжера 2, достаточный для подъема груза 4 весом 75 кН при давлении масла в полости А гидроцилиндра 1, не превышающем 16 МПа (рис. 47). Уплотнение плунжера весом 460 Н в гидроцилиндре — манжетное. Механический к. п. д. гидроцилиндра $\eta_m = 0,99$.

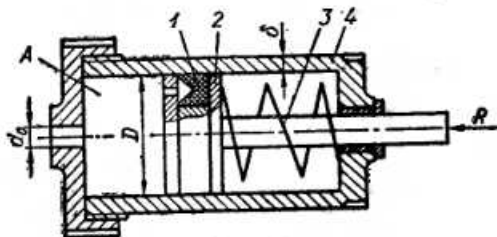


Рис. 48

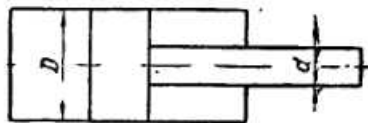


Рис. 49

82. Определить усилие, которое должна развивать пружина 3 гидроцилиндра диаметром $D = 80$ мм (рис. 48), чтобы в конце хода поршня 2 влево преодолеть в полости А давление масла $p = 10$ кПа.

Силу трения в гидроцилиндре принять равной 10 % от силы давления масла на поршень.

83. Исходя из средней скорости движения масла 4 м/с, определить диаметр d_0 подводящего отверстия гидроцилиндра (рис. 48), если возвратная пружина 3 сообщает поршню 2 с манжетным

уплотнением 1 максимальную скорость 0,1 м/с. Диаметр гидроцилиндра $D = 100$ мм.

84. Определить минимальную толщину δ стенки стальной гильзы 4 гидроцилиндра диаметром $D = 100$ мм (рис. 48), если в полости А рабочее давление масла достигает 16 МПа.

Допускаемое напряжение на растяжение стали $[\sigma] = 130$ МПа.

85. Гидроцилиндр диаметром $D = 160$ мм (рис. 49) имеет односторонний шток диаметром $d = 80$ мм. Уплотнение поршня и штока в гидроцилиндре манжетное.

Определить при расходе масла $Q = 0,157$ дм³/с, рабочем давлении $p = 10$ МПа и противодавлении $p_{пр} = 0,1$ МПа скорость v и усилие F , развиваемые штоком гидроцилиндра при движении поршня: а) вправо, б) влево.

Принять механический к. п. д. гидроцилиндра $\eta_m = 0,95$.

86. Приняв для каждого направления движения поршня гидроцилиндра (рис. 49) одинаковыми рабочее давление p и противодавление $p_{пр}$, определить отношение толкающего F_1 к тянущему F_2 усилию, развиваемых штоком, если диаметр D гидроцилиндра в n раз больше диаметра d штока.

87. В гидроцилиндре диаметром $D = 160$ мм (рис. 49) уплотнение поршня и штока осуществляется резиновыми кольцами круглого сечения.

Определить диаметр d штока гидроцилиндра, при котором скорость движения поршня влево $v = 0,1$ м/с, а расход масла штоковой полости $Q = 0,5$ л/с.

Решение. Поскольку рабочей полостью при движении поршня влево является штоковая полость, то на основании формулы (43) получим

$$Q = \frac{vS}{\eta_{об}} = \frac{v\pi(D^2 - d^2)}{4\eta_{об}}$$

откуда выводим расчетную формулу для вычисления диаметра штока:

$$d = \sqrt{D^2 - \frac{4Q\eta_{об}}{\pi v}} = \sqrt{1,6^2 - \frac{4 \cdot 0,5 \cdot 1}{3,14 \cdot 1}} = 138 \text{ мм.}$$

Если по ГОСТ 6540—68 принять диаметр штока $D = 140$ мм, то при заданном расходе $Q = 0,5$ л/с получим фактическую скорость движения поршня влево:

$$v = \frac{4Q\eta_{об}}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 0,5 \cdot 1}{3,14(1,6^2 - 1,4^2)} = 0,106 \text{ м/с.}$$

88. Во сколько раз диаметр D гидроцилиндра (рис. 49) должен быть больше диаметра d штока, чтобы скорость движения поршня вправо была в n раз меньше скорости движения поршня влево?

Расход масла и объемный к. п. д. гидроцилиндра принять одинаковыми для каждого направления движения поршня.

89. В гидроцилиндре диаметром $D = 100$ мм (рис. 49) при скорости движения поршня вправо 0,8 м/с расход масла $Q = 6,4$ л/с.

Определить объемный к. п. д. гидроцилиндра.

90. В поршневую бесштоковую полость гидроцилиндра диаметром $D = 80$ мм (рис. 49) направляется масло с расходом 4 л/мин. Уплотнение штока диаметром $d = 40$ мм и поршня в гидроцилиндре манжетное.

Определить расход масла при сливе из штоковой полости гидроцилиндра.

91. В гидроцилиндре диаметром $D = 160$ мм (рис. 50) уплотнение поршня и штоков диаметром $d_1 = 80$ мм и $d_2 = 100$ мм осуществляется резиновыми кольцами круглого сечения.

При рабочем давлении $p = 10$ МПа, противодавлении в сливной полости $p_{пр} = 0,15$ МПа и расходе масла рабочей полостью 0,1 л/с определить усилие и скорость, развиваемые штоком при движении: а) вправо; б) влево.

Принять механический к. п. д. гидроцилиндра 0,96.

92. Предусмотрено изготовить гидроцилиндр с двусторонним штоком диаметрами $d_1 = 50$ мм и $d_2 = 63$ мм (рис. 50).

Приняв рабочее давление 10 МПа и общий к. п. д. равными 0,95, подобрать (прил. 3) диаметр гидроцилиндра, при котором в любом направлении движения штока развивал тянущее усилие не менее 100 кН.

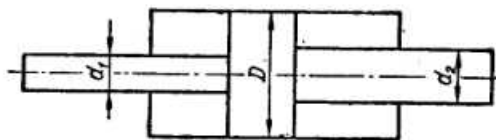


Рис. 50

Уплотнение поршня и штоков в гидроцилиндре манжетное.

93. В гидроцилиндре диаметром $D = 100$ мм (рис. 50) диаметры штоков $d_1 = d_2 = 40$ мм.

Приняв противодавление в сливной полости 0,1 МПа и механический к. п. д. 0,96, определить давление масла в рабочей полости, при котором гидроцилиндр развивает полезное усилие 50 кН.

94. Гидроцилиндр диаметром $D = 160$ мм имеет двусторонний шток (рис. 50). Диаметр левого штока $d_1 = 40$ мм. Определить при одинаковом расходе масла каждой полостью гидроцилиндра диаметр d_2 правого штока, при котором скорость движения поршня влево будет в 2 раза больше скорости движения поршня вправо. Утечками масла в гидроцилиндре пренебречь.

95. Соосноспаренный гидроцилиндр (рис. 51) состоит из двух закрытых камер А и С, в которых размещаются поршни 1 и 2, насаженные на общий шток 3. При поступлении масла в левые (или правые) полости камер А и С давление масла распространяется одновременно на поршни 1 и 2, что позволяет по сравнению с обычной конструкцией гидроцилиндра (рис. 49) получить почти в два раза большее усилие на штоке при одинаковом наружном диаметре гидроцилиндра. Такие соосноспаренные гидроцилиндры применяются в случае, когда для их размещения по наружному диаметру в машине ограничен габарит.

При рабочем давлении в гидроцилиндре $p = 10$ МПа, противодействии в сливных полостях $p_{\text{сп}} = 0,1$ МПа и диаметрах штока $d_0 = 20$ мм и $d = 15$ мм определить:

а) толкающее F_1 и тянущее F_2 усилия, развиваемые штоком, если диаметр гидроцилиндра $D = 80$ мм и его механический к. п. д. $\eta_m = 0,96$;

б) расход масла Q_1 и Q_2 при движении поршня соответственно вправо и влево со скоростью $v = 2$ м/мин, если диаметр гидроцилиндра $D = 80$ мм, а его объемный к. п. д. $\eta_{об} = 1$.

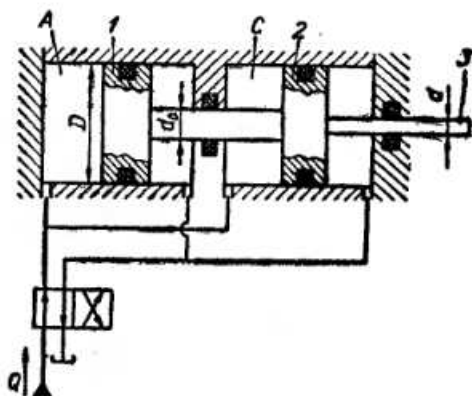


Рис. 51

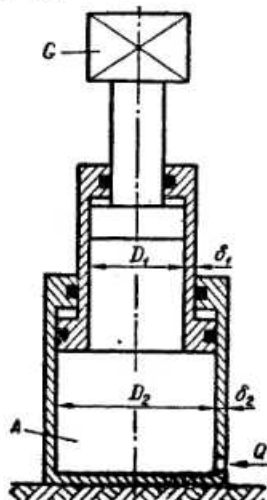


Рис. 52

96. Соосноспаренный гидроцилиндр имеет диаметр $D = 100$ мм (описание дано в задаче № 95). Диаметры штока $d_0 = 40$ мм и $d = 25$ мм. Уплотнение поршня и штока в гидроцилиндре осуществляется резиновыми кольцами круглого сечения.

Для движения поршней вправо определить усилие F и скорость v , развиваемые штоком гидроцилиндра при рабочем давлении $p = 10$ МПа и расходе масла $Q = 32$ л/мин.

Принять общий к. п. д. гидроцилиндра $\eta_{общ} = 0,95$.

97. Соосноспаренный гидроцилиндр (рис. 51) выполнить с диаметрами штока $d_0 = 40$ мм и $d = 20$ мм.

Приняв общий к. п. д. гидроцилиндра $\eta_{общ} = 0,95$, определить при рабочем давлении $p = 10$ МПа минимальный диаметр D гидроцилиндра, при котором в любом направлении движения шток 3 развивает тянущее усилие не менее 150 кН.

Расчетное значение диаметра D гидроцилиндра округлить до значения ряда чисел, приведенных в прил. 3.

98. На рис. 52 показан телескопический гидроцилиндр одностороннего действия с диаметрами ступеней $D_1 = 100$ мм и $D_2 = 110$ мм.

Определить скорости v_1 и v_2 и усилия F_1 и F_2 , развиваемые при работе гидроцилиндра соответственно одной и двух ступеней,

если в полости А давление масла $p = 5$ МПа и в эту полость поступает масло с расходом $Q = 8$ л/мин.

Принять общий к. п. д. гидроцилиндра $\eta_{\text{общ}} = 0,96$. Уплотнение в гидроцилиндре — манжетное.

Решение. Заметим, что, когда в телескопическом гидроцилиндре большая ступень (диаметром D_2) полностью выдвинется, начинает выдвигаться меньшая соседняя ступень (диаметром D_1). Вдвигаются ступени телескопического гидроцилиндра в обратном порядке: сначала самая малая по диаметру ступень, а затем соседняя, большая, и в таком порядке до тех пор, пока не войдет в гидроцилиндр последняя, самая большая по диаметру, ступень. В связи с такой работой телескопического гидроцилиндра расчетным диаметром является наружный диаметр наибольшей из движущихся одновременно ступеней. Следовательно, для двухступенчатого телескопического гидроцилиндра при выдвигении двух ступеней расчетным диаметром будет диаметр второй ступени, т. е. $D_2 = 110$ мм, а при выдвигении одной (меньшей) ступени — диаметр $D_1 = 100$ мм. Тогда, используя формулы (39) и (41), определяем все искомые величины данной задачи:

$$v_1 = \frac{Q\eta_{\text{общ}}}{S_1} = \frac{4Q\eta_{\text{общ}}}{\pi D_1^2} = \frac{4 \cdot 8 \cdot 1}{3,14 \cdot 1^2} = 1,01 \text{ м/мин};$$

$$v_2 = \frac{Q\eta_{\text{общ}}}{S_2} = \frac{4Q\eta_{\text{общ}}}{\pi D_2^2} = \frac{4 \cdot 8 \cdot 1}{3,14 \cdot 1,1^2} = 0,84 \text{ м/мин};$$

$$F_1 = p \frac{\pi D_1^2}{4} \eta_{\text{общ}} = 5 \cdot 10^6 \cdot 0,785 \cdot 0,1^2 \cdot 0,96 = 37,6 \text{ кН};$$

$$F_2 = p \frac{\pi D_2^2}{4} \eta_{\text{общ}} = 5 \cdot 10^6 \cdot 0,785 \cdot 0,11^2 \cdot 0,96 = 45,5 \text{ кН}.$$

99. На рис. 52 показан гидроподъемник, в котором используется двухступенчатый телескопический гидроцилиндр с диаметрами ступеней $D_1 = 140$ мм и $D_2 = 160$ мм. Уплотнение всех ступеней в гидроцилиндре манжетное.

Определить при работе одной и двух ступеней гидроцилиндра:

а) давление масла в рабочей полости А при подъеме груза $G = 150$ кН;

б) скорость опускания груза G , если из полости А вытекает масло с расходом $Q = 16$ л/мин.

Принять общий к. п. д. гидроцилиндра $\eta_{\text{общ}} = 0,955$.

100. В двухступенчатом телескопическом гидроцилиндре одностороннего действия (рис. 52) диаметр наибольшей ступени $D_2 = 200$ мм, а разность между диаметрами отдельных ступеней составляет 20 мм. Максимальный вес поднимаемого гидроцилиндром груза $G = 300$ кН. Общий к. п. д. гидроцилиндра $\eta_{\text{общ}} = 0,955$.

Исходя из допускаемого напряжения на растяжение стали $[\sigma] = 100$ МПа, определить:

а) минимальные толщины δ_1 и δ_2 стенок стальных гильз гидроцилиндра;

б) толщину δ_1 стенки новой стальной внутренней гильзы гидроцилиндра с учетом припусков по 3 мм на сторону для наружной обточки и расточки гильзы при ремонте гидроцилиндра;

в) толщину δ_2 стенки новой стальной наружной гильзы гидроцилиндра с учетом припуска величиной 3 мм на расточку рабочей поверхности гильзы при ремонте и допускаемой до 1 мм коррозии ее наружной поверхности.

101. В двухступенчатом телескопическом гидроцилиндре одностороннего действия первая ступень диаметром $D_1 = 100$ мм имеет длину хода $l_1 = 500$ мм, а вторая диаметром $D_2 = 110$ мм — $l_2 = 400$ мм. Уплотнение всех ступеней в гидроцилиндре манжетное.

При расходе масла гидроцилиндром $Q = 8$ л/мин определить среднюю скорость $v_{ср}$ подъема груза G за время полного выдвижения всех ступеней телескопического гидроцилиндра.

Решение. Определим время t_1 и t_2 выдвижения на всю собственную длину хода соответственно первой и второй ступеней:

$$t_1 = l_1/v_1;$$

$$t_2 = l_2/v_2,$$

где v_1 и v_2 — действительные скорости выдвижения соответственно первой и второй ступеней при заданном расходе масла рабочей полостью A гидроцилиндра.

Согласно решению задачи № 98 с такими же исходными данными, что и в настоящей задаче, скорости $v_1 = 1,01$ м/мин и $v_2 = 0,84$ м/мин.

Выдвижение двух ступеней телескопического гидроцилиндра на всю длину $l = l_1 + l_2$ происходит за время $t = t_1 + t_2$, что позволяет определить искомую среднюю скорость

$$v_{ср} = \frac{l}{t} = \frac{l_1 + l_2}{t_1 + t_2} = \frac{l_1 + l_2}{\frac{l_1}{v_1} + \frac{l_2}{v_2}} = \frac{0,5 + 0,4}{\frac{0,5}{1,01} + \frac{0,4}{0,84}} = 0,92 \text{ м/мин.}$$

102. В четырехступенчатом телескопическом гидроцилиндре одностороннего действия диаметр первой наименьшей ступени равен 100 мм, а разность между диаметрами соседних ступеней составляет 10 мм. Уплотнение всех ступеней в гидроцилиндре манжетное.

При расходе масла гидроцилиндром $Q = 16$ л/мин определить среднюю скорость выдвижения ступеней на суммарной длине хода, развиваемого гидроцилиндром, если длина хода: а) каждой отдельной ступени равна 0,4 м; б) отдельных ступеней гидроцилиндра, начиная с наименьшей, соответственно равна 450, 430, 410 и 400 мм.

103. Четырехступенчатый телескопический гидроцилиндр одностороннего действия с разностью диаметров соседних ступеней 10 мм предназначен для преодоления внешних усилий $F = 66,36$ кН при максимально допускаемом рабочем давлении $p = 10$ МПа.

Определить диаметры всех ступеней гидроцилиндра.

Принять общий к. п. д. гидроцилиндра $\eta_{общ} = 0,96$.

104. На рис. 53 показан двухступенчатый телескопический гидроцилиндр двустороннего действия с расчетными диаметрами ступеней $D_1 = 160$ мм, $D_2 = 200$ мм, $d_1 = 100$ мм и $d_2 = 180$ мм. Уплотнение всех ступеней в гидроцилиндре манжетное.

Приняв расход масла каждой правой полостью B и C равным $10 \text{ дм}^3/\text{мин}$ и рабочее давление в этих полостях $p = 5 \text{ МПа}$, а противодействие в левой полости A гидроцилиндра $p_{\text{пр}} = 200 \text{ кПа}$, определить скорость v и усилие F , с которым перемещается влево узел 2, жестко связанный со штоком 1, когда масло поступает: а) только в полость C ; б) только в полость B ; в) одновременно с указанным расходом в правые полости B и C гидроцилиндра.

Сила трения в гидроцилиндре, преодолеваемая каждой отдельной ступенью, составляет в среднем 4% от силы рабочего давления масла на поршень соответствующей ступени. Все полости A , B , C , гидроцилиндра полностью заполнены маслом.

105. В двухступенчатом телескопическом гидроцилиндре двустороннего действия с манжетным уплотнением (рис. 53) диаметры ступеней $D_1 = 160$ мм и $D_2 = 220$ мм. Диаметр штока 1 $d_1 = 100$ мм.

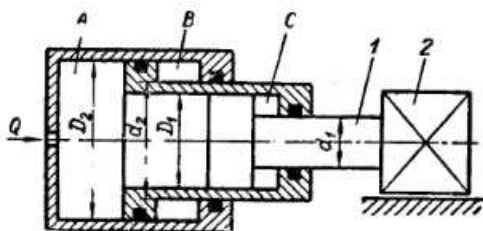


Рис. 53

Исходя из одинакового расхода масла, который может поступать или только в полость B , или только в полость C , определить диаметр d_2 гильзы большей ступени, при котором скорость движения влево этой ступени будет такой же, как и меньшей ступени.

7. Гидромоторы

Гидромоторы сообщают своему выходному звену (валу) вращательное движение. В объемном гидроприводе используются объемные роторные гидродвигатели. Широко распространены аксиально-поршневые, радиально-поршневые, пластинчатые и шестеренные гидромоторы.

Согласно ГОСТ 13824—80 основным геометрическим параметром объемных роторных гидромоторов и насосов является рабочий объем V_0 , как сумма изменений объемов рабочих камер за один оборот ротора. Расчетные формулы для вычисления рабочего объема отдельных конструкций гидромоторов даны при решении задач № 111, 114, 119, 124. Вычисленное по этим формулам значение рабочего объема следует округлить до ближайшего большего значения ряда рабочих объемов (прил. 4).

Объем масла, потребляемый гидромотором за один оборот его выходного вала,

$$q = V_0 / \eta_{об} \quad (45)$$

где $\eta_{об}$ — объемный к. п. д. гидромотора.

Развиваемые выходным валом гидромотора угловая скорость вращения $\omega_{угл}$ или частота вращения n , полезный крутящий момент M и полезная мощность $N_{пол}$ определяются по формулам:

$$\omega_{угл} = \frac{2\pi Q}{V_0} \eta_{об} = \frac{2\pi Q}{q} \quad (46)$$

$$n = \frac{Q}{V_0 \eta_{об}} = \frac{Q}{q}, \quad (47)$$

$$M = 0,159 (p - p_{пр}) V_0 \eta_{гм} = 0,159 \Delta p V_0 \eta_{гм}, \quad (48)$$

$$N_{пол} = M \omega_{угл} = (p - p_{пр}) Q \eta = \Delta p V_0 n \eta_{гм}, \quad (49)$$

где Q — расход масла или другой рабочей жидкости гидромотором; $\Delta p = p - p_{пр}$ — перепад давлений масла в гидромоторе как разность между рабочим давлением p (на входе) и противодавлением $p_{пр}$ на выходе из сливной полости гидромотора; η и $\eta_{гм}$ — соответственно общий и гидромеханический к. п. д. гидромотора, причем

$$\eta = \eta_{гм} \eta_{об}. \quad (50)$$

Расход масла Q и мощность N , потребляемые гидромотором, определяются по формулам:

$$Q = \frac{V_0 n}{\eta_{об}} = qn; \quad (51)$$

$$N = \frac{N_{пол}}{\eta} = pQ = \rho qn. \quad (52)$$

106. Радиально-поршневой гидромотор имеет рабочий объем $V_0 = 200 \text{ см}^3$.

Определить, при каких рабочем давлении p и расходе масла Q выходной вал гидромотора развивает полезный крутящий момент $M = 970 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и частоту вращения $n = 5 \text{ об/с}$.

Принять противодавление в сливной полости гидромотора $p_{пр} = 0,23 \text{ МПа}$ и к. п. д. — гидромеханический $\eta_{гм} = 0,96$ и объемный $\eta_{об} = 0,98$.

Решение. Из формулы (48) выводим расчетную формулу для вычисления перепада давления масла Δp в гидромоторе:

$$\Delta p = \frac{M}{0,159 V_0 \eta_{гм}} = \frac{970 \cdot 10^6}{0,159 \cdot 200 \cdot 10^{-6} \cdot 0,98} = 31,77 \text{ МПа}.$$

Вычисляем рабочее давление:

$$p = \Delta p + p_{пр} = 31,77 + 0,23 = 32 \text{ МПа}.$$

По формуле (51) находим расход масла гидромотором

$$Q = \frac{V_0 n}{\eta_{об}} = \frac{200 \cdot 5}{0,98} = 1020 \text{ см}^3/\text{с} = 1,02 \text{ л/с}.$$

107. С каким рабочим объемом V_0 по ГОСТ 13824—80 (прил. 4) следует подобрать пластинчатый гидромотор, чтобы при рабочем давлении $6,3 \text{ МПа}$ его выходной вал развивал полезный крутящий момент $45 \text{ Н} \cdot \text{м}$?

Противодавлением в сливной полости гидромотора пренебречь. Принять гидромеханический к. п. д. гидромотора равным $0,75$.

108. С каким рабочим объемом V_0 (прил. 4) следует подобрать шестеренный гидромотор, чтобы его выходной вал развивал частоту вращения $n = 30 \text{ об/с}$ при расходе масла $Q = 1 \text{ л/с}$?

Принять объемный к. п. д. гидромотора равным $0,7$.

109. Выходной вал пластинчатого гидромотора с рабочим объемом $V_0 = 40 \text{ см}^3$ при рабочем давлении $10,05 \text{ МПа}$, противодавле-

нии 0,05 МПа и расходе масла 1,25 л/с развивает полезный крутящий момент 47,7 Н·м и частоту вращения 25 об/с.

Определить гидромеханический $\eta_{гм}$, объемный $\eta_{об}$ и общий η к. п. д. гидромотора.

110. Определить мощность, потребляемую гидромотором, когда его выходной вал развивает полезный крутящий момент $M = 95,4$ Н·м и частоту вращения $n = 50$ об/с.

Рабочий объем гидромотора $V_0 = 80$ см³. Противодавление в сливной полости гидромотора $p_{пр} = 50$ кПа.

111. Определить рабочий объем V_0 радиально-поршневого гидромотора однократного действия (рис. 54), если диаметр поршня l $d = 20$ мм, количество поршней $z = 7$ и эксцентриситет $e = 9$ мм.

Решение. Для радиально-поршневого гидромотора (или насоса) однократного действия рабочий объем

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{2} e z = \frac{3,14 \cdot 2^2}{2} 9 \cdot 7 = 39,56 \text{ см}^3.$$

По ГОСТ 13824—80 (прил. 4) следует принять значение рабочего объема, равное 40 см³.

112. Какое следует принять значение диаметра d (прил. 3) пятиплунжерного роторного гидромотора (рис. 54), чтобы при эксцентриситете $e = 6$ мм и перепаде давления $p = 16$ МПа гидромотор развивал полезный крутящий момент $M = 180$ Н·м?

Принять гидромеханический к. п. д. гидромотора $\eta_{гм} = 0,95$.

113. В роторе 2 радиально-плунжерного насоса (рис. 54) предполагается пять плунжеров 1 диаметром $d = 50$ мм.

Определить пределы изменения величины эксцентриситета e при уменьшении частоты вращения ротора от 100 до 20 об/мин и постоянном расходе масла гидромотором, равном 4 л/мин.

Принять объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,98$.

114. Определить рабочий объем V_0 аксиально-поршневого гидромотора (рис. 55) по следующим данным: диаметр поршня l $d = 25$ мм, число поршней $z = 7$, диаметр окружности, на которой расположены центры отверстий ротора 2, $D = 60$ мм и угол наклона оси вращения выходного вала 3 к оси вращения ротора $\alpha = 20^\circ$.

Решение. Определим для аксиально-поршневых гидромоторов и аксиально-поршневых насосов рабочий объем по формуле

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{4} z D \operatorname{tg} \alpha = \frac{3,14 \cdot 2^2}{4} 7 \cdot 8,5 \operatorname{tg} 20^\circ = 75 \text{ см}^3.$$

Принимаем значение рабочего объема (прил. 4), равное 80 см³.

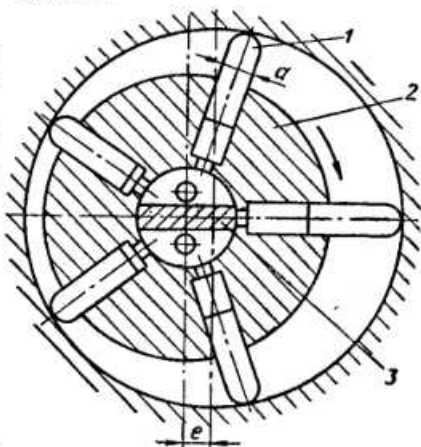


Рис. 54

115. Аксиально-поршневой гидромотор с регулируемым рабочим объемом имеет семь поршней 1 диаметром $d = 32$ мм (рис. 55). Диаметр окружности, на которой расположены центры отверстий ротора 2 , $D = 100$ мм. Расход масла гидромотором $Q = 3,85$ л/с.

Определить, при каком угле α между осью вращения ротора 2 и осью вращения вала 3 последний вращается с частотой 1500 об/мин.

Принять объемный к. п. д. гидромотора $\eta_{об} = 0,98$.

116. Аксиально-поршневой гидромотор (рис. 55) имеет семь поршней 1 диаметром $d = 20$ мм и окружность диаметром $D = 70$ мм, на которой расположены центры отверстий ротора 2 . Угол наклона оси вращения выходного вала 3 к оси вращения ро-

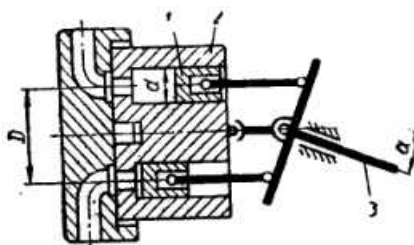


Рис. 55

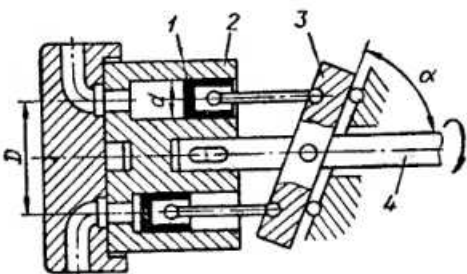


Рис. 56

тора $\alpha = 20^\circ$. При вращении выходного вала гидромотора с частотой $n = 1500$ об/мин расход масла составляет 87,5 л/мин.

Определить объемный к. п. д. гидромотора.

117. Какое следует принять значение (прил. 3) диаметра d поршня 1 аксиально-поршневого гидромотора (рис. 56), чтобы при рабочем давлении 10,1 МПа, противодавлении в сливной полости 0,1 МПа и наклоне диска 3 к оси вращения выходного вала 4 под углом $\alpha = 22^\circ$ гидромотор развивал полезный крутящий момент не менее 210 Н·м. В гидромоторе семь плунжеров.

Принять отношение окружности, на которой расположены центры отверстий ротора 2 , к диаметру поршня $D/d = 3$ и гидромеханический к. п. д. гидромотора $\eta_{гм} = 0,9$.

118. Аксиально-поршневой гидромотор (рис. 56) имеет семь поршней 1 диаметром $d = 12$ мм. Диаметр окружности, на которой расположены центры отверстий ротора 2 , $D = 40$ мм.

Определить гидромеханический к. п. д. гидромотора, если он при рабочем давлении 16,2 МПа и противодавлении в сливной полости 0,2 МПа развивает полезный крутящий момент $M = 28$ Н·м.

119. Определить рабочий объем V_0 пластинчатого гидромотора двукратного действия, ротор 1 которого имеет 12 радиально расположенных выдвижных пластин 2 шириной $B = 30$ мм и толщиной $\delta = 2$ мм, а радиусы вращения конца пластин во время его работы изменяются от $r = 43$ мм до $R = 47$ мм (рис. 57).

Решение. Рабочий объем пластинчатого гидромотора

$$V_0 = [\pi(R^2 - r^2) - (R - r)\delta z] Bk,$$

где для данной задачи кратность действия гидромотора $k = 2$ и число пластин $z = 12$.

Вычисляем рабочий объем пластинчатого гидромотора

$$V_0 = [3,14(47^2 - 43^2) - (47 - 43)2 \cdot 12] 30 \cdot 2 = 62,064 \text{ см}^3.$$

По прил. 4 следует принять $V_0 = 63 \text{ см}^3$.

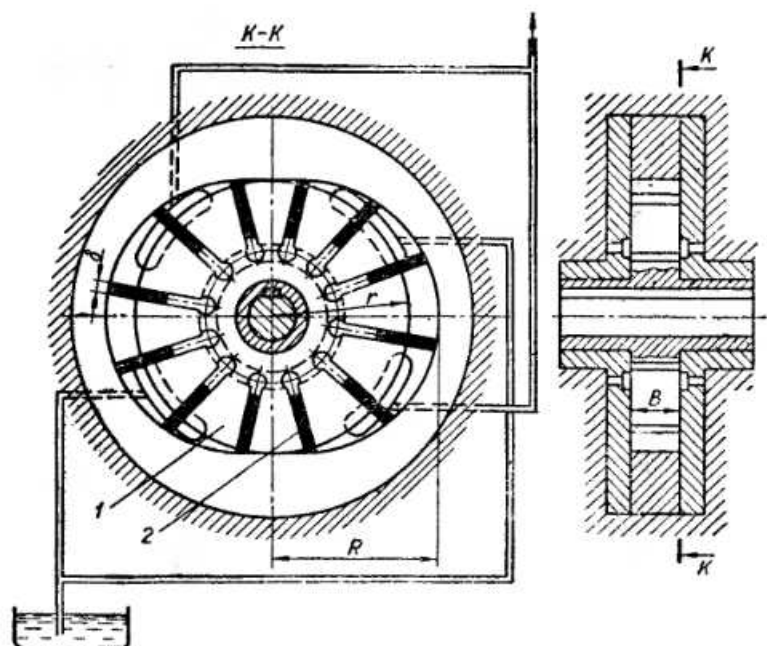


Рис. 57

120. Во время работы ротора 1 пластинчатого гидромотора радиус вращения конца выдвигаемых пластин 2 изменяется от 28 до 31 мм. Каждая пластина 2 располагается в радиально прорезанном пазу ротора 1. Ширина выдвигаемой пластины $B = 23$ мм, ее толщина $\delta = 3$ мм.

Определить расход масла, потребляемый гидромотором при вращении его выходного вала с частотой $n = 30$ об/с.

Принять объемный к.п.д. гидромотора $\eta_{об} = 0,6$ и число пластин, показанное на рис. 57.

121. Пластинчатый гидромотор (рис. 57) имеет 12 выдвигаемых пластин 1 толщиной $\delta = 3$ мм. Во время работы гидромотора радиус вращения конца пластины изменяется от 100 до 108 мм.

Определить ширину выдвигаемой пластины, при которой гидромотор развивает полезный крутящий момент $M = 74 \text{ Н} \cdot \text{м}$, если перепад давления $\Delta p = 6,3 \text{ МПа}$.

Принять гидромеханический к. п. д. гидромотора $\eta_{гм} = 0,75$.
 122. Рабочий объем V_0 пластинчатого гидромотора (рис. 58) можно изменять перемещением каретки 1 в корпусе 2 вплоть до

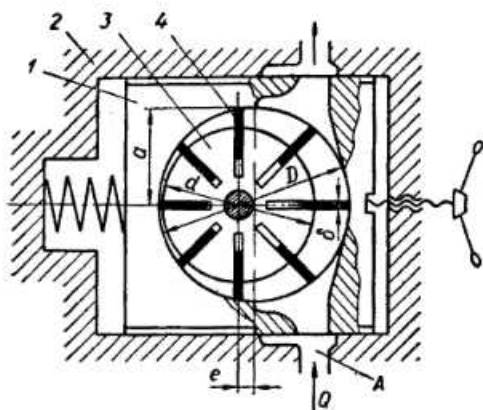


Рис. 58

касания ротором 3 поверхности отверстия диаметром $D=100$ мм. Ротор диаметром $d=94$ мм имеет восемь радиальных пазов, в которых располагаются выдвижные пластины 4 шириной 50 мм и толщиной $\delta=6$ мм.

Определить при постоянном расходе масла $Q=40$ л/мин и перепаде давления $\Delta p=6,3$ МПа пределы изменения частоты n вращения ротора и полезного крутящего момента M , развиваемого гидромотором.

Принять для гидромотора к. п. д.: объемный $\eta_{об}=0,8$ и гидромеханический $\eta_{гм} = 0,75$.

123. Регулируемый пластинчатый гидромотор (рис. 58) имеет ротор 3 диаметром $d = 76$ мм и шириной 25 мм.

Диаметр цилиндрического отверстия под ротор $D=80$ мм. Пренебрегая толщиной пластин 4, определить величину эксцентриситета e , при которой ротор 3 вращается с частотой $n=500$ об/мин, если в рабочую полость А гидромотора поступает масло с постоянным расходом $Q=16$ л/мин.

Принять объемный к.п.д. гидромотора $\eta_{об}=0,8$.

124. Определить рабочий объем V_0 шестеренного гидромотора (рис. 59) с равновеликими шестернями 1 и 2 шириной каждая $B=35$ мм и числом зубьев $z=9$. Модуль зубчатого зацепления $m=4$ мм.

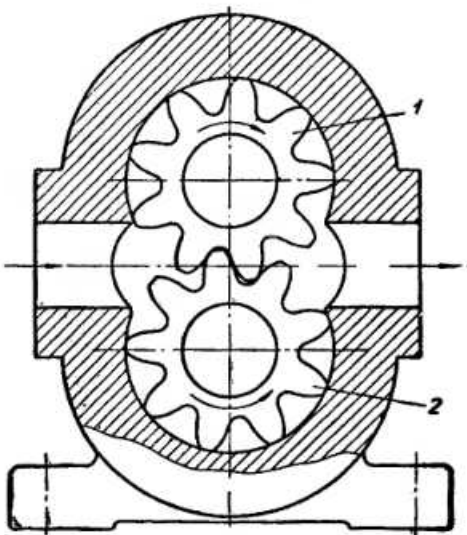


Рис. 59

Решение. Рабочий объем шестеренного гидромотора с равновеликими шестернями

$$V_0 = 2\pi m^2 B z = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,4^2 \cdot 3,5 \cdot 9 = 31,65 \text{ см}^3.$$

По прил. 4 принимаем $V_0 = 32 \text{ см}^3$.

125. Шестеренный гидромотор (рис. 59) имеет две одинаковые шестерни 1 и 2, каждая шириной 30 мм. Число зубьев каждой шестерни $z = 20$. Модуль зубчатого зацепления $m = 4 \text{ мм}$.

Определить полезный крутящий момент M и частоту вращения n , которые развивает выходной вал гидромотора при рабочем давлении $p = 10,1 \text{ МПа}$, противодавлении в сливной полости $p_{\text{пр}} = 0,1 \text{ МПа}$ и расходе масла $Q = 0,6 \text{ л/с}$.

Принять гидромеханический к. п. д гидромотора $\eta_{\text{гм}} = 0,75$ и его объемный к. п. д. $\eta_{\text{об}} = 0,9$.

126. Как изменится частота вращения выходного вала гидромотора с двумя одинаковыми шестернями 1 и 2 (рис. 59), если увеличить в два раза: а) число зубьев каждой шестерни; б) модуль зубчатого зацепления.

Остальные размеры и параметры работы гидромотора принять неизменными.

127. В гидромоторе (рис. 59) шестерни 1 и 2 имеют каждая по 20 зубьев. Модуль зубчатого зацепления $m = 4 \text{ мм}$.

Определить ширину B шестерни, при которой гидромотор развивает полезный крутящий момент $M = 67,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$, если в его рабочей полости действует давление $p = 10,04 \text{ МПа}$, а в сливной полости противодавление $p_{\text{пр}} = 40 \text{ кПа}$.

Принять гидромеханический к. п. д. гидромотора $\eta_{\text{гм}} = 0,75$.

8. Поворотные гидродвигатели

Поворотные гидродвигатели сообщают своему выходному звену (валу) на ограниченный угол возвратно-поворотное движение.

В современной технике в основном получили распространение пластинчатые и поршневые поворотные гидродвигатели.

Пластинчатые поворотные гидродвигатели позволяют поворачивать свой выходной вал на угол, меньший 360° , и могут быть однократного (см. рис. 60), двукратного (см. рис. 61) и реже трехкратного действия. По сравнению с однократными пластинчатые поворотные гидродвигатели дву- и трехкратного действия при одинаковых габаритах и давлении развивают соответственно в два и три раза больший крутящий момент, но допускают значительно меньший угол поворота выходного вала.

Основными элементами пластинчатого поворотного гидродвигателя (рис. 60) являются корпус 3, пластина 2, выходной вал 1, разделительная стенка 4 и торцевые крышки 5 и 6. При угле поворота выходного вала меньше чем 180° разделительная стенка у пластинчатых поворотных гидродвигателей может отсутствовать (см. рис. 62).

Полезный крутящий момент M и угловая скорость $\omega_{\text{угл}}$, развиваемые выходным валом пластинчатого поворотного гидродвигателя с пластиной прямоугольной формы (рис. 60), определяются по таким формулам:

$$M = \frac{(p - p_{\text{пр}}) (D^2 - d^2) B k \eta_{\text{м}}}{8}; \quad (54)$$

$$\omega_{\text{угл}} = \frac{8Q\eta_{\text{об}}}{(D^2 - d^2) B k}; \quad (55)$$

где p — рабочее давление масла, т. е. давление масла в рабочей полости А; $p_{\text{пр}}$ — противодавление масла в сливной полости С; D, d — соответственно наружный и внутренний диаметры рабочей камеры; B — ширина пластины 2 (дли-

на рабочей камеры); Q — расход масла; k — кратность действия; η_m и $\eta_{об}$ — механический и объемный к. п. д.

На основании формулы (55) легко получить формулу для определения расхода масла пластинчатым поворотным гидродвигателем с пластиной прямоугольной формы:

$$Q = \frac{(D^2 - d^2) B k \omega_{угл}}{8 \eta_{об}}. \quad (56)$$

Для пластинчатых поворотных гидродвигателей с пластиной любой формы (рис. 63 и 64), в том числе и с пластиной прямоугольной формы (рис. 60), крутящий момент M и угловая скорость $\omega_{угл}$, развиваемые выходным валом, а также потребляемый расход масла определяются по следующим формулам:

$$M = (p - p_{пр}) S r_C k \eta_m; \quad (57)$$

$$\omega_{угл} = \frac{Q \eta_{об}}{S r_C k}; \quad (58)$$

$$Q = \frac{S r_C \omega_{угл} k}{\eta_{об}}, \quad (59)$$

где S — площадь пластины; r_C — радиус поворота центра тяжести C площади пластины относительно оси вращения выходного вала.

Остальные обозначения букв трех последних формул те же, что и в формулах (54) и (55).

Поршневые поворотные гидродвигатели состоят из одного или двух гидроцилиндров и механизма, преобразующего возвратно-поступательное движение поршня со штоком или плунжера в возвратно-поворотное движение выходного вала. При достаточной длине хода поршня или плунжера выходной вал поршневого поворотного гидродвигателя может поворачиваться на угол больше 360° .

Полезный крутящий момент M и угловая скорость $\omega_{угл}$, развиваемые выходным валом поршневого поворотного гидродвигателя, определяются по таким формулам:

$$M = F R \eta; \quad (60)$$

$$\omega_{угл} = \frac{v}{R}, \quad (61)$$

где F и v — усилие и скорость, развиваемые штоком или плунжером гидроцилиндра, определяемые соответственно по формулам (40) или (41) и (39); R — радиус (плечо) действия усилия F , т. е. расстояние от оси вращения выходного вала поршневого поворотного гидродвигателя до направления действия силы F ; η_m — механический к. п. д. механизма, преобразующего возвратно-поступательное движение поршня со штоком или плунжера гидроцилиндра в возвратно-поворотное движение выходного вала поршневого поворотного гидродвигателя.

Краткое описание принципиальных конструктивных схем основных поршневых поворотных гидродвигателей и их расчет даны при изложении и решении задач № 129, 138, 142, 146, 153.

128. Пластинчатый поворотный гидродвигатель однократного действия (рис. 60) имеет пластину 2 прямоугольной формы шириной $B = 80$ мм и диаметрами рабочей камеры — наружным $D = 400$ мм и внутренним $d = 200$ мм.

Определить, при каких рабочем давлении p в рабочей камере A и расходе масла Q выходной вал I поворотного гидродвигателя развивает полезный крутящий момент $M = 4800$ Н·м и угловую скорость поворота $\omega_{угл} = 5$ рад/с.

Принять для данного поворотного гидродвигателя механический к. п. д. $\eta_m = 0,8$ и объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,967$.

Противодавлением в сливной полости гидродвигателя пренебречь.

Решение. На основании формулы (54), учитывая, что $p_{пр} = 0$ и $k = 1$, получим

$$p = \frac{8M}{(D^2 - d^2) B k \eta_m} = \frac{8 \cdot 4800}{(0,4^2 - 0,2^2) 0,08 \cdot 1 \cdot 0,8} = 5 \text{ МПа.}$$

По формуле (56) определяем расход масла гидродвигателем:

$$Q = \frac{(D^2 - d^2) B k \omega_{угл}}{8 \eta_{об}} = \frac{(4^2 - 2^2) 0,8 \cdot 1 \cdot 5}{8 \cdot 0,967} = 6,2 \text{ дм}^3/\text{с.}$$

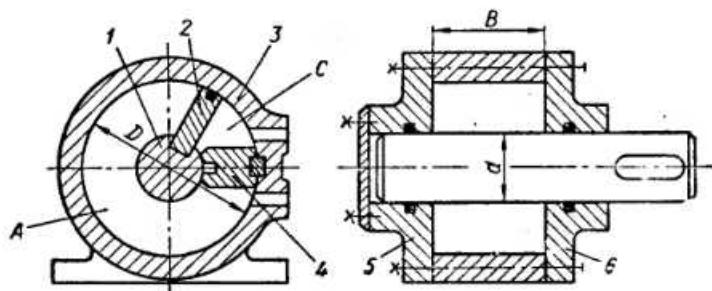


Рис. 60

129. Определить полезный крутящий момент M и угловую скорость $\omega_{угл}$, развиваемые выходным валом 1 пластинчатого поворотного гидродвигателя однократного действия (рис. 60) с пластиной 2 прямоугольной формы шириной $B = 200$ мм при рабочем давлении $p = 5,1$ МПа, противодавлении в сливной полости $p_{пр} = 0,1$ МПа и расходе масла $Q = 1,5$ л/с, если диаметры рабочей камеры — наружный $D = 400$ мм и внутренний $d = 200$ мм.

Принять механический к. п. д. $\eta_m = 0,8$ и объемный $\eta_{об} = 0,95$.

130. Определить, какую минимальную ширину B пластины 2 прямоугольной формы должен иметь пластинчатый поворотный гидродвигатель (рис. 60), чтобы при рабочем давлении $p = 10,1$ МПа, противодавлении в сливной полости $p_{пр} = 0,1$ МПа выходной вал 1 развивал полезный крутящий момент $M = 5$ кН·м. Диаметры рабочей камеры гидродвигателя — наружный $D = 160$ мм и внутренний $d = 80$ мм.

Вычисленное значение ширины пластины 2 округлить до 5 мм в большую сторону.

По принятому значению ширины пластины 2 определить фактический крутящий момент M_f , развиваемый выходным валом этого гидродвигателя при указанном рабочем давлении p , а также расход Q масла при угловой скорости поворота вала $\omega_{угл} = 10$ рад/с.

Принять механический к. п. д. $\eta_m = 0,85$ и объемный $\eta_{об} = 0,9$.

131. Пластинчатый поворотный гидродвигатель (рис. 61) выполнить с пластиной 1 прямоугольной формы шириной $B = 75$ мм и валом 2 диаметром $d = 100$ мм внутри рабочей камеры.

Определить наружный диаметр D рабочей камеры, при котором выходной вал гидродвигателя сможет развить полезный крутящий момент $M = 2250$ Н·м, если давление масла в рабочих полостях $p = 5,1$ МПа и в сливных $p_{сл} = 0,1$ МПа.

Принять механический к. п. д. $\eta_m = 0,8$.

132. Пластинчатый поворотный гидродвигатель (рис. 61) выполнить с пластинами 1 прямоугольной формы шириной $B = 100$ мм и наружным диаметром рабочей камеры $D = 200$ мм.

Определить диаметр d вала 2 внутри рабочей камеры, при котором выходной вал гидродвигателя сможет развить полезный крутящий момент $M = 3$ кН·м при рабочем давлении $p = 5$ МПа.

Противодавлением масла в сливных полостях гидродвигателя пренебречь, а его механический к. п. д. принять равным $\eta_m = 0,8$.

133. Определить, с какой наименьшей кратностью действия следует вы-

полнить пластинчатый поворотный гидродвигатель с пластиной прямоугольной формы шириной 400 мм и с радиусами рабочей камеры: наружным — 300 мм и внутренним — 200 мм, чтобы при рабочем давлении $p = 5,1$ МПа и противодавлении в сливной полости $p_{сл} = 0,1$ МПа выходной вал развивал полезный крутящий момент не менее 110 кН·м.

Принять механический к. п. д. этого гидродвигателя $\eta_m = 0,8$.

134. Пластинчатый поворотный гидродвигатель (рис. 62) имеет пластину 1 квадратной формы.

Определить внутренний r и наружный R радиусы рабочей камеры этого гидродвигателя, при которых выходной вал 2 может развить полезный крутящий момент $M = 6000$ Н·м, если давление масла в рабочей полости $p = 5,1$ МПа и в сливной полости $p_{сл} = 0,1$ МПа.

Принять механический к. п. д. гидродвигателя $\eta_m = 0,8$, ширину пластины $B = R - r$, а $R = 2r$.

135. В пластинчатом поворотном гидродвигателе (рис. 62) предусмотрено выполнить пластину 1 прямоугольной формы, приняв ширину ее $B = 2r$, а наружный радиус $R = 3r$.

Пренебрегая противодавлением в сливной полости, определить величину наружного радиуса рабочей камеры гидродвигателя, при

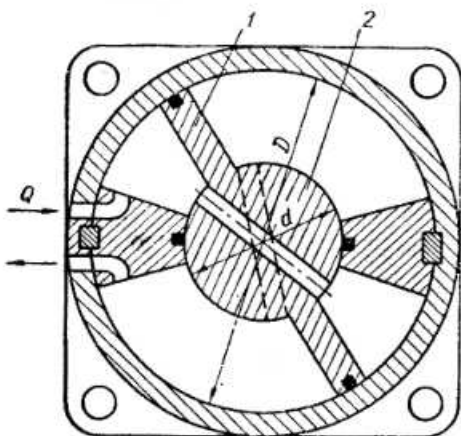


Рис. 61

котором выходной вал 2 может развить полезный крутящий момент $M = 4 \text{ кН} \cdot \text{м}$, если давление масла в рабочей полости $p = 5 \text{ МПа}$.

Принять механический к. п. д. гидродвигателя $\eta_m = 0,8$.

136. Пластинчатый поворотный гидродвигатель (рис. 62) имеет пластину 1 прямоугольной формы шириной 100 мм и радиусы рабочей камеры: наружный $R = 160 \text{ мм}$ и внутренний $r = 60 \text{ мм}$.

Во время испытаний этого гидродвигателя при постоянных рабочем давлении $p = 5 \text{ МПа}$ и расходе масла $Q = 32 \text{ л/мин}$ выходной вал 2 развил полезный крутящий момент $M = 451 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и угловую скорость $\omega_{\text{угл}} = 5 \text{ рад/с}$.

Пренебрегая противодействием в сливной полости гидродвигателя $p_{\text{сл}} = 1 \text{ кПа}$, определить механический η_m , объемный $\eta_{\text{об}}$ и общий η к. п. д. пластинчатого поворотного гидродвигателя.

137. Пластинчатый поворотный гидродвигатель (рис. 62) имеет пластину 1 прямоугольной формы шириной 200 мм и радиусы рабочей камеры: наружный $R = 100 \text{ мм}$ и внутренний $r = 40 \text{ мм}$. Выходной вал 2 этого гидродвигателя развивает максимальную угловую скорость $\omega_{\text{угл}} = 1 \text{ рад/с}$.

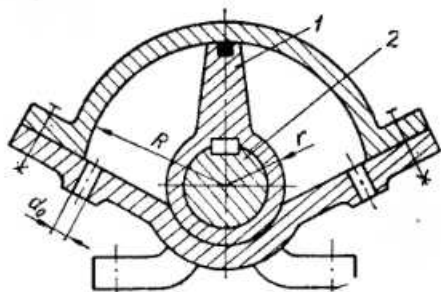


Рис. 62

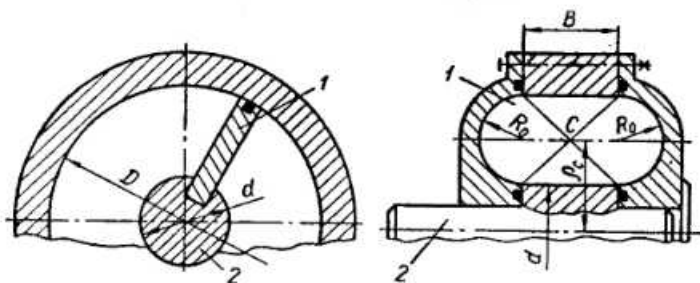


Рис. 63

Определить диаметр d_0 подводящего отверстия гидродвигателя, исходя из допускаемой средней скорости движения масла в этом отверстии $v_0 = 5 \text{ м/с}$. Утечкой масла в гидродвигателе пренебречь.

Вычисленное значение диаметра d_0 округлить до ближайшего меньшего значения ряда условных проходов (прил. 1).

138. Площадь пластины 1 пластинчатого поворотного гидродвигателя, однократного действия (рис. 63) состоит из прямоугольника шириной $B = 50 \text{ мм}$ и двух полукругов с радиусом $R_0 = 100 \text{ мм}$. Диаметр вала 2 в рабочей камере гидродвигателя $d = 120 \text{ мм}$.

Определить расход масла данным гидродвигателем при угловой скорости поворота выходного вала $\omega_{\text{угл}} = 5$ рад/с.

Принять объемный к. п. д. гидродвигателя $\eta_{\text{об}} = 0,97$.

Решение. Если поворотный гидродвигатель имеет пластину не прямоугольной, а криволинейной формы, то сначала необходимо определить координатное положение центра тяжести площади пластины. Поскольку площадь пластины 1 гидродвигателя (рис. 63) имеет вертикальную и горизонтальную оси симметрии, то точка их пересечения C есть центр тяжести площади пластины данного гидродвигателя. Радиус поворота центра тяжести C площади пластины относительно оси вращения выходного вала 2 (рис. 63)

$$r_c = \frac{d}{2} + R_o = \frac{120}{2} + 100 = 1,6 \text{ дм.}$$

Площадь пластины

$$S = 2R_o B + \pi R_o^2 = 2 \cdot 1 \cdot 0,5 + 3,14 \cdot 1^2 = 4,14 \text{ дм}^2.$$

По формуле (59) вычислим расход масла гидродвигателем:

$$Q = \frac{\omega_{\text{угл}} r_c S_k}{\eta_{\text{об}}} = \frac{5 \cdot 1,6 \cdot 4,14 \cdot 1}{0,97} = 34,1 \text{ л/с.}$$

139. Площадь пластины 1 поворотного гидродвигателя однократного действия (рис. 63) состоит из прямоугольника длиной $B = 100$ мм и двух полуокругов радиусом $R_o = 80$ мм. Диаметр рабочей камеры $d = 100$ мм.

Определить полезный крутящий момент M и угловую скорость $\omega_{\text{угл}}$, развиваемые выходным валом 2 данного гидродвигателя при рабочем давлении $p = 10,03$ МПа, противодавлении в сливной полости $p_{\text{спр}} = 30$ кПа и расходе масла $Q = 2$ л/с.

Определить также развиваемую выходным валом 2 полезную мощность $N_{\text{пол}}$ и мощность N , потребляемую пластинчатым поворотным гидродвигателем.

Принять для гидродвигателя механический к. п. д. $\eta_m = 0,94$ и объемный к. п. д. $\eta_{\text{об}} = 0,97$.

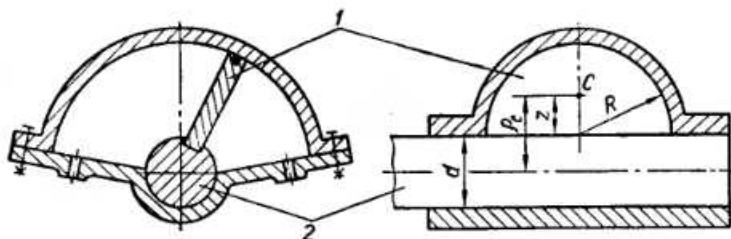


Рис. 64

140. Пластинчатый поворотный гидродвигатель (рис. 64) имеет пластину 1 в виде полуокруга радиусом $R = 100$ мм. Диаметр вала 2 в рабочей камере гидродвигателя $d = 80$ мм. Этот вал поворачивается с угловой скоростью, равной 1,5 рад/с, и гидродвигатель потребляет мощность, равную 40 кВт. Противодействие в сливной полости — 20 кПа.

Определить расход Q масла, потребляемый гидродвигателем, и развиваемый им полезный крутящий момент M , если координата положения центра тяжести площади полукруга $z = 0,4244 R$ (рис. 64).

Принять $\eta_m = 0,95$ и $\eta_{об} = 0,97$.

141. Пластинчатый поворотный гидродвигатель (рис. 64) имеет пластину 1 в виде полукруга. Диаметр d вала 2 в рабочей камере на 10% меньше радиуса R .

Определить радиус R площади пластины 1, при котором гидродвигатель развивает полезный крутящий момент $M = 29,8$ кН·м.

Принять $\eta_m = 0,95$ и противодействие в сливной полости $p_{пр} = 10$ кПа.

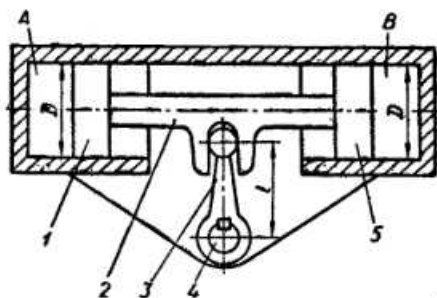


Рис. 65

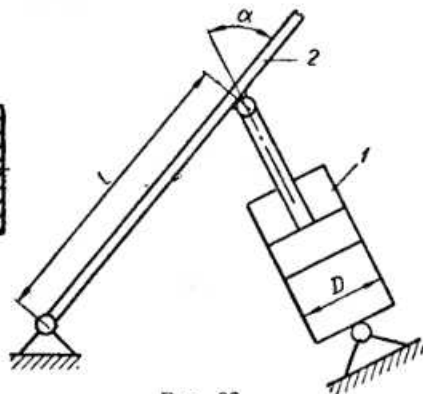


Рис. 66

142. В поршневом поворотном гидродвигателе (рис. 65) выходной вал 4 через рычаг 3 длиной $l = 50$ мм получает возвратно-поворотное движение от поршней 1 и 5, которые имеют общий шток 2. Уплотнение поршней в гидродвигателе — манжетное. Диаметр поршня $D = 80$ мм.

Для положения рычага 3 (рис. 65) определить полезный крутящий момент M и угловую скорость $\omega_{угл}$, которые развивает выходной вал 4 гидродвигателя при рабочем давлении $p = 10$ Мпа и расходе масла рабочей полостью гидроцилиндра $Q = 0,2$ л/с.

Противодавлением в сливной полости гидродвигателя пренебречь.

Принять механический к. п. д. для гидроцилиндра $\eta_m = 0,96$ и для рычажного механизма $\eta = 0,99$.

Решение. На основании выражений (60) и (41) получим расчетную формулу для вычисления полезного крутящего момента:

$$M = Fl\eta = p \frac{\pi D^2}{4} \eta_m l \eta = 10 \cdot 10^6 \frac{3,14 \cdot 0,8^2}{4} \cdot 0,96 \cdot 0,05 \cdot 0,99 = 2387 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

На основании выражений (61) и (39) получим расчетную формулу для вычисления угловой скорости поворота вала 4:

$$\omega_{угл} = \frac{v}{l} = \frac{4Q\eta_{об}}{\pi D^2 l} = \frac{4 \cdot 0,2 \cdot 1}{3,14 \cdot 0,8^2 \cdot 0,5} = 0,796 \text{ рад/с}.$$

143. По данным задачи № 142 определить полезный момент M и угловую скорость $\omega_{\text{угл}}$, которые развивает вал 4 в момент отклонения рычага 3 от вертикального положения на 20° .

144. В поршневом поворотном гидродвигателе (рис. 65) выходной вал 4 через рычаг 3 получает возвратно-поворотное движение от поршней 1 и 5, которые имеют общий шток 2. Диаметр гидродвигателя $D = 50$ мм, давление масла в его рабочей полости А $p = 10$ МПа, а в сливной полости В $p_{\text{сл}} = 0,5$ МПа. Уплотнение поршней в гидроцилиндре — манжетное.

Определить длину l рычага 3, при которой выходной вал 4 сможет развивать полезный крутящий момент $900 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Принять общий к. п. д. поворотного гидродвигателя $\eta = 0,95$.

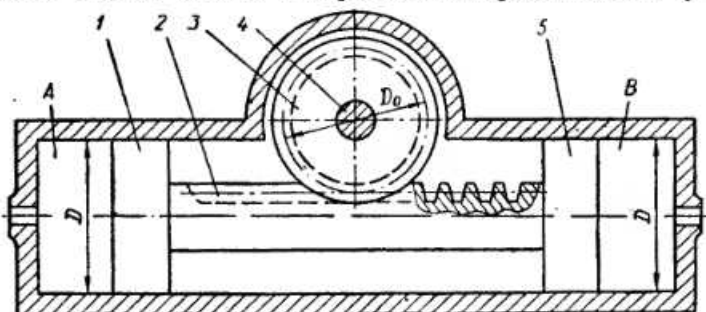


Рис. 67

145. В поршневой (бесштоковой) полости гидроцилиндра 1 (рис. 66) диаметром $D = 100$ мм давление масла $p = 160$ МПа. Расход масла гидроцилиндром $Q = 0,5$ л/с. Уплотнение поршня и штока в гидроцилиндре — манжетное.

Пренебрегая противодействием масла в штоковой полости гидроцилиндра, определить, с каким моментом M и угловой скоростью $\omega_{\text{угл}}$ поворачивается рычаг 2 с величиной плеча $l = 2$ м в момент, когда угол $\alpha = 60^\circ$.

Принять общий к. п. д. системы $\eta = 0,94$.

146. В поршневом поворотном гидродвигателе (рис. 67) при перемещении поршней 1 и 5 зубчатая рейка 2, выполненная заодно с общим штоком, сообщает зубчатому реечному колесу 3 возвратно-поворотное движение. Поршни 1 и 5 диаметром $D = 80$ мм уплотняются в гидродвигателе кольцами круглого сечения из маслостойкой резины. Модуль зубчатого зацепления $m = 5$ мм, число зубьев зубчатого реечного колеса $z = 20$.

Определить полезный крутящий момент M и угловую скорость поворота $\omega_{\text{угл}}$, развиваемую выходным валом 4 поворотного гидродвигателя при рабочем давлении $p = 10$ МПа и расходе масла рабочей полостью А или В $Q = 0,2$ л/с.

Принять общий к. п. д. гидроцилиндра $\eta_{\text{общ}} = 0,96$ и к. п. д. рычажного механизма $\eta = 0,99$.

Решение. Предварительно определим радиус R действия силы F , развиваемой штоком 2. Этот радиус, как половина диаметра D_0

начальной окружности зубчатого реечного колеса 3, легко определить через модуль зубчатого зацепления:

$$R = \frac{D_o}{2} = \frac{mz}{2} = \frac{5 \cdot 20}{2} = 50 \text{ мм.}$$

Дальнейшее решение этой задачи не отличается от решения задачи № 142 с такими же исходными данными, в том числе и радиуса действия силы F ($R = l = 50$ мм). Следовательно, после вычислений получим:

$$M = 2387 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\omega_{\text{угл}} = 0,796 \text{ рад/с.}$$

147. Поршневой поворотный гидродвигатель (рис. 67) состоит из двух гидроцилиндров 1 и 5, поршни которых имеют общий шток 2. На этом штоке нарезана зубчатая рейка, которая при перемещении поршней поворачивает зубчатое реечное колесо 3 с выходным валом 4. В гидроцилиндрах диаметром $D = 80$ мм уплотнение поршней манжетное. Модуль зубчатого зацепления $m = 10$ мм, число зубьев зубчатого реечного колеса $z = 20$. Зубчатое реечное колесо поворачивается на угол $\alpha = 270^\circ$ с угловой скоростью $\omega_{\text{угл}} = 0,4$ рад/с.

Определить длину l хода поршней гидроцилиндров и расход масла Q поворотным гидродвигателем.

Решение. Длина хода поршня l есть длина перемещения зубчатой рейки, нарезанной на штоке 2, и может быть определена по длине начальной окружности зубчатого реечного колеса 3 с центральным углом α , т. е.

$$l = \frac{\pi m z \alpha}{360} = \frac{3,14 \cdot 10 \cdot 20 \cdot 270}{360} = 471 \text{ мм.}$$

Расход масла гидродвигателем определяем на основании основных формул (43) и (61):

$$Q = \frac{vS}{\tau_{\text{об}}} = \frac{\omega_{\text{угл}} RS}{\tau_{\text{об}}} = \frac{\omega_{\text{угл}} m z \pi D^3}{8 \tau_{\text{об}}} = \frac{0,4 \cdot 0,01 \cdot 20 \cdot 3,14 \cdot 0,8^3}{8 \cdot 1} = 0,25 \text{ дм}^3/\text{с.}$$

148. Поршневой поворотный гидродвигатель (рис. 67) состоит из двух гидроцилиндров 1 и 5, поршни которых имеют общий шток 2 с нарезанной зубчатой рейкой, посредством которой сообщается поворот зубчатому реечному колесу 3 с выходным валом 4. Модуль зубчатого реечного зацепления $m = 4$ мм, число зубьев зубчатого реечного колеса $z = 25$.

Определить диаметр D гидроцилиндра, чтобы при давлении в рабочей полости А (или В) $p = 10$ МПа и противодавлении в сливной полости В (или А) $p_{\text{пр}} = 40$ кПа выходной вал 4 поворотного гидродвигателя развивал полезный крутящий момент $M = 2$ кН·м.

Принять механический к. п. д. для гидроцилиндра $\eta_{\text{м}} = 0,96$ и для зубчатого реечного зацепления (передачи) $\eta_{\text{р}} = 0,975$.

После округления расчетного значения диаметра D гидроцилиндра до ближайшего большего значения ряда чисел по ГОСТ 6540—68 (прил. 3) определить фактический полезный крутящий момент, развиваемый выходным валом поворотного гидродвигателя при заданных давлениях в рабочей и сливной полостях.

149. В поршневом поворотном гидродвигателе (рис. 67) поршни 1 и 5 с общим штоком 2, перемещаясь, через зубчатый реечный механизм поворачивают выходной вал 4. Модуль зубчатого реечного зацепления $m = 10$ мм, число зубьев зубчатого реечного колеса $z = 20$. Диаметр гидроцилиндра $D = 100$ мм. Уплотнение поршней 1 и 5 в гидродвигателе — манжетное.

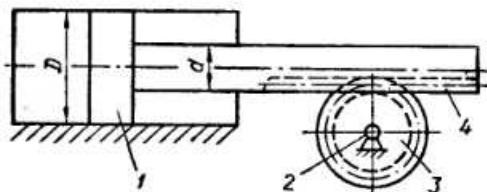


Рис. 68

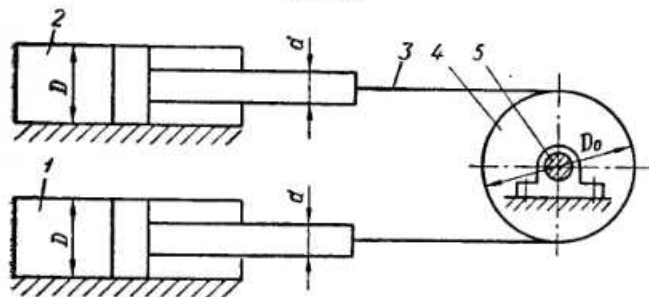


Рис. 69

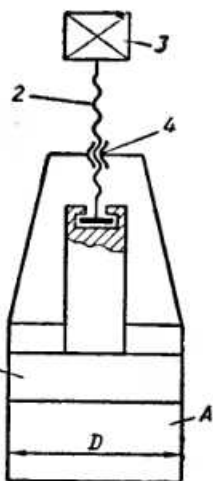


Рис. 70

Пренебрегая противодействием масла при его сливе из гидродвигателя, определить рабочее давление, при котором выходной вал 4 развивает полезный крутящий момент $M = 7,5$ кН·м.

Принять общий к. п. д. поворотного гидродвигателя $\eta_{0 \text{ общ}} = 0,96$.

150. В поршневом поворотном гидродвигателе (рис. 68) насаженное на выходной вал 2 зубчатое реечное колесо 3 получает обратно-поворотное движение при продольном перемещении поршня 1 и штока 4, на конце которого нарезана зубчатая рейка. Модуль зубчатого реечного зацепления $m = 4$ мм, число зубьев зубчатого реечного колеса $z = 25$. Диаметр гидроцилиндра $D = 100$ мм. Уплотнение поршня и штока в гидроцилиндре — манжетное.

Определить диаметр d штока 4, при котором гидродвигатель развивает полезный крутящий момент $M = 2248$ Н·м, если в рабочей (штоковой) полости давление масла $p = 10$ МПа.

Противодействием в поршневой (бесштоковой) полости гидродвигателя пренебречь.

Принять общий к. п. д. гидродвигателя $\eta = 0,95$.

151. Гидроцилиндры 1 и 2 (рис. 69) сообщают выходному валу 5 возвратно-поворотное движение через трос 3, закрепленный в одном месте на шкиву 4 диаметром $D_0 = 400$ мм. Уплотнение поршня диаметром $D = 100$ мм и штока диаметром $d = 40$ мм в каждом гидроцилиндре — манжетное. Рабочее давление $p = 10$ МПа, противодействие в сливной полости гидроцилиндра $p_{пр} = 0,5$ МПа и расход масла $Q = 0,8$ л/с.

Определить крутящий момент M и угловую скорость $\omega_{угл}$, развиваемую выходным валом гидродвигателя.

Принять механический к. п. д. гидроцилиндра равным 0,95 и механический к. п. д. барабана равным 0,99.

152. От гидроцилиндров 1 и 2 (рис. 69) через стальной трос 3, охватывающий четырьмя витками барабан 4, выходному валу 5 сообщается возвратно-поворотное движение с угловой скоростью $\omega_{угл} = 0,5$ рад/с. Диаметр гидроцилиндра $D = 100$ мм, штока $d = 40$ мм и барабана $D_0 = 400$ мм. Выходной вал 5 развивает крутящий момент $M = 7230$ Н·м. Противодействие в сливной полости гидродвигателя $p_{пр} = 0,5$ МПа.

Определить давление масла p в рабочей полости гидродвигателя и потребляемый им расход масла Q .

Принять: механический к. п. д. барабана — 0,995, механический к. п. д. гидроцилиндра — 0,95, а его объемный к. п. д. — 0,99 и коэффициент проскальзывания троса на барабане — 0,99.

153. В винтовом поворотном гидродвигателе (рис. 70) при перемещении поршня 1 винт 2 с большим ходом резьбы получает вращение, так как гайка 4 жестко закреплена на гидроцилиндре. Средний диаметр резьбы винта $d_0 = 100$ мм, а угол подъема его винтовой линии $\alpha = 45^\circ$. Уплотнение поршня в гидроцилиндре диаметром $D = 160$ мм — манжетное.

Пренебрегая весом подвижных деталей поворотного гидродвигателя, определить во время перемещения поршня 1 вверх полезный крутящий момент M и угловую скорость вращения $\omega_{угл}$, развиваемую винтом 2 при давлении масла в рабочей полости A $p = 5$ МПа и расходе масла $Q = 0,1$ л/с.

Принять общий к. п. д. гидроцилиндра $\eta = 0,96$ и угол трения для трущейся пары чугун — сталь $\varphi = 6^\circ$.

Указание. Крутящий момент M и угловая скорость $\omega_{угл}$, развиваемые винтом 2 при неподвижной гайке 4, определяются по формулам:

$$M = 0,5Fd_0 \operatorname{tg}(\alpha + \varphi);$$

$$\omega_{угл} = \frac{2v}{d_0 \operatorname{tg} \alpha},$$

где F — осевое усилие, действующее на винт 2; v — осевая (продольная) скорость перемещения винта 2.

154. Решить предыдущую задачу № 153 с учетом, что общий вес подвижных деталей — поршня 1, винта 2 и груза 3 — составляет 4 кН.

9. Гидроаппаратура

Гидравлический расчет проточных элементов гидроаппаратуры основан на формулах (14), (15), (16) и (31). Площадь S живого сечения потока масла, проходящего через рабочие щели гидроаппаратуры, вычисляется с достаточной для практики точностью по формуле

$$S = \pi dx, \quad (62)$$

где d — диаметр и x — величина щели проточного элемента гидроаппаратуры (рис. 71, 72 и 73, а). Для клапана (рис. 72, б) и дросселя (рис. 73, а) величину щели x можно вычислить так:

$$x = h \sin \frac{\alpha}{2},$$

где h и α — величина подъема и угол при вершине конуса затвора 2 гидроклапана (рис. 72, б) или иглы 1 дросселя (рис. 73, а).

155. Через проточный элемент гидрораспределителя 2 (рис. 71) с золотником 1 диаметром $d = 20$ мм протекает масло плотностью $\rho = 900$ кг/м³.

Определить расход масла через гидрораспределитель при перепаде давления $\Delta p = 0,3$ МПа и величине открытия золотника $x = 2$ мм.

Принять коэффициент расхода $\mu = 0,6$.

Решение. Используя выражения (31) и (62), получим следующую расчетную формулу:

$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = \mu \pi dx \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}},$$

по которой вычисляем расход масла через проточный элемент гидрораспределителя:

$$Q = 0,6 \cdot 3,14 \cdot 0,02 \cdot 0,002 \sqrt{\frac{2 \cdot 0,63 \cdot 10^6}{900}} = 0,00195 \text{ м}^3/\text{с} = 1,95 \text{ л/с}.$$

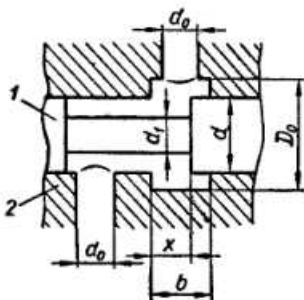


Рис. 71

156. На рис. 71 показан проточный элемент гидрораспределителя 2 с круглым золотником 1 диаметром $d = 16$ мм.

Определить величину открытия золотника x , чтобы при перепаде давления $\Delta p = 0,1$ МПа расход масла через гидрораспределитель составлял 1 л/с.

Плотность масла $\rho = 900$ кг/м³, коэффициент расхода $\mu = 0,6$.

157. Через проточный элемент гидрораспределителя 2 (рис. 71) с круглым золотником 1 диаметром $d = 10$ мм расход масла составляет 0,6 л/мин. Величина открытия золотника $x = 1$ мм. Плотность масла $\rho = 900$ кг/м³.

Определить падение (потерю) давления масла при его движении через указанный проточный элемент гидрораспределителя.

Принять коэффициент расхода $\mu = 0,6$.

158. На рис. 71 показан проточный элемент гидрораспределителя 2 с круглым золотником 1 диаметром $d = 20$ мм. Ширина

кольцевого канала в корпусе гидрораспределителя $b = 20$ мм. Расчетный расход масла через гидрораспределитель $Q = 2$ л/с.

Определить максимальное значение диаметра d_1 шейки золотника I и минимальные значения диаметров подводящего и отводящего отверстий d_0 и кольцевой выточки D_0 в корпусе гидрораспределителя при допускаемой средней скорости движения масла в проточных каналах $v_0 = 8$ м/с.

159. При движении масла через гидрораспределитель с расходом $Q = 40$ л/мин падение (потеря) давления составляет 0,1 МПа.

Не изменяя величины открытия золотника, определить падение (потерю) давления масла при движении через гидрораспределитель

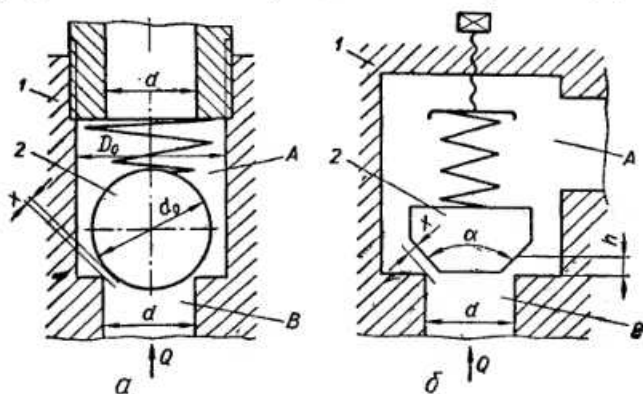


Рис. 72

тель, если расход масла увеличится на 50 %. Коэффициент расхода μ принять постоянным.

160. На рис. 72, а показана схема шарикового обратного гидроклапана с очень малой, почти острой в корпусе I посадочной кромкой под шарик 2. Диаметр подводящего отверстия $d = 10$ мм.

Определить величину щели x , достаточную для пропуска через гидроклапан расхода масла $Q = 0,6$ л/с при перепаде давления $\Delta p = 0,18$ МПа.

Принять коэффициент расхода $\mu = 0,6$ и плотность масла $\rho = 900$ кг/м³.

161. На рис. 72, а показана схема шарикового обратного гидроклапана с очень малой, почти острой в корпусе I посадочной кромкой под шарик 2. Диаметр подводящего отверстия $d = 12$ мм.

Определить, какое давление масла необходимо создать в полости B гидроклапана, чтобы в полости A обеспечить давление $p = 5$ МПа, если расход масла через щель величиной $x = 2$ мм составляет 0,8 л/с.

Принять коэффициент расхода $\mu = 0,6$ и плотность масла $\rho = 900$ кг/м³.

162. На рис. 72, а показана схема шарикового обратного гидроклапана с очень малой, почти острой в корпусе I посадочной кромкой под шарик 2. Расход масла через гидроклапан $Q = 0,6$ л/с.

Определить по допускаемой средней скорости движения масла $v_0 = 8$ м/с диаметры d и D_0 проточной части обратного гидроклапана, а также минимальный размер x щели.

Принять диаметр шарика 2 $d_0 = 1,5 d$.

Все вычисленные диаметры d , D_0 и d_0 округлить до большего значения ряда чисел, представленных в прил. 1.

163. На рис. 72, б показана схема предохранительного гидроклапана с очень малой, почти острой посадочной кромкой под конусный затвор 2. Угол при вершине конуса затвора $\alpha = 90^\circ$, диаметр $d = 10$ мм подводящего отверстия B .

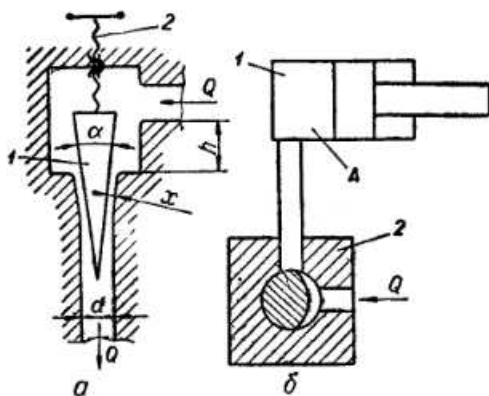


Рис. 73

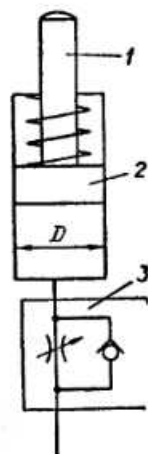


Рис. 74

Определить расход масла через гидроклапан при величине подъема конусного затвора $h = 0,5$ мм и перепаде давления $\Delta p = 4,5$ МПа.

Принять коэффициент расхода $\mu = 0,75$ и плотность масла $\rho = 900$ кг/м³.

164. На рис. 72, б показана схема предохранительного гидроклапана с очень малой, почти острой посадочной кромкой под конусный затвор 2 в корпусе 1. Угол при вершине конуса затвора $\alpha = 90^\circ$, диаметр $d = 10$ мм подводящего отверстия B . Давление масла в полости B подводящего отверстия $p = 5$ МПа. Плотность масла $\rho = 900$ кг/м³.

Определить величину подъема h конусного затвора 2, при которой через гидроклапан будет сливаться масло с расходом $Q = 20$ л/мин.

Принять давление масла в сливной полости A гидроклапана $p_{сл} = 20$ кПа и коэффициент расхода $\mu = 0,75$.

165. На рис. 72, б показана схема гидроклапана с очень малой, почти острой посадочной кромкой под конусный затвор 2 в корпусе 1. Угол при вершине конуса затвора $\alpha = 60^\circ$. В подводящем отверстии B диаметром $d = 16$ мм давление масла $p = 5$ МПа.

Определить давление в полости *A* гидроклапана, если при открытом на величину $h = 2$ мм затворе 2 расход масла $Q = 0,7$ л/с. Плотность масла $\rho = 900$ кг/м³, коэффициент расхода $\mu = 0,7$.

166. При перепаде давления в игльчатом гидродросселе (рис. 73, а), равном 0,6 МПа, через выходное отверстие диаметром $d = 8$ мм расход масла плотностью 900 кг/м³ равен 0,4 л/с. Игла 1 с углом при вершине конуса $\alpha = 12^\circ$ перемещается вдоль своей оси при вращении винта 2 с ходом резьбы 1 мм.

Определить, на сколько оборотов необходимо повернуть винт 2 до полного перекрытия иглой 1 проточного отверстия гидродросселя. Принять коэффициент расхода $\mu = 0,8$.

167. Через проходное сечение щелевого гидродросселя 2 (рис. 73, б) площадью 5 мм² масло плотностью $\rho = 900$ кг/м³ поступает в левую полость *A* гидроцилиндра 1 диаметром $D = 100$ мм. Шток гидроцилиндра развивает усилие 37,68 кН.

Определить давление масла перед гидродросселем 2, если поршень гидроцилиндра 1 развивает скорость 0,05 м/с, а падение давления в напорной гидролинии равно 0,1 МПа.

Принять механический к. п. д. гидроцилиндра $\eta_m = 0,95$, его объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,99$ и коэффициент расхода гидродросселя $\mu = 0,65$.

168. Гидравлическое реле выдержки времени (рис. 74) с диаметром $D = 40$ мм поршня 2 срабатывает при перемещении штока 1 вверх на длину 10 мм.

Определить, на пропуск какого расхода масла необходимо настроить гидродроссель 3, чтобы реле сработало (выдало сигнал управления) через 8 с. Утечкой масла в данном реле пренебречь.

Глава III

ОДНОВИГАТЕЛЬНЫЙ ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД

10. Объемный гидропривод с гидроцилиндром

В однодвигательном объемном гидроприводе от одного или группы параллельно работающих насосов, обычно объемных роторных, рабочая жидкость (масло) направляется только к одному гидродвигателю, например гидроцилиндру (рис. 75, 76, 77 и 78).

Расчет однодвигательного объемного гидропривода в основном базируется на основных положениях и расчетных формулах главы II. Здесь выведем расчетные формулы для определения общего к. п. д. объемного гидропривода с одним гидроцилиндром.

За двойной ход поршня гидроцилиндр совершает полезную работу *A*, которую можно определить по такому выражению:

$$A = F_1 l + F_2 l = (F_1 + F_2) l,$$

где F_1 — усилие, развиваемое штоком во время рабочего хода поршня; F_2 — усилие, развиваемое штоком во время холостого хода поршня; l — длина хода поршня гидроцилиндра.

За один двойной ход поршня гидроцилиндра насос (или группа параллельно работающих насосов) объемного гидропривода совершает работу

$$A_n = N_1 t_1 + N_2 t_2 = \frac{l}{v_1} \sum \frac{p_{н1} Q_{н1}}{\eta_{н1}} + \frac{l}{v_2} \sum \frac{p_{н2} Q_{н2}}{\eta_{н2}},$$

где N_1 и N_2 — мощности, потребляемые всеми параллельно работающими насосами объемного гидропривода соответственно во время рабочего и холостого ходов поршня гидроцилиндра; t_1 и t_2 — время, за которое поршень гидроцилиндра перемещается на полную длину l .

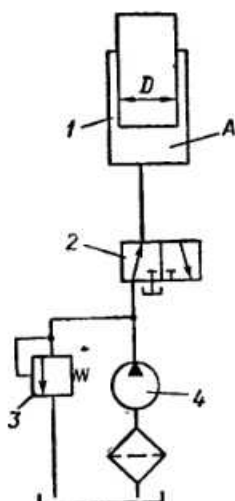


Рис. 75

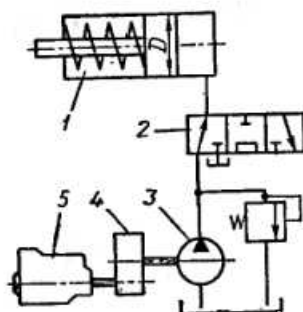


Рис. 76

соответственно при рабочем и холостом ходах; p_{n1} , Q_{n1} — давление и подача, развиваемые каждым из параллельно работающих насосов во время рабочего хода поршня; p_{n2} , Q_{n2} — давление и подача, развиваемые каждым из параллельно работающих насосов во время холостого хода поршня; η_{n1} , η_{n2} — общие к. п. д.

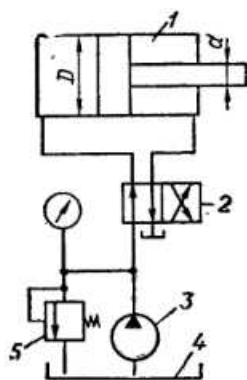


Рис. 77

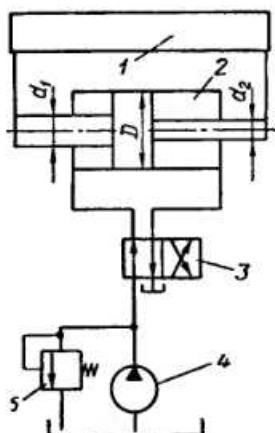


Рис. 78

насоса, при которых он работает соответственно во время рабочего и холостого ходов поршня; в расчетах обычно принимают $\eta_{n1} = \eta_{n2}$; v_1 , v_2 — скорости, развиваемые поршнем гидроцилиндра соответственно во время рабочего и холостого ходов.

Заметим, что все параллельно работающие насосы развивают на выходе одинаковое давление и, следовательно, в последнем выражении давление можно вынести за знак суммы. Общий к. п. д. объемного гидропривода за один двойной ход поршня или плунжера гидроцилиндра

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{A}{A_n} = \frac{(F_1 + F_2) l}{\frac{l}{v_1} p_{n_1} \sum \frac{Q_{n_1}}{\gamma_{n_1}} + \frac{l}{v_2} p_{n_2} \sum \frac{Q_{n_2}}{\gamma_{n_2}}},$$

или после упрощения получим расчетную формулу для определения общего к. п. д. однодвигательного объемного гидропривода с гидроцилиндром за один двойной ход его поршня (или плунжера)

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{F_1 + F_2}{\frac{p_{n_1}}{v_1} \sum \frac{Q_{n_1}}{\gamma_{n_1}} + \frac{p_{n_2}}{v_2} \sum \frac{Q_{n_2}}{\gamma_{n_2}}}. \quad (64)$$

Общий к. п. д. однодвигательного объемного гидропривода, с которым он работает при заданном одном направлении движения поршня гидроцилиндра, проще определить через полезную мощность N , развиваемую штоком или плунжером гидроцилиндра, и мощность N_n , потребляемую насосом или всеми параллельно работающими на данный гидроцилиндр насосами, а именно

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{N}{\sum N_n} = \frac{Fv}{\sum N_n}, \quad (65)$$

где F , v — усилие и скорость, развиваемые штоком или плунжером гидроцилиндра при заданном направлении движения.

Мощность N_n , потребляемая одним насосом, определяется по формуле (37) или (38). Заметим, что в формуле (65) в знаменателе $\sum N_n$ обозначают суммарную мощность, потребляемую всеми параллельно подключенными насосами данного однодвигательного объемного гидропривода.

При расчете объемного гидропривода рекомендуется учитывать падение (потерю) давления Δp и утечку масла ΔQ в гидросистеме, что является причиной уменьшения давления p в рабочей полости гидродвигателя и потребляемого им расхода масла по сравнению с давлением p_n и подачей Q_n , развиваемых насосом:

$$p = p_n - \Delta p; \quad (66)$$

$$Q = Q_n - \Delta Q. \quad (67)$$

В объемном гидроприводе для более экономичной эксплуатации часто используется гидроаккумулятор (рис. 79 и 88).

За время выполнения одного цикла работы объемного гидропривода в гидроаккумулятор в процессе его зарядки поступает объем масла W_m , называемый маневровым объемом гидроаккумулятора. Этот маневровый объем масла W_m в процессе разрядки гидроаккумулятора расходуется за время выполнения цикла работы объемного гидропривода гидроцилиндром.

Если за время T выполнения гидроприводом одного цикла работы суммарное время работы гидроцилиндра (или вообще гидродвигателя) составляет время t и расходуется объем масла W , то

$$W_m = W - Q_{\text{ср}} t, \quad (68)$$

где $Q_{\text{ср}} = \frac{W}{T}$ — средний расход масла за время одного цикла работы объемного гидропривода.

В объемном гидроприводе без гидроаккумулятора подача насоса принимается по максимальному расходу масла гидросистемой.

В объемном гидроприводе с гидроаккумулятором подача насоса Q_n принимается с небольшим запасом по среднему расходу масла гидросистемой за время одного цикла работы:

$$Q_n = k Q_{\text{ср}} = \frac{kW}{T}, \quad (69)$$

где k — коэффициент запаса подачи насоса.

169. На рис. 75 показана принципиальная схема гидропривода с плунжерным гидроцилиндром 1. Уплотнение плунжера диаметром $D = 200$ мм в этом гидроцилиндре манжетное. Насос 4 развивает давление $p_n = 5,5$ МПа и постоянную подачу $Q_n = 16$ л/мин. Из-за неполного открытия (дресселирования) гидрораспределителя 2 падение (потеря) давления масла в напорной гидролинии, т. е. в трубопроводе, соединяющем насос 4 с гидроцилиндром 1, достигает $\Delta p = 0,5$ МПа. Утечка масла в гидроаппаратуре составляет $\Delta Q = 0,3$ л/мин.

Определить скорость v и усилие F , развиваемые плунжером гидроцилиндра 1. Общий к. п. д. гидроцилиндра $\eta_{общ} = 0,94$.

Решение. Сначала определим по формуле (67) расход масла гидроцилиндром 1 и по формуле (66) давление масла в рабочей полости А.

$$Q = Q_n - \Delta Q = 16 - 0,3 = 15,7 \text{ л/мин};$$

$$p = p_n - \Delta p = 5,1 - 0,1 = 5 \text{ МПа.}$$

По формулам (39) и (40) вычисляем скорость v и усилие F , учитывая, что при манжетном уплотнении плунжера в гидроцилиндре принимается объемный к. п. д. $\eta_{об} = 1$ и, следовательно, механический к. п. д. гидроцилиндра $\eta_m = \eta_{общ}/\eta_{об} = \eta_{общ}/1 = \eta_{общ}$:

$$v = \frac{4Q\eta_{об}}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 15,7 \cdot 1}{3,14 \cdot 2^2} = 5 \text{ дм/мин};$$

$$F = p \frac{\pi D^2}{4} \eta_m = 5 \cdot 10^6 \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} 0,94 \cdot 10^{-3} = 147,6 \text{ кН.}$$

170. По данным задачи № 169 определить общий к. п. д. η гидропривода (рис. 75), если общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,8$.

Решение. Согласно формулам (65) и (37) имеем:

$$\eta = \frac{N}{N_n} = \frac{vF}{p_n Q_n} = \frac{vF \eta_n}{p_n Q_n} = \frac{0,5 \cdot 147600 \cdot 0,8}{5,5 \cdot 10^6 \cdot 16 \cdot 10^{-3}} = 0,72.$$

171. В гидроприводе (рис. 75) уплотнение плунжера диаметром $D = 200$ мм в гидроцилиндре 1 манжетное. Насос 4 обеспечивает бесступенчатое регулирование подачи в пределах от 4 до 20 л/мин.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, определить пределы регулирования скорости движения плунжера гидроцилиндра 1.

172. В гидроцилиндре 1 (рис. 75) уплотнение плунжера диаметром $D = 100$ мм манжетное. В напорной гидролинии падение давления равно 100 кПа. Суммарная утечка масла в гидрораспределителе 2 и предохранительном клапане 3 составляет 3 см³/с.

Определить усилие, развиваемое плунжером при скорости его перемещения $v = 0,1$ м/мин и потребляемой насосом 4 мощности $N_n = 29,2$ кВт.

Принять общий к. п. д. гидроцилиндра $\eta_{общ} = 0,96$ и общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,86$.

173. В объемном гидроприводе (рис. 76) приводной вал роторного насоса 3 вращается от коленвала двигателя внутреннего сго-

рания 5 через редуктор 4. Пределы чисел оборотов коленвала двигателя внутреннего сгорания — от 1600 до 4550 об/мин. При частоте вращения коленвала двигателя внутреннего сгорания $n = 3000$ об/мин насос развивает подачу $Q_n = 9$ л/мин.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, определить пределы регулирования скорости движения поршня гидроцилиндра 1 диаметром $D = 200$ мм. Поршень в гидроцилиндре уплотняется резиновыми кольцами круглого сечения.

174. В объемном гидроприводе (рис. 76) шестеренный насос 3 типа НШ-10 при вращении своего приводного вала с частотой $n = 1100$ об/мин развивает подачу $Q_n = 10$ л/мин и давление $p_n = 10$ МПа. Падение давления в напорной гидролинии составляет 0,11 МПа, а утечка масла в гидрораспределителе 2 — 50 см³/мин. Поршень в гидроцилиндре 1 диаметром $D = 100$ мм уплотняется металлическими разрезными кольцами, через которые утечка масла достигает 4 % от расхода масла, поступающего в рабочую полость гидроцилиндра.

Определить: а) с какой частотой необходимо вращать приводной вал насоса 3, чтобы сообщить поршню гидроцилиндра 1 скорость перемещения влево $v = 1,5$ м/мин; б) какое усилие развивает шток гидроцилиндра 1 в конце хода поршня влево, когда возвратная пружина сжата силой 1,5 кН. Принять $\eta_m = 0,95$.

175. Поршень гидроцилиндра 1 (рис. 76) под действием пружины вытесняет масло в сливную гидролинию. Диаметр поршня $D = 100$ мм.

Определить, какое усилие F в конце хода поршня должна развить пружина гидроцилиндра, если падение давления в сливной гидролинии $p_{сл} = 100$ кПа. (Принять усилие трения поршня и штока в гидроцилиндре в размере 4 % от силы P давления масла на поршень).

Решение. В правой полости гидроцилиндра действует давление масла, необходимое для его выталкивания в сливной бак и, следовательно, равное падению давления в сливной гидролинии. Тогда

$$F = 1,04 p = 1,04 p_{сл} \frac{\pi D^2}{4} = 1,04 \cdot 100 \cdot 10^3 \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} = 816,4 \text{ Н.}$$

176. В объемном гидроприводе (рис. 77) гидроцилиндр 1 диаметром $D = 160$ мм имеет односторонний шток диаметром $d = 80$ мм. Уплотнение поршня и штока в гидроцилиндре — манжетное. Насос 3 развивает давление 10,1 МПа и подачу 0,15 л/с. Падение давления в сливной гидролинии 0,1 МПа, в напорной 0,2 МПа.

С учетом утечки масла в гидрораспределителе 2 и в гидроклапане 5 в размере 1 см³/с определить усилие F и скорость v , развиваемые штоком гидроцилиндра при его движении: а) вправо; б) влево. Принять $\eta_m = 0,95$.

177. В объемном гидроприводе (рис. 77) насос 3 при вращении своего приводного вала с частотой $n = 1500$ об/мин развивает подачу $Q_n = 0,4$ л/с. Уплотнение поршня диаметром $D = 100$ мм и штока диаметром $d = 40$ мм в гидроцилиндре 1 манжетное. Утечка масла в гидросистеме не превышает 1,5 см³/с.

С учетом утечки масла в гидросистеме определить, с какой частотой необходимо вращать приводной вал насоса для сообщения поршню гидроцилиндра скорости 7 см/с при его движении: а) вправо; б) влево.

178. В гидроцилиндре 1 диаметром $D = 160$ мм (рис. 77) поршень и шток уплотняют кольцами квадратного сечения из маслостойкой резины. Насос 3 развивает постоянную подачу $Q_n = 32$ л/мин.

С учетом утечки масла в гидроаппаратуре в количестве 130 см³/мин определить минимальное значение диаметра d штока гидроцилиндра, при котором поршень перемещается влево со скоростью не менее 4 м/мин.

179. В объемном гидроприводе (рис. 77) гидроцилиндр 1 диаметром $D = 100$ мм при движении поршня влево развивает полезное усилие 50 кН. Диаметр штока гидроцилиндра $d = 40$ мм.

Определить, какое давление развивает насос 3, если падение (потеря) давления в напорной гидролинии $\Delta p_n = 0,1$ МПа и в сливной гидролинии $\Delta p_{сл} = 50$ кПа, $\eta_m = 0,96$.

180. В объемном гидроприводе (рис. 77) используется гидроцилиндр 1 диаметром $D = 100$ мм с односторонним штоком диаметром $d = 40$ мм. Уплотнение в гидроцилиндре манжетное. Определить, на какое максимальное давление срабатывания необходимо настроить предохранительный гидроклапан 5, чтобы шток гидроцилиндра развивал тянущее усилие величиной не более 65 кН при условии, что: а) потерями энергии во всех работающих элементах объемного гидропривода пренебрегают; б) учитывается общий к. п. д. гидроцилиндра $\eta = 0,95$, падение (потеря) давления в напорной гидролинии $\Delta p_n = 0,1$ МПа и сливной гидролинии $\Delta p_{сл} = 50$ кПа.

Гидравлическим сопротивлением в трубопроводе, соединяющим насос 3 и клапан 5, пренебречь.

181. В объемном гидроприводе гидроцилиндр 1 диаметром $D = 160$ мм (рис. 77) развивает тянущее усилие $F = 164$ кН при скорости движения поршня $v = 1$ м/мин. Диаметр штока гидроцилиндра $D = 60$ мм. Уплотнение поршня и штока в гидроцилиндре манжетное. Падение давления в напорной гидролинии $p_n = 0,1$ МПа. Утечка масла в гидроаппаратуре $\Delta Q = 130$ см³/мин.

Определить мощность, потребляемую насосом 3.

Принять общий к. п. д. гидроцилиндра $\eta = 0,95$ и общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,814$.

182. В объемном гидроприводе с короткими гидролиниями насос 3, развивая давление $p_n = 5$ МПа, потребляет мощность $N_n = 1,7$ кВт (рис. 77).

Пренебрегая потерями напора в гидролиниях объемного гидропривода, определить, с какой скоростью перемещается вправо поршень гидроцилиндра 1, когда его шток преодолевает внешнее усилие $F = 147,6$ кН, а утечка масла в гидроаппаратуре составляет 300 см³/мин.

Принять общий к. п. д. гидроцилиндра 1 с манжетным уплотнением поршня и штока $\eta = 0,94$ и общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,8$.

183. В объемном гидроприводе (рис. 77) насос 3 развивает постоянную подачу $Q_n = 16$ л/мин. Поршень в гидроцилиндре 1 диаметром $D = 200$ мм уплотняют кольцами круглого сечения из маслостойкой резины.

Определить величину утечки масла в гидроаппаратуре, если поршень гидроцилиндра перемещается вправо со скоростью $v = 0,5$ м/мин.

184. В объемном гидроприводе (рис. 77) гидроцилиндр 1 диаметром $D = 200$ мм имеет максимальный ход поршня $l = 800$ мм. Диаметр штока гидроцилиндра $d = 100$ мм. Отработанное масло сливается в бак 4 прямоугольной формы и непрерывно всасывается насосом 3. Площадь свободной поверхности масла в баке $S = 12$ дм².

Пренебрегая утечкой и температурным расширением масла при работе гидропривода, определить величину вертикального колебания уровня масла в баке 4.

Решение. Вертикальное колебание уровня масла в баке 4 происходит из-за разных максимальных объемов W_1 и W_2 соответственно левой и правой полостей гидроцилиндра 1, причем разность этих объемов определяет разность объема масла в баке 4 в процессе работы гидропривода. Определим эту разность:

$$\Delta W = W_1 - W_2 = \frac{\pi D^2}{4} l - \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} l = \frac{\pi}{4} d^2 l = 0,785 \cdot 1^2 \cdot 8 = 6,28 \text{ дм}^3.$$

Величина h вертикального колебания уровня масла в баке 4 есть высота, которую занимает в баке объем масла $\Delta W = 6,28$ дм³. Следовательно,

$$h = \frac{\Delta W}{S} = \frac{6,28}{12} = 52 \text{ мм.}$$

185. Определить, на какую величину поднимется уровень масла в сливном баке прямоугольной формы с площадью горизонтального сечения $S = 10$ дм², если в гидроцилиндре 1 (рис. 75) плунжер диаметром $D = 400$ мм опустится на 300 мм.

Утечкой и температурным расширением масла при работе гидропривода пренебречь.

186. В объемном гидроприводе с одним гидроцилиндром диаметром $D = 160$ мм отработанное масло сливается в вертикальный цилиндрический бак диаметром $D_0 = 400$ мм и непрерывно всасывается насосом. Гидроцилиндр имеет двусторонний шток с диаметрами $d_1 = 80$ мм и $d_2 = 40$ мм. Гидроцилиндр имеет максимальный ход поршня $l = 600$ мм.

По условиям данной задачи построить простейшую принципиальную схему объемного гидропривода и, пренебрегая утечкой и температурным расширением масла в гидросистеме, определить величину вертикального колебания уровня масла в сливном баке.

187. В объемном гидроприводе (рис. 77) гидроцилиндр 3 диаметром $D = 100$ мм имеет односторонний шток диаметром $d = 50$ мм. Уплотнение поршня и штока в гидроцилиндре — манжетное.

Насос 3 развивает постоянную подачу $Q_n = 40$ л/мин, допускаемая средняя скорость движения масла в трубе сливной гидролинии $v_{сл} = 2$ м/с.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, определить по максимальному расходу масла в сливной гидролинии внутренний диаметр $d_{сл}$ ее трубы.

Решение. Сначала выясним, когда в сливной гидролинии будет максимальный расход масла. Поскольку поперечное сечение левой (поршневой) полости гидроцилиндра больше поперечного сечения правой (штоковой) полости $\left(\frac{\pi}{4} D^2 > \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)\right)$ и скорость v движения поршня влево при постоянной подаче насоса больше скорости его движения вправо, то максимальный расход масла поступает в сливную гидролинию при сливе масла из левой полости гидроцилиндра.

Подставив выражение скорости движения поршня влево

$$v = \frac{4 Q_n \gamma_{об}}{\pi (D^2 - d^2)}$$

в формулу (44), получим формулу для определения расхода масла, сливаемого из левой полости гидроцилиндра:

$$Q_{сл} = \frac{\pi D^2}{4} v = \frac{D^2 Q_n \gamma_{об}}{(D^2 - d^2)} = \frac{1^2 \cdot 40 \cdot 1}{1^2 - 0,5^2} = 53,33 \text{ л/мин.}$$

По формуле (16) определяем внутренний диаметр трубы сливной гидролинии:

$$d_{сл} = 1,13 \sqrt{\frac{Q_{сл}}{v_{сл}}} = 1,13 \sqrt{\frac{53,33}{20 \cdot 60}} = 0,237 \text{ дм.}$$

Принимаем $d_{сл} = 25$ мм (прил. 1).

188. В объемном гидроприводе (рис. 78) гидроцилиндр 2 диаметром $D = 200$ мм имеет двусторонний шток с диаметрами $d_1 = 80$ мм и $d_2 = 40$ мм. Уплотнение в гидроцилиндре манжетное.

Насос 4 развивает постоянную подачу $Q_n = 1$ л/с. Средняя скорость движения масла в трубе гидролиний: всасывающей $v_{вс} = 1,5$ м/с, напорной $v_n = 5$ м/с и сливной $v_{сл} = 2$ м/с.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, определить по максимальному расходу масла внутренние диаметры $d_{вс}$, d_n и $d_{сл}$ труб соответственно всасывающей, напорной и сливной гидролиний. Вычисленные по формуле (16) значения диаметров труб всех гидролиний необходимо округлить до ближайшего большего условного прохода (прил. 1).

189. Гидроцилиндр 2 (рис. 78) с двусторонним штоком одинакового диаметра ($d_1 - d_2$) при давлении масла в рабочей полости $p = 10$ МПа и противодавлении в сливной полости $p_{пр} = 0,1$ МПа развивает тяговое усилие $F = 20$ кН. Уплотнение поршня и штока в гидроцилиндре манжетное.

Насос 4 при вращении собственного приводного вала с частотой $n_n = 1500$ об/мин развивает подачу $Q_n = 8$ л/мин.

Определить пределы регулирования скорости движения поршня гидроцилиндра при изменении скорости вращения приводного вала насоса 4 от 1000 до 2000 об/мин. Принять $\eta_m = 0,97$.

190. Поршень диаметром $D = 160$ мм и штоки диаметрами $d_1 = 80$ мм и $d_2 = 60$ мм уплотняют в гидроцилиндре 2 металлическими разрезными кольцами (рис. 78).

С учетом падения давления масла как в напорной, так и в сливной гидролиниях (каждая равна 0,1 МПа) определить скорость движения поршня в каждом направлении, чтобы при потребляемой регулируемым насосом 4 максимальной мощности $N_n = 5$ кВт шток гидроцилиндра развивал тянущее усилие $F = 150$ кН. Утечкой масла в гидроаппаратуре пренебречь. Общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,8$ и к. п. д. гидроцилиндра механический $\eta_m = 0,95$ и объемный $\eta_{об} = 0,98$.

191. Гидроцилиндр 2 (рис. 78) сообщает столу 1 возвратно-поступательное непрерывное движение. Поршень диаметром $D = 100$ мм и двусторонний шток с диаметрами $d_1 = 80$ мм и $d_2 = 40$ мм уплотняются в гидроцилиндре кольцами круглого сечения из маслостойкой резины. Длина хода стола $l = 600$ мм.

Пренебрегая временем реверсирования поршня гидроцилиндра и утечкой масла в гидроаппаратуре, определить подачу насоса 4, при которой стол 1 совершает 10 двойных ход./мин.

Решение. Подача насоса 4 равна расходу масла гидроцилиндром 2. Минутный расход Q масла гидроцилиндром можно определить как суммарный объем масла, потребляемый левой и правой полостями гидроцилиндра за 10 двойных ходов поршня, т. е.

$$Q = \frac{\pi (D^2 - d_1^2)}{4\tau_{об}} l n + \frac{\pi (D^2 - d_2^2)}{4\tau_{об}} l n = \frac{\pi (2D^2 - d_1^2 - d_2^2)}{4\tau_{об}} l n.$$

Учитывая, что при уплотнении поршня и штока в гидроцилиндре кольцами круглого сечения из маслостойкой резины объемный к. п. д. принимается $\eta_{об} = 1$, вычисляем необходимую подачу насоса

$$Q_n = Q = \frac{3,14 (2 \cdot 100^2 - 80^2 - 40^2)}{4 \cdot 1} 6 \cdot 10 = 56,5 \text{ л/мин.}$$

192. Гидроцилиндр 2 (рис. 78) сообщает столу 1 непрерывное возвратно-поступательное движение на длину хода $l = 600$ мм. Поршень диаметром $D = 100$ мм и двусторонний шток с диаметрами $d_1 = 80$ мм и $d_2 = 40$ мм уплотняются в гидроцилиндре кольцами круглого сечения из маслостойкой резины. Насос 4 развивает постоянную подачу $Q_n = 32$ л/мин. Утечка масла через гидрораспределитель 3 составляет 250 см³/мин, а расход масла из-за перегрузки гидропривода через предохранительный гидроклапан 5 в среднем составляет 3,5 л/мин.

Пренебрегая временем реверсирования поршня гидроцилиндра 2, определить, сколько двойных ходов в минуту совершает стол 1.

193. Гидроцилиндр 2 (рис. 78) диаметром $D = 160$ мм имеет двусторонний шток с диаметрами $d_1 = 80$ мм и $d_2 = 60$ мм и непрерывно сообщает столу 1 возвратно-поступательное движение с частотой 5,5 двойных ход./мин. Длина хода поршня гидроцилиндра $l = 762$ мм. Насос 4 развивает постоянную подачу.

Пренебрегая утечкой масла в гидроцилиндре и в гидроаппаратуре, а также временем реверсирования поршня, определить скорость движения стола вправо v_1 и влево v_2 .

194. Выполнить предварительный гидравлический расчет объемного гидропривода (рис. 77), если в гидроцилиндре 3 рабочее давление масла $p = 10$ МПа, толкающее усилие, развиваемое штоком гидроцилиндра, при движении поршня вправо $F = 65$ кН, скорость движения поршня вправо $v = 5$ м/мин $= 50$ дм/мин, уплотнение поршня и штока в гидроцилиндре манжетное.

Принять общий к. п. д. гидроцилиндра $\eta_{\text{общ}} = 0,94$ и отношение диаметров штока и гидроцилиндра $d/D = 0,5$. Падением (потерей) давления масла в гидролиниях объемного гидропривода пренебречь.

Указание. В процессе предварительного гидравлического расчета объемного однодвигательного гидропривода следует определить:

а) диаметры гидроцилиндра D и штока d (или только диаметр D плунжера) причем рассчитанные значения этих диаметров необходимо округлить до ближайшего большего нормального диаметра (прил. 3);

б) расход Q масла при заданной скорости v движения поршня (или плунжера), причем рассчитанное значение расхода необходимо округлить до ближайшего, обычно большего, значения из ряда номинальных потоков жидкости $Q_{\text{пот}}$ (прил. 5), так как насос однодвигательного объемного гидропривода подбирают с подачей $Q_n = Q_{\text{пот}}$;

в) фактические толкающее F_1 и тянущее F_2 усилия, развиваемые штоком гидроцилиндра при заданном рабочем давлении и принятых значениях диаметров гидроцилиндра (или плунжера) D и штока d ;

г) фактическую скорость движения поршня (или плунжера) v_p при рабочем и v_x при холостом ходах;

д) мощность N_n , потребляемую насосом, приняв ориентировочно его общий к. п. д. $\eta = 0,8$ или его значение для данного насоса.

При решении подобных задач рекомендуется дополнительно определить: е) номинальные внутренние диаметры трубопроводов всасывающей $d_{\text{вс}}$, напорной d_n и сливной $d_{\text{сл}}$ гидролиний, приняв средние скорости движения масла в гидролиниях: всасывающей $v_{\text{вс}} = 1,5$ м/с, напорной $v_n = 5$ м/с и сливной $v_{\text{сл}} = 2$ м/с, причем рассчитанные значения этих диаметров необходимо округлить до ближайшего большего условного прохода (прил. 1);

ж) минимальные толщины стенок гильзы гидроцилиндра δ_0 и трубы напорной гидролинии $\delta_{\text{тр}}$, приняв расчетное условное давление $p_y = 1,25p$ и допустимое напряжение на растяжение для стальной гильзы гидроцилиндра или стальной трубы $[\sigma] = 100$ МПа.

Решение: а) диаметр D гидроцилиндра определяем, преобразовав формулу (41) к виду

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi p \eta_{\text{общ}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 65 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 0,94}} = 0,094 \text{ м.}$$

Принимаем нормальное значение диаметра гидроцилиндра $D = 100$ мм (прил. 3), по которому производим все последующие расчеты.

Согласно условию задачи диаметр штока гидроцилиндра

$$d = 0,5D = 0,5 \cdot 100 = 50 \text{ мм,}$$

что соответствует нормальному значению диаметра (ГОСТ 6540—68);

б) определяем по формуле (43) расход масла при заданной скорости

движения поршня вправо, учитывая, что при манжетном уплотнении поршня и штока в гидроцилиндре объемный к.п.д. $\eta_{об} = 1$:

$$Q = \frac{v\pi D^2}{4\eta_{об}} = \frac{5 \cdot 3,14 \cdot 0,1^2}{4 \cdot 1} = 0,03925 \text{ м}^3/\text{мин} = 39,25 \text{ л/мин.}$$

Принимаем номинальный поток жидкости $Q_{пот} = 40 \text{ л/мин}$ (прил. 5);
 в) по формуле (41) определяем фактические толкающие F_1 и тянущие F_2 усилия, развиваемые штоком гидроцилиндра при принятых диаметрах $D = 100 \text{ мм}$ и $d = 50 \text{ мм}$ и заданном рабочем давлении $p = 10 \text{ МПа}$:

$$F_1 = \frac{\pi}{4} D^2 p \eta_{об} = 0,785 \cdot 0,1^2 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 0,94 = 73,79 \text{ кН};$$

$$F_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p \eta_{об} = 0,785 (0,1^2 - 0,05^2) 10 \cdot 10^6 \cdot 0,94 = 55,3 \text{ кН};$$

г) по формуле (39) определяем фактическую скорость движения поршня вправо v_p и влево v_x при принятом расходе масла $Q = Q_{пот} = 40 \text{ л/мин}$:

$$v_p = \frac{4Q\eta_{об}}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 40 \cdot 1}{3,14 \cdot 1^2} = 50,95 \text{ дм/мин};$$

$$v_x = \frac{4Q\eta_{об}}{\pi (D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 40 \cdot 1}{3,14 (1^2 - 0,5^2)} = 67,9 \text{ дм/мин};$$

д) по формуле (37) определяем мощность, потребляемую насосом:

$$N_n = \frac{pQ_n}{\eta_n} = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}{0,8 \cdot 60} = 8,3 \text{ кВт};$$

е) по формуле (16) определяем внутренние диаметры $d_{вс}$, d_n и $d_{сл}$ труб соответственно всасывающей, напорной и сливной гидролиний:

$$d_{вс} = 1,13 \sqrt{\frac{Q_{пот}}{v_{вс}}} = 1,13 \sqrt{\frac{40}{15 \cdot 60}} = 0,24 \text{ дм};$$

$$d_n = 1,13 \sqrt{\frac{Q_{пот}}{v_n}} = 1,13 \sqrt{\frac{40}{50 \cdot 60}} = 0,13 \text{ дм};$$

$$d_{сл} = 1,13 \sqrt{\frac{Q_{пот}}{v_{сл}}} = 1,13 \sqrt{\frac{40}{20 \cdot 60}} = 0,20 \text{ дм}.$$

По подсчитанным значениям внутренних диаметров труб различных гидролиний принимаем (прил. 1) следующие условные проходы:

для трубы всасывающей гидролинии $D_{вс} = 25 \text{ мм}$;

для трубы напорной гидролинии $D_n = 15 \text{ мм}$;

для трубы сливной гидролинии $D_{сл} = 20 \text{ мм}$;

ж) по формуле (30) определяем минимальные толщины стенок гильзы гидроцилиндра δ_0 и трубы напорной гидролинии $\delta_{тр}$:

$$\delta_0 = \frac{p_y D}{2[\sigma]} = \frac{1,25 p D}{2[\sigma]} = \frac{1,25 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 0,1}{2 \cdot 100 \cdot 10^6} = 6,25 \text{ мм},$$

$$\delta_{\text{тр}} = \frac{p_y D y_n}{2[\sigma]} = \frac{1,25 \rho D y_n}{2[\sigma]} = \frac{1,25 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 0,015}{2 \cdot 100 \cdot 10^6} = 1 \text{ мм.}$$

195. Выполнить предварительный гидравлический расчет объемного гидропривода (рис. 75), если задано: давление масла, развиваемое насосом 4, $p_n = 5,5$ МПа, усилие $F = 150$ кН, развиваемое плунжером гидроцилиндра 1, скорость вертикального подъема этого плунжера $v = 0,5$ м/мин и общий к. п. д. гидроцилиндра 1 $\eta_{\text{общ}} = 0,94$. Уплотнение плунжера в гидроцилиндре — манжетное.

Принять утечку масла в гидроаппаратуре $Q_{\text{ут}} = 5$ см³/с и падение давления масла в напорной гидролинии $\Delta p = 0,5$ МПа (см. указание к № 194).

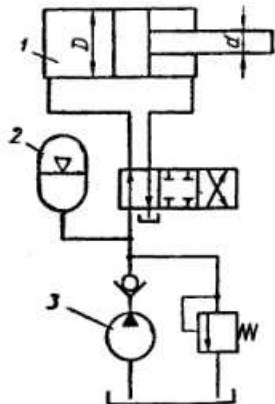


Рис. 79

196. Выполнить предварительный гидравлический расчет объемного гидропривода (рис. 78), если рабочее давление масла в гидроцилиндре 2 $p = 5$ МПа, толкающее усилие при движении поршня в любом направлении $F = 10$ кН, длина хода стола 1 $l = 400$ мм, частота возвратно-поступательного непрерывного движения стола 1—6 двойных ходов/мин. Уплотнение поршня и двухстороннего штока в гидроцилиндре — манжетное.

Принять общий к. п. д. гидроцилиндра $\eta_{\text{общ}} = 0,92$ и соотношение диаметров штока и гидроцилиндра $d/D = 0,4$.

Падением давления масла в гидролиниях объемного гидропривода и временем реверсирования стола, а также утечкой масла в гидроаппаратуре пренебречь (см. указание к задаче № 194).

197. Во вновь проектируемом однодвигательном объемном гидроприводе решено использовать готовый гидроцилиндр диаметром $D = 100$ мм с односторонним штоком, диаметр которого $d = 40$ мм. Конструкция гидроцилиндра допускает максимальное рабочее давление $p = 10$ МПа. Поршень и шток в гидроцилиндре уплотняются кольцами круглого сечения из маслостойкой резины.

Построить простейшую принципиальную схему объемного гидропривода и произвести его предварительный гидравлический расчет по допускаемому максимальному рабочему давлению в гидроцилиндре и скорости движения поршня в сторону штока $v = 1$ м/мин. Принять общий к. п. д. гидроцилиндра $\eta_{\text{общ}} = 0,94$. Падением давления масла в гидролиниях и утечкой в гидроаппаратуре масла пренебречь.

198. За время цикла $T = 51,5$ с работы объемного гидропривода с гидроаккумулятором 2 (рис. 79) поршень гидроцилиндра 1 делает два двойных хода со скоростью движения вправо $v = 2$ м/мин и влево $v_0 = 5$ м/мин. Длина хода этого поршня $l = 400$ мм. Диаметр гидроцилиндра $D = 100$ мм и диаметр его штока $d = 60$ мм.

Пренебрегая утечкой масла в объемном гидроприводе, определить маневровый объем W_m гидроаккумулятора 2 и подачу Q_n , развиваемую нерегулируемым насосом 3.

Принять коэффициент запаса подачи насоса $k = 1,16$.

Решение. Для вычисления по формуле (68) маневрового объема W_m гидроаккумулятора 2 сначала определим следующие величины:

1. Суммарную продолжительность t движения поршня гидроцилиндра 1 за время одного цикла работы объемного гидропривода, т. е. продолжительность двух двойных ходов поршня:

$$t = \frac{2l}{v} + \frac{2l}{v_0} = \frac{2 \cdot 0,4}{2} + \frac{2 \cdot 0,4}{5} = 0,56 \text{ мин} = 33,6 \text{ с.}$$

2. Объем масла W , расходуемый гидроцилиндром 1 за два двойных хода его поршня:

$$W = 2 \left[\frac{\pi}{4} D^2 l + \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) l \right] = 0,5\pi l (2D^2 - d^2) = 0,5 \cdot 3,14 \times \\ \times 4(2 \cdot 1^2 + 0,6^2) = 10,3 \text{ дм}^3.$$

3. Средний расход масла объемным гидроприводом за время одного цикла работы:

$$Q_{cp} = \frac{W}{T} = \frac{10,3}{51,5} = 0,2 \text{ л/с} = 12 \text{ л/мин.}$$

Вычисляем маневровый объем гидроаккумулятора по формуле (68):

$$W_m = W - Q_{cp} t = 10,3 - 0,2 \cdot 33,6 = 3,58 \text{ дм}^3.$$

При использовании в объемном гидроприводе гидроаккумулятора с учетом заданного коэффициента запаса $k = 1,16$ насосу 3 достаточно развивать следующую подачу согласно формуле (69):

$$Q_n = k Q_{cp} = 1,16 \cdot 12 = 13,92 \text{ л/мин} \approx 14 \text{ л/мин.}$$

199. Когда в пневмогидроаккумуляторе 2 (рис. 79) газ занимает максимальный объем $W_0 = 18 \text{ дм}^3$, давление масла в нем $p_0 = 20 \text{ МПа}$.

Пренебрегая утечкой и падением давления масла в объемном гидроприводе, определить, какое давление p_n развивает насос 3 в конце зарядки пневмогидроаккумулятора 2, если его маневровый объем $W_m = 3 \text{ дм}^3$. Принять показатель политропы $n = 1,3$.

Указание. На основании термодинамического уравнения политропного процесса вида $pW^n = \text{const}$ можно записать, что

$$p_0 W_0^n = p_n (W_0 - W_m)^n.$$

Из последнего уравнения легко вывести расчетную формулу для вычисления искомого давления p_n .

200. В объемном гидроприводе (рис. 79) используется гидроцилиндр 1 диаметром $D = 80 \text{ мм}$ с односторонним штоком диаметром $d = 40 \text{ мм}$ и длиной хода поршня $l = 400 \text{ мм}$. За время цикла $T =$

= 3 мин работы объемного гидропривода поршень гидроцилиндра 1 делает четыре двойных хода со скоростью движения вправо $v = 1$ м/мин и влево $v_0 = 4$ м/мин.

Пренебрегая утечкой и падением давления масла в объемном гидроприводе, определить развиваемые штоком гидроцилиндра 1 толкающее усилие F и насосом 3 подачу Q_n :

а) после полной зарядки пневмогидроаккумулятора 2, если при максимальном объеме газа в нем, равном $28,2$ дм³, давление масла в системе объемного гидропривода $p_0 = 10$ МПа;

б) после полной разрядки пневмогидроаккумулятора 2, если при минимальном объеме масла в нем, равном $23,5$ дм³, давление масла в системе объемного гидропривода $p_0 = 12,67$ МПа. Общий

к. п. д. гидроцилиндра 1 $\eta_{\text{общ}} = 0,95$, коэффициент запаса подачи $k = 1,08$ насоса 3, показатель политропы $n = 1,3$ (см. указание к № 199).

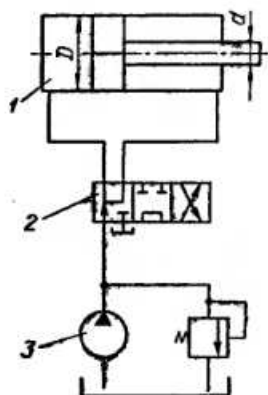


Рис. 80

201. В объемном гидроприводе (рис. 79) используется гидроцилиндр 1 диаметром $D = 100$ мм с односторонним штоком диаметром $d = 50$ мм и длиной хода поршня $l = 600$ мм. За время $T = 43$ с, за которое совершается один цикл работы объемного гидропривода, поршень гидроцилиндра 1 делает один двойной ход со скоростью движения вправо, в два раза меньшей скорости движения влево. При максимальном объеме газа в пневмогидроаккумуляторе 2, равном $10,8$ дм³, давление масла в системе объемного гидропривода $p_0 = 10$ МПа.

Пренебрегая утечкой и падением давления масла в объемном гидроприводе, определить, какую максимальную мощность N_n потребляет насос 3, если время разрядки пневмогидроаккумулятора 2 длится 15 с и маневровый объем W_m гидроаккумулятора. Для насоса 3 коэффициент запаса подачи $k = 1,1$ и общий к. п. д. $\eta_n = 0,8$. Показатель политропы $n = 1,3$ (см. указание к № 199).

202. В объемном гидроприводе с гидроцилиндром 1 диаметром $D = 200$ мм (рис. 80) насос 3 развивает давление $p_n = 10$ МПа и подачу $Q_n = 20$ дм³/мин. Диаметр штока указанного гидроцилиндра $d = 80$ мм. Уплотнение поршня и штока в гидроцилиндре — манжетное.

Пренебрегая падением давления в гидрелиниях и утечкой масла в гидроаппаратуре, определить скорость v движения поршня и усилие F , развиваемое штоком гидроцилиндра при положении гидрораспределителя 2. Механический к. п. д. $\eta_m = 0,98$.

Решение. Выясним сначала направление движения поршня. Согласно положению гидрораспределителя 2 (рис. 80) левая полость гидроцилиндра 1 сообщается с правой полостью и, следовательно, давления масла в этих двух полостях одинаковы и равны давлению p_n , которое развивает насос 3 (падением давления пренебрегаем

согласно условию задачи). Поскольку рабочая площадь поршня слева больше, чем справа, то действующая на левый торец поршня сила давления масла больше силы давления масла, действующей на правый торец поршня. Следовательно, под действием большей силы, действующей слева, поршень будет двигаться вправо. При этом масло из правой полости гидроцилиндра вытесняется через гидрораспределитель только в левую полость, так как слив масла перекрыт гидрораспределителем. Одновременно в левую полость гидроцилиндра масло направляется от насоса 3. Таким образом, в левую полость гидроцилиндра направляется суммарный расход масла

$$Q = Q_n + Q_{сл},$$

где $Q_{сл}$ — расход масла, сливаемый из правой полости гидроцилиндра:

$$Q_{сл} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} v,$$

v — скорость движения поршня вправо.

Расход масла Q , направляемый в левую полость гидроцилиндра, через скорость движения поршня v можно выразить так:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} v.$$

Заметим, что утечки масла в последних двух формулах не учтены, так как для манжетного уплотнения поршня и штока в гидроцилиндре объемный к. п. д. обычно принимается $\eta_{об} = 1$.

Подставив в исходную формулу выражения для расходов Q и $Q_{сл}$, получим уравнение

$$\frac{\pi D^2}{4} v = Q_n + \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} v.$$

Из последнего уравнения находим, что искомая скорость

$$v = \frac{4Q_n}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 20}{3,14 \cdot 0,8^2} = 3,935 \text{ м/мин.}$$

Поскольку рабочей полостью гидроцилиндра является левая полость, сливной — правая полость и давление масла в этих полостях одинаково, то усилие, развиваемое штоком, определяем так:

$$F = p \frac{\pi D^2}{4} \eta_{ш} - p \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi p}{4} (D^2 \eta_{ш} - D^2 + d^2) = 0,785 \cdot 10 \times \\ \times 10^6 (0,2^2 \cdot 0,98 - 0,2^2 + 0,08^2) = 45,96 \text{ кН.}$$

В заключение отметим, что если в левую полость гидроцилиндра (рис. 80) направлять масло только от насоса 3, т. е. так, как показано на рис. 77, то получим значительно меньшую скорость движения поршня вправо:

$$v = \frac{4Q_n}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 20}{3,14 \cdot 2^2} = 0,636 \text{ м/мин.}$$

203. При положении гидрораспределителя 2 (рис. 80) с учетом утечки масла в гидроаппаратуре $Q_{ут} = 1 \text{ см}^3/\text{с}$ и скорости движения вправо поршня гидроцилиндра 1, равной 2,5 м/мин, определить: а) подачу Q_n насоса 3, если диаметр штока гидроцилиндра $d = 50 \text{ мм}$; б) диаметр d штока гидроцилиндра 1, если насос развивает подачу $Q_n = 3,2 \text{ л/мин}$. Уплотнение поршня и штока в гидроцилиндре манжетное.

204. В объемном гидроприводе (рис. 80) насос 3 развивает постоянную подачу. Уплотнение поршня и штока в гидроцилиндре 1 манжетное.

Определить соотношение диаметра d штока к диаметру D гидроцилиндра 1, при котором скорость движения поршня вправо будет в k раз больше скорости движения поршня влево.

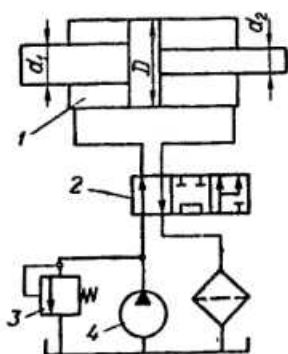


Рис. 81

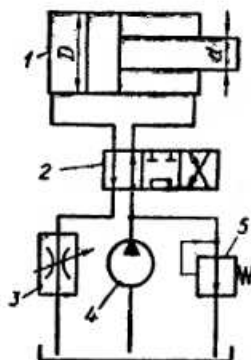


Рис. 82

205. В гидроцилиндре 1 (рис. 81) двусторонний шток имеет диаметры $d_1 = 60 \text{ мм}$ и $d_2 = 40 \text{ мм}$.

Определить диаметр D гидроцилиндра, при котором скорость движения поршня влево будет в три раза больше скорости движения поршня вправо, если насос 4 развивает постоянную подачу. Утечками масла в объемном гидроприводе пренебречь. Вычисленное значение диаметра гидроцилиндра округлить до ближайшего нормального диаметра по ГОСТ 6540—68.

206. В гидроцилиндре 1 (рис. 81) поршень диаметром $D = 200 \text{ мм}$ и штоки диаметрами $d_1 = 100 \text{ мм}$ и $d_2 = 40 \text{ мм}$ уплотняются резиновыми кольцами круглого сечения. Насос 4 развивает давление 10,1 МПа и подачу 16 л/мин. Утечка масла через гидроклапан 3 составляет $5 \text{ см}^3/\text{с}$. Падение давления масла в напорной гидролинии равно 0,1 МПа.

Пренебрегая утечкой масла в гидрораспределителе 2 и падением давления в гидролиниях, кроме напорной, определить общий к. п. д. гидропривода при движении поршня: а) вправо; б) влево.

Принять механический к. п. д. гидроцилиндра $\eta_m = 0,97$ и общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,87$.

207. В объемном гидроприводе (рис. 82) насос 4 развивает давление $p_n = 5 \text{ МПа}$ и постоянную подачу $Q_n = 8 \text{ л/мин}$. Поршень

диаметром $D = 100$ мм и шток диаметром $d = 40$ мм в гидроцилиндре 1 уплотняются резиновыми кольцами круглого сечения. Гидродроссель 3 настроен на пропуск расхода масла $Q_{др} = 8,4$ л/мин.

Пренебрегая утечкой масла в гидрораспределителе 2, определить расход масла через гидроклапан 5 и потерю мощности из-за слива масла через этот клапан при перемещении поршня влево.

Решение. Расход масла через гидроклапан 5

$$Q_{кл} = Q_n - Q,$$

где расход Q масла рабочей (правой) полостью гидроцилиндра можно определить по формуле (43):

$$Q = v \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4\eta_{об}},$$

причем для определения скорости v движения поршня влево необходимо выяснить, что ограничивает величину этой скорости: подача насоса Q_n или настройка дросселя на расход $Q_{др}$. Для этого вычисляем скорость движения поршня по расходу масла через дроссель 3 $v_{др}$ и по подаче насоса 4 v_n :

$$v_{др} = \frac{4Q_{др}}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 8,4}{3,14 \cdot 1^2} = 10,6 \text{ дм/мин};$$

$$v_n = \frac{4Q_n \eta_{об}}{\pi (D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 8 \cdot 1}{3,14 (1^2 - 0,4^2)} = 12,1 \text{ дм/мин}$$

($\eta_{об} = 1$, так как поршень и шток в гидроцилиндре 1 уплотняются резиновыми кольцами круглого сечения).

Согласно вычислениям $v_n > v_{др}$, поэтому скорость движения поршня влево ограничивается настройкой гидродросселя, т. е. $v = v_{др}$.

Расход масла правой полостью гидроцилиндра

$$Q = v \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4\eta_{об}} = 10,6 \frac{3,14 [1^2 - 0,4^2]}{4 \cdot 1} = 7 \text{ л/мин.}$$

Расход масла через гидроклапан

$$Q_{кл} = Q_n - Q = 8 - 7 = 1 \text{ л/мин} = 16,6 \text{ см}^3/\text{с.}$$

Пренебрегая падением давления масла на участке от насоса до гидроклапана, вычисляем потерю мощности:

$$N_{кл} = p_n Q_{кл} = 5 \cdot 10^6 \cdot 16,6 \cdot 10^{-6} = 83 \text{ Вт.}$$

208. В объемном гидроприводе (рис. 82) гидродроссель 3 настроен на пропуск расхода масла 15,7 л/мин. Поршень диаметром $D = 100$ мм и шток диаметром $d = 40$ мм уплотняются в гидроцилиндре 1 резиновыми кольцами круглого сечения. Рабочее давление масла в правой полости гидроцилиндра $p = 6,3$ МПа. Падение давления масла в напорной гидролинии составляет 126 кПа.

Определить при движении поршня влево подачу, развиваемую насосом 4 и потребляемую им мощность, если расход масла через

гидроклапан 5 достигает 0,8 л/мин. Принять общий к. п. д. насоса $\eta = 0,75$.

209. В объемном гидроприводе (рис. 82) насос 4 развивает давление $p_n = 6$ МПа и постоянную подачу $Q_n = 35$ л/мин. Уплотнение в гидроцилиндре 1 поршня диаметром $D = 200$ мм и штока диаметром $d = 100$ мм манжетное. Потеря мощности из-за слива масла через гидроклапан 5 допускается не более 3 кВт.

С учетом утечки масла в гидрораспределителе в количестве 0,2 л/мин определить наименьшую допустимую скорость v движения поршня влево и расход $Q_{др}$, на который при этой скорости поршня необходимо настроить гидродроссель 3.

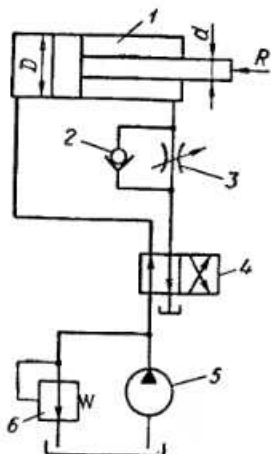


Рис. 83

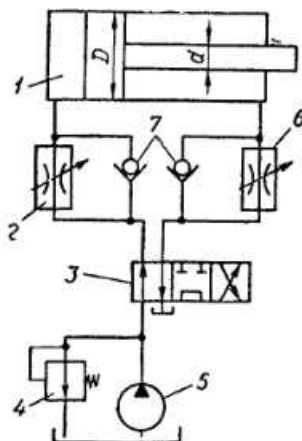


Рис. 84

210. В объемном гидроприводе (рис. 83) насос 5 развивает давление $p_n = 6$ МПа и постоянную подачу $Q_n = 24$ л/мин. Уплотнение поршня диаметром $D = 100$ мм и штока диаметром $d = 40$ мм в гидроцилиндре 1 манжетное.

Пренебрегая утечками масла в обратном гидроклапане 2 и гидрораспределителе 4, определить минимальное и максимальное значения потери мощности из-за слива масла через переливной гидроклапан 6, если расход масла через гидродроссель 3 настраивается в пределах от 4 до 20 л/мин.

211. В гидроцилиндре 1 (рис. 83) диаметром 110 мм поршень уплотняется металлическими разрезными кольцами. Диаметр штока гидроцилиндра $d = 50$ мм. При движении поршня вправо утечка масла через эти кольца из рабочей полости гидроцилиндра составляет 2% от объема масла, поступающего в эту полость. Насос 5 развивает давление $p_n = 6$ МПа и при скорости вращения своего приводного вала $n = 1000$ об/мин подачу $Q_n = 20$ л/мин. Утечка масла в гидрораспределителе 4 достигает 50 см³/мин.

Определить при закрытом переливном гидроклапане 6 частоту n вращения приводного вала насоса, при котором скорость движе-

ния поршня вправо будет максимальной, если гидродроссель 3 настроен на пропуск расхода масла $Q_{др} = 24$ л/мин. Какую мощность N_n при этом потребляет насос, общий к. п. д. которого $\eta_n = 0,77$ Утечкой масла через обратный гидроклапан 2 пренебречь.

212. В объемном гидроприводе (рис. 84) насос 5 развивает давление $p_n = 6$ МПа и постоянную подачу $Q_n = 8$ л/мин. Гидроцилиндр 1 диаметром $D = 140$ мм имеет односторонний шток диаметром $d = 60$ мм. Потеря мощности из-за слива масла через переливной гидроклапан 4 составляет при движении поршня вправо 204 Вт, а при движении поршня влево — в два раза меньше.

Определить с учетом утечки масла только через гидрораспределитель 3 в количестве 30 см³/мин, какую скорость развивает поршень гидроцилиндра при движении:

а) вправо; б) влево.

213. В объемном гидроприводе (рис. 84) применяется гидроцилиндр 1 диаметром $D = 160$ мм с манжетным уплотнением поршня и штока. Диаметр штока $d = 60$ мм. Насос 5 развивает давление $p_n = 6$ МПа и постоянную подачу $Q_n = 35$ л/мин.

Пренебрегая утечками масла в гидрораспределителе 3 и обратных клапанах 7, определить, на пропуск какого минимального расхода масла необходимо настроить гидродроссели 2 и 6, чтобы потеря мощности из-за слива масла через гидроклапан 4 не превышала 3 кВт при движении поршня гидроцилиндра 1: а) вправо; б) влево.

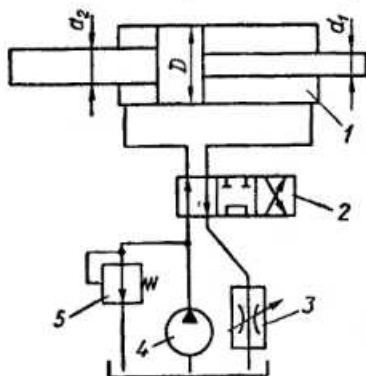


Рис. 85

214. В левой полости гидроцилиндра 1 рабочее давление $p = 5$ МПа (рис. 84). Диаметр гидроцилиндра $D = 100$ мм, диаметр штока $d = 50$ мм. Уплотнение поршня и штока в гидроцилиндре — манжетное. Противодавление в правой полости гидроцилиндра $p_{пр} = 0,4$ МПа. Насос 5 развивает подачу $Q_n = 12$ л/мин. Падение (потеря) давления в напорной гидролинии $p = 0,1$ МПа.

Определить при движении поршня вправо общий к. п. д. объемного гидропривода, если утечка масла через гидроклапан 4 равна 2 л/мин, а общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,8$. Механический к. п. д. гидроцилиндра $\eta_m = 0,98$.

215. В объемном гидроприводе (рис. 85) при постоянной подаче $Q_n = 8$ л/мин насоса 4 гидродроссель 3 настроен так, что при движении поршня гидроцилиндра 1 вправо расход масла через предохранительный гидроклапан 5 составляет 0,51 л/мин. Диаметр гидроцилиндра $D = 80$ мм, диаметры двухстороннего штока $d_1 = 40$ мм и $d_2 = 60$ мм.

Пренебрегая утечкой масла в гидроцилиндре 1 и гидрораспределителе 2, определить скорость движения поршня влево при данной настройке гидродросселя.

216. В объемном гидроприводе (рис. 85) используется гидроцилиндр 1 диаметром $D = 80$ мм с двухсторонним штоком, диаметры которого $d_1 = 40$ мм и $d_2 = 60$ мм. Насос 4 развивает постоянную подачу $Q_n = 5$ л/мин. Гидродроссель 3 настроен так, что при движении вправо поршня гидроцилиндра 1 расход рабочей жидкости через предохранительный гидроклапан 5 составляет 1 л/мин.

Приняв объемный к. п. д. гидроцилиндра $\eta_{об} = 0,98$ и утечку рабочей жидкости через гидрораспределитель 2 в количестве $40 \text{ см}^3/\text{мин}$, определить при движении влево поршня гидроцилиндра 1 потерю мощности из-за суммарного слива масла через гидроклапан 5 и гидрораспределитель 2, если давление $p_n = 5$ МПа. Потерями напора в гидролиниях пренебречь.

217. В объемном гидроприводе (рис. 85) используется гидроцилиндр 1 диаметром $D = 140$ мм с двухсторонним штоком, диаметры которого $d_1 = 40$ мм и $d_2 = 60$ мм. Гидродроссель 3 пропускает как при движении вправо, так и при движении влево поршня гидроцилиндра 1 одинаковый расход масла. Насос 4 развивает давление $p_n = 6$ МПа и такую постоянную подачу, при которой потеря мощности из-за слива масла через переливной гидроклапан 5 составляет: при движении поршня гидроцилиндра 1 вправо $N_{кл} = 0$, а при его движении влево $N_{кп} = 0,34$ кВт.

Пренебрегая утечками масла в гидроцилиндре 1 и гидрораспределителе 2, определить, какую подачу развивает насос 4.

218. В объемном гидроприводе (рис. 85) насос 4 развивает давление $p_n = 6$ МПа и постоянную подачу $Q_n = 32$ л/мин. Гидроцилиндр 1 диаметром $D = 160$ мм имеет двухсторонний шток, диаметры которого $d_1 = 60$ мм и $d_2 = 100$ мм. Уплотнение поршня и штока в гидроцилиндре — манжетное. Утечка масла в гидрораспределителе 2 составляет $60 \text{ см}^3/\text{мин}$. Длина хода поршня гидроцилиндра равна 600 мм.

Определить, на пропуск какого расхода масла $Q_{др}$ необходимо настроить гидродроссель 3, чтобы при работе гидропривода потеря мощности из-за слива масла через переливной гидроклапан 5 не превышала 2 кВт. Определить также, с каким общим к. п. д. $\eta_{общ}$ работает объемный гидропривод за один двойной ход поршня гидроцилиндра 1 при указанной настройке гидродросселя 3. Потерю напора масла плотностью $\rho = 900 \text{ кгс/м}^3$ в напорной гидролинии $h_w = 5$ м, общий к. п. д. гидроцилиндра $\eta = 0,95$ и общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,8$.

11. Объемный гидропривод с гидромотором

Решение задач и в целом расчет объемного гидропривода с одним гидромотором базируется на представленных в предыдущих параграфах основных формулах по гидромоторам, насосам и трубопроводам.

Общий к. п. д. $\eta_{общ}$ объемного гидропривода с одним гидромотором

$$\eta_{общ} = \frac{M \omega_{угл}}{\sum N_n} = \frac{\Delta p Q \eta}{\sum \frac{p_n Q_n}{\eta_n}} \quad (70)$$

где M , $\omega_{\text{угл}}$ — полезный крутящий момент и угловая скорость, развиваемые выходным валом гидромотора; N_n — мощность, потребляемая каждым параллельно работающим на одну напорную гидрوليнию насосом; Δp — перепад давления, при котором работает гидромотор, т. е. разность между давлением масла в рабочей p и сливной $p_{\text{сл}}$ полостях гидромотора ($\Delta p = p - p_{\text{сл}}$); Q — расход масла гидромотором; p_n , Q_n — давление и подача, развиваемые каждым параллельно работающим на одну напорную гидрوليнию насосом; η — общий к. п. д. гидромотора (или поворотного гидродвигателя); η_n — общий к. п. д. насоса.

219. В объемном гидроприводе (рис. 86) применяется гидромотор 1 с рабочим объемом $V_0 = 50 \text{ см}^3$. При падении давления масла в гидрوليниях — напорной $\Delta p_n = 0,1 \text{ МПа}$ и сливной $p_{\text{сл}} = 0,5 \text{ МПа}$ и утечке масла в гидроаппаратуре $Q_{\text{ут}} = 0,1 \text{ л/мин}$ выходной вал гидромотора развивает полезный крутящий момент $M = 45 \text{ Н}\cdot\text{м}$, частоту вращения $n = 608 \text{ об/мин}$.

Определить мощность N , потребляемую объемным гидроприводом и общий к. п. д. гидропривода $\eta_{\text{общ}}$.

Гидромеханический к. п. д. гидромотора $\eta_{\text{гм}} = 0,9$, объемный к. п. д. $\eta_{\text{об}} = 0,98$, общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,8$.

Решение. Заметим, что мощность N , потребляемая объемным гидроприводом, есть мощность N_n , потребляемая насосом 3, и, следовательно, определяется по формуле (37) или (38).

Предварительно определим расход масла Q гидромотором и давление p масла в его рабочей полости. Согласно формуле (51) расход

$$Q = \frac{V_0 n}{\eta_{\text{об}}} = \frac{50 \cdot 608}{0,98} = 31 \text{ л/мин.}$$

На основании формулы (48) давление

$$p = \frac{M}{0,159 V_0 \eta_{\text{гм}}} + p_{\text{сл}} = \frac{45}{0,159 \cdot 50 \cdot 10^{-6} \cdot 0,9} + 0,5 \cdot 10^6 = 6,78 \text{ МПа.}$$

При вычислении искомой мощности $N = N_n$ по формуле (37) или (38) следует учесть, что $p_n = p + \Delta p_n$ и $Q_n = Q + Q_{\text{ут}}$, тогда

$$N = N_n = \frac{p_n Q_n}{\eta_n} = \frac{(p + \Delta p_n)(Q + Q_{\text{ут}})}{\eta_n} = \frac{(6,78 + 0,1) 10^6 (31 + 0,1) 10^{-3}}{60 \cdot 0,8 \cdot 1000} = 4,45 \text{ кВт.}$$

Учитывая, что общий к. п. д. гидромотора $\eta = \eta_{\text{гм}} \eta_{\text{об}}$, на основании формулы (70) общий к. п. д. объемного гидропривода

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{\Delta p Q}{p_n Q_n} = \frac{(p - p_{\text{сл}}) Q \eta_{\text{гм}} \eta_{\text{об}} \eta_n}{(p + \Delta p_n)(Q + Q_{\text{ут}})} = \frac{(6,78 - 0,5) 10^6 \cdot 31 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9 \cdot 0,98 \cdot 0,8}{(6,78 + 0,1) 10^6 (31 + 0,1) 10^{-3}} = 0,64.$$

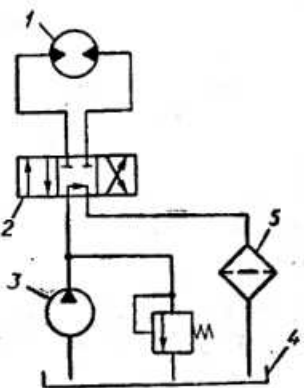


Рис. 86

220. В объемном гидроприводе (рис. 86) используется гидромотор I с рабочим объемом $V_o = 40 \text{ см}^3$. Насос $З$ развивает давление $p_n = 10,1 \text{ МПа}$ и постоянную подачу $Q_n = 36 \text{ л/мин}$.

Определить развиваемые выходным валом гидромотора I полезный крутящий момент M и частоту вращения в момент максимальной утечки масла через гидроаппаратуру $Q_{ут} = 1 \text{ л/мин}$ и падения давления масла в гидролиниях — напорной $p_n = 0,1 \text{ МПа}$ и сливной $p_{сл} = 0,5 \text{ МПа}$. Гидромеханический к. п. д. гидромотора $\eta_{гм} = 0,9$ и объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,98$.

221. В объемном гидроприводе (рис. 86) насос $З$ при вращении своего приводного вала с частотой $n = 1000 \text{ об/мин}$ развивает подачу $Q_n = 50 \text{ л/мин}$. Частота вращения приводного вала насоса изменяется от 500 до 3000 об/мин. Объемный к. п. д. гидромотора $\eta_{об} = 0,98$.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, определить пределы регулирования частоты вращения выходного вала гидромотора I с рабочим объемом $V_o = 100 \text{ см}^3$.

222. Рабочий объем гидромотора I (рис. 86) можно изменять от 20 до 100 см^3 . Насос $З$ развивает постоянную подачу $Q_n = 40 \text{ л/мин}$. Объемный к. п. д. гидромотора $\eta_{об} = 0,98$, утечка в гидрораспределителе 2 масла $Q_{ут} = 200 \text{ см}^3/\text{мин}$.

Определить пределы регулирования частоты вращения выходного вала гидромотора.

223. Рабочий объем гидромотора I (рис. 86) изменяется от 100 до 500 см^3 . Рабочий объем насоса $З$ изменяется от 20 до 100 см^3 . Приводной вал насоса получает вращение от асинхронного электродвигателя напрямую.

При вращении вала электродвигателя с постоянной частотой $n = 1450 \text{ об/мин}$ определить пределы регулирования частоты вращения выходного вала гидромотора. Утечкой масла в гидроаппаратуре пренебречь. Объемный к. п. д. гидромотора и насоса $\eta_{об} = 0,98$.

224. В объемном гидроприводе (рис. 86) используется гидромотор I с рабочим объемом $V_o = 100 \text{ см}^3$.

Определить, какие давления p и подачу Q_n должен развивать насос $З$, чтобы выходной вал гидромотора I при вращении с угловой скоростью $\omega_{угл} = 100 \text{ рад/с}$ мог преодолеть внешний момент $M = 90 \text{ Н} \cdot \text{м}$:

а) без учета падения (потери) давления масла в гидролиниях объемного гидропривода и утечки масла в гидроаппаратуре;

б) с учетом утечки масла в гидроаппаратуре $100 \text{ см}^3/\text{мин}$ и падения (потери) давления масла в гидролиниях — напорной до $0,1 \text{ МПа}$ и сливной до $0,5 \text{ МПа}$.

Гидромеханический к. п. д. гидромотора $\eta_{гм} = 0,9$ и объемный $\eta_{об} = 0,98$.

225. В объемном гидроприводе (рис. 86) выходной вал гидромотора I развивает полезный крутящий момент $M = 45 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и частоту вращения $n = 1176 \text{ об/мин}$. Рабочий объем гидромотора $V_o = 50 \text{ см}^3$.

Насос 3 соединен с гидрораспределителем 2 стальной трубой диаметром 20 мм и длиной 2 м. Эта труба имеет один резкий изгиб и два плавных поворота. С каждой полостью реверсивного гидродвигателя 1 гидрораспределитель 2 соединен гибким резиновым рукавом длиной 1 м, внутренний диаметр которого $d = 25$ мм. Этот рукав подключен к гидрораспределителю 2 и к гидродвигателю 1 через сверленный угольник. От гидрораспределителя 2 масло сливается в бак 4 по стальной трубе диаметром 25 мм и длиной 1,5 м. Эта труба имеет два плавных поворота.

Над свободной поверхностью масла в сливном баке 4 гидромотор 1 превышает на 1 м. Давление на свободной поверхности масла в сливном баке — атмосферное. Кинематическая вязкость масла $\nu = 3 \cdot 10^{-5}$ м²/с, а его плотность $\rho = 900$ кг/м³.

С учетом максимальной утечки масла в гидроаппаратуре $Q_{ут} = 100$ см³/мин определить мощность N , потребляемую объемным гидроприводом и общий к. п. д. гидропривода $\eta_{общ}$. Гидромеханический к. п. д. гидромотора $\eta_{гм} = 0,9$, его объемный $\eta_{об} = 0,98$, общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,8$ и коэффициент Дарси для гибкого резинового рукава $\lambda = 0,055$. Коэффициенты местных сопротивлений принять по прил. 2, кроме фильтра 5, для которого этот коэффициент $\zeta = 10$.

226. В объемном гидроприводе (рис. 86) используется гидромотор 1 с рабочим объемом $V_0 = 100$ см³. К выходному валу гидромотора приложен крутящий момент сопротивления $M = 50$ Н·м. Гидромеханический к. п. д. гидромотора $\eta_{гм} = 0,9$ и его объемный к. п. д. равен 0,98.

Определить при потребляемой насосом 3 мощности $N_n = 10$ кВт угловую скорость вращения выходного вала гидромотора:

а) без учета падения (потери) давления масла в гидролиниях объемного гидропривода и утечки масла в гидроаппаратуре;

б) с учетом утечки масла в гидроаппаратуре $Q_{ут} = 100$ см³/мин и падении (потери) давления масла в гидролиниях — напорной до 0,1 МПа и сливной до 0,5 МПа. Общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,8$.

227. В объемном гидроприводе (рис. 87, а) гидромотор 1 работает с постоянным перепадом давления масла $\Delta p = 5$ МПа. Шестеренный насос 3 развивает при давлении $p_n = 5$ МПа подачу $Q_n = 126$ л/мин. Кроме всасывающей, диаметр труб всех гидролиний $d = 20$ мм. Общая длина труб напорной и сливной гидролинии $l = 8$ м. Насос 3 нагнетает минеральное масло вязкостью $\nu = 0,2$ см²/с и плотностью $\rho = 900$ кг/м³.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, определить давление p_A и подачу Q_A , развиваемые насосом 3 с учетом его рабочей характеристики $p_n = \psi(Q_n)$ (рис. 87, б) и характеристики гидросистемы — напорной и сливной гидролиний объемного гидропривода $p = f(Q)$. Объемный к. п. д. насоса $\eta_{об} = 0,9$, суммарный коэффициент местных сопротивлений напорной и сливной гидролиний $\zeta = 30$.

Решение. Искомые давление p_A и подача Q_A соответствуют координатам рабочей точки А, точки, которая располагается на

пересечении линий рабочей характеристики насоса $p_n = \psi(Q_n)$ с линией характеристики гидросистемы $p = f(Q)$ (рис. 87, а).

Характеристика гидросистемы $p = f(Q)$ есть графическое изображение зависимости давления в начале напорной гидролинии p от расхода масла Q в этом трубопроводе. Аналитически эту зависимость для данного трубопровода, составленного из последова-

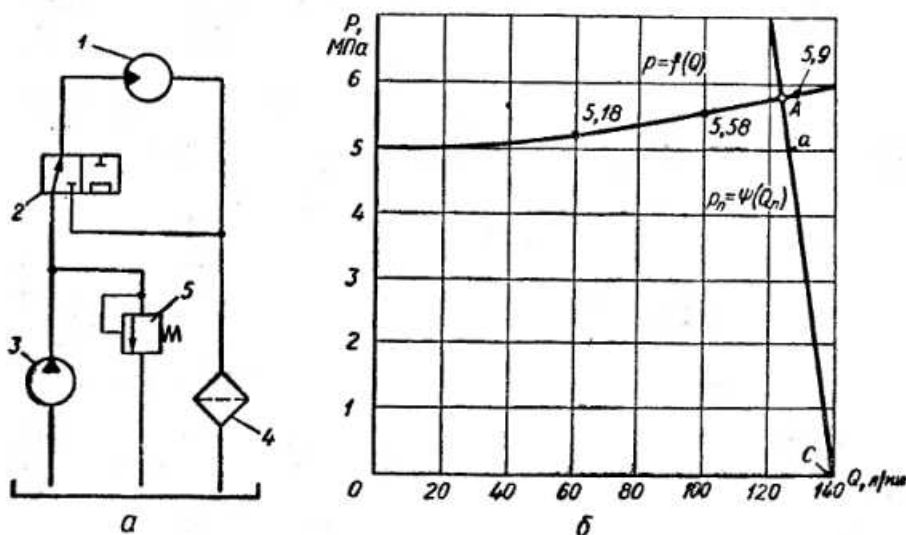


Рис. 87

тельно соединенных напорной гидролинии, гидромотора и сливной гидролинии, можно представить следующим выражением:

$$p = \Delta p + \Delta p_{тр.}$$

где $\Delta p_{тр.}$ — суммарное падение (потеря) давления в напорной и сливной гидролиниях данного объемного гидропривода.

Для построения линии характеристики $p = f(Q)$ следует определить значение давления p в данном трубопроводе при расходах масла

$$Q = 0; 60; 100 \text{ и } 126 \text{ л/мин.}$$

Предварительно выведем расчетную формулу для вычисления суммарного падения давления $\Delta p_{тр.}$ в напорной и сливной гидролиниях. На основании формул (25) и (29)

$$\Delta p_{тр.} = \gamma \left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta \right) \frac{v^2}{2g} = \rho \left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta \right) \frac{v^2}{2},$$

где λ — коэффициент Дарси, а v — средняя скорость движения масла в трубе диаметром $d = 20$ мм.

При расходе масла в трубопроводе $Q = 60$ л/мин число Рейнольдса согласно формуле (17)

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{4Q}{\pi d \nu} = \frac{4 \cdot 60 \cdot 1000}{3,14 \cdot 2 \cdot 60 \cdot 0,2} = 3184 > Re_{кр} = 2320.$$

При расходах $Q \geq 60$ л/мин режим движения масла в трубе диаметром $d=20$ мм турбулентный. В таком случае на основании выражения (23) получим следующую расчетную формулу для вычисления коэффициента Дарси:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt{\text{Re}}} = \frac{0,3164}{\sqrt{\frac{4Q}{\pi d v}}} = \frac{0,3164}{\sqrt{\frac{4 \cdot 1000Q}{3,14 \cdot 2 \cdot 60 \cdot 0,2}}} = \frac{0,1172}{\sqrt{Q}}$$

Используя последнее выражение, получим расчетную формулу для вычисления суммарного падения (потери) давления $\Delta p_{\text{тр}}$ в напорной и сливной гидролиниях:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \rho \left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta \right) \frac{v^2}{2} = \rho \left(\frac{0,1172}{\sqrt{Q}} \frac{l}{d} + \zeta \right) \frac{16Q^2}{2\pi d^4} = 900 \left(\frac{0,1172}{\sqrt{Q}} \frac{8}{0,02} + \right. \\ \left. + 30 \right) \frac{16 \cdot 10^{-6} Q}{2 \cdot 3,14^2 \cdot 0,02^4 \cdot 60^2} = \left(\frac{58}{\sqrt{Q}} + 37,2 \right) Q^2.$$

Заметим, что при вычислении по последнему выражению расход масла в трубопроводе подставляется в л/мин, а падение давления $\Delta p_{\text{тр}}$ получаем в паскалях. С учетом последнего выражения получим следующие расчетные формулы для вычисления давления в мегопаскалях в начале напорной гидролинии:

$$p = 5 + \left(\frac{58}{\sqrt{Q}} + 37,2 \right) 10^{-6} Q^2.$$

После подстановки в полученную расчетную формулу значений расхода масла в трубопроводе:

при Q , л/мин, получаем p , МПа

0	5
60	5,17
100	5,56
126	5,87

По полученным значениям давления масла в начале напорной гидролинии построена линия (рис. 87, б) характеристики гидросистемы $p=f(Q)$. Пересечение этой линии с линией рабочей характеристики насоса $p_n = \psi(Q_n)$ дает точку с координатами, которые соответствуют давлению $p_n = 5,8$ МПа и подаче $Q_n = 123$ л/мин, с которыми шестеренный насос объемного гидропривода работает на данный трубопровод, т. е. напорную и сливную гидролинии с расположенным между ними гидромотором.

Примечание. Если графически рабочая характеристика насоса не дана, то последнюю можно построить по известной подаче Q_n , развиваемой насосом при давлении p_n и объемному к. п. д. насоса. Для нашей задачи эти два известных параметра работы насоса $p_n = 5$ МПа и $Q_n = 126$ л/мин соответствуют координатам точки a линии рабочей характеристики $p_n = \psi(Q_n)$. Вторую точку с этой

линии получим при давлении $p_n = 0$, когда подача насоса равна теоретической, т. е.

$$Q_{\text{теор}} = \frac{Q_n}{\eta_{\text{об}}} = \frac{126}{0,9} = 140 \text{ л/мин.}$$

Проведенная через точки a и c прямая с достаточной для практики точностью является рабочей характеристикой объемного насоса (рис. 87, б).

228. Решить предыдущую задачу № 227 аналитическим способом.

Указание. Для определения подачи Q_A и давления p_A , развиваемых шестеренным насосом при работе на заданный трубопровод, аналитическим способом необходимо записать уравнение характеристики гидросистемы $p = f(Q)$ и уравнение рабочей характеристики насоса $p_n = \psi(Q_n)$ и решить систему из этих двух уравнений.

229. В объемном гидроприводе пластинчатый насос 3 (рис. 87, а) развивает при давлении $p_n = 3$ МПа подачу $Q_n = 63$ л/мин. Труба напорной гидролинии диаметром 20 мм и длиной 4,5 м имеет шесть резких изгибов. Труба сливной гидролинии диаметром 20 мм и длиной 3,5 м имеет четыре резких изгиба. Рабочий объем гидромотора 1 $V_o = 100 \text{ см}^3$.

С учетом рабочей характеристики насоса и характеристики гидросистемы напорной и сливной гидролиний определить скорость вращения выходного вала гидромотора в момент, когда перепад давления в нем $\Delta p = 2,5$ МПа. Утечкой масла в гидроаппаратуре пренебречь. Объемный к. п. д. насоса $\eta_{\text{об.н}} = 0,9$ и гидромотора $\eta_{\text{об.г}} = 0,98$.

Коэффициенты местных сопротивлений напорной и сливной гидролиний принять по прил. 2, кроме фильтра 4, для которого принять этот коэффициент $\zeta = 15,7$.

Насос 3 нагнетает масло вязкостью $\nu = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ и плотностью $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

230. В объемном гидроприводе (рис. 87, а) используется гидромотор 1 с рабочим объемом $V_o = 50 \text{ см}^3$. Шестеренный насос 3 развивает при давлении $p_n = 5$ МПа подачу $Q_n = 126$ л/мин. Насос нагнетает минеральное масло вязкостью $\nu = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ и плотностью $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$. Кроме всасывающей, диаметры труб всех гидролиний $d = 20$ мм. Общая длина труб напорной и сливной гидролиний $l = 8$ м, на которой кроме местных сопротивлений располагаются четыре сверленных угольника и четыре штуцера (рис. 86, а). Кроме того, на трубе сливной гидролинии имеется один плавный поворот.

Пренебрегая утечкой масла в гидрораспределителе 2 и гидроклапане 5, определить потребляемую насосом 3 мощность с учетом его рабочей характеристики и характеристики гидросистемы напорной и сливной гидролиний. Для насоса объемный к. п. д. $\eta_{\text{об.н}} = 0,9$ и общий к. п. д. $\eta_n = 0,8$, а для гидромотора объемный к. п. д. $\eta_{\text{об.г}} = 0,98$ и общий к. п. д. $\eta_g = 0,88$.

Коэффициенты местных сопротивлений напорной и сливной гидролиний принять по прил. 2, кроме гидрофильтра 4, для которого $\zeta = 17$.

231. За время цикла $T = 50$ с работы объемного гидропривода с гидроаккумулятором 2 (рис. 88) гидромотор 1 работает всего $t = 20$ с и развивает постоянную частоту вращения своего выходного вала $n = 1500$ об/мин. Расход масла гидромотором $q = 50$ см³.

Определить маневровый объем W_m гидроаккумулятора и подачу Q_n насоса 3.

Коэффициент запаса подачи насоса $k = 1,1$.

Решение. Объем масла W , расходуемый гидромотором 1 за время цикла работы объемного гидропривода,

$$W = Qt = qnt = 50 \cdot 1500 \frac{20}{60} = 25 \text{ дм}^3,$$

где $Q = qn$ — расход масла гидромотором.

Средний расход масла за цикл

$$Q_{\text{ср}} = \frac{W}{T} = \frac{25 \cdot 60}{50} = 30 \text{ л/мин.}$$

Маневровый объем масла в гидроаккумуляторе

$$W_m = W - Q_{\text{ср}}t = 25 - 30 \frac{20}{60} = 15 \text{ дм}^3.$$

Определяем подачу насоса по формуле (69)

$$Q_n = kQ_{\text{ср}} = 1,1 \cdot 30 = 33 \text{ дм}^3/\text{мин.}$$

232. За время цикла $T = 85$ с работы объемного гидропривода с гидроаккумулятором 2 (рис. 88) выходной вал гидромотора 1 вращается с частотой $n = 2000$ об/мин 30 с и с частотой $n = 1000$ об/мин 38 с. Рабочий объем гидромотора $V_o = 36$ см³.

Определить маневровый объем W_m гидроаккумулятора 2 и мощность N_n , потребляемую насосом 3 при максимальном давлении масла в объемном гидроприводе $p = 5$ МПа. Для насоса коэффициент запаса подачи $k = 1,05$ и общий к. п. д. $\eta_n = 0,8$, для гидромотора объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,98$.

233. За время цикла $T = 80$ с работы объемного гидропривода (рис. 88) выходной вал гидромотора 1 вращается с частотой $n = 1000$ об/мин 20 с и с частотой $n = 3000$ об/мин 15 с. Рабочий объем гидромотора $V_o = 50$ см³.

Определить максимальную мощность, потребляемую объемным гидроприводом: а) с гидроаккумулятором и б) без гидроаккумулятора в гидросистеме, если насос 3 развивает давление

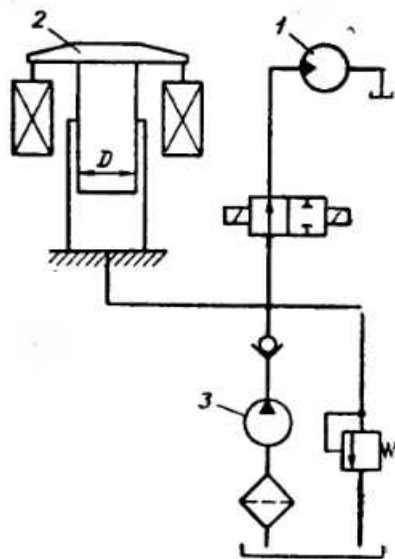


Рис. 88

$p_n = 5$ МПа. Для насоса коэффициент запаса подачи при работе с гидроаккумулятором $k = 1,05$ и общий к. п. д. $\eta_n = 0,8$. Для гидромотора объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,98$.

234. В объемном гидроприводе с гидроаккумулятором 2 (рис. 88) насос 3 развивает подачу $Q_n = 22$ л/мин. Рабочий объем гидромотора 1 $V_o = 32$ см³. За время цикла работы объемного гидропривода с гидроаккумулятором гидромотор 1 вращается 40 с с постоянной частотой $n = 980$ об/мин.

Определить время цикла работы объемного гидропривода с гидроаккумулятором. Коэффициент запаса подачи насоса при работе с гидроаккумулятором $k = 1,1$, объемный к. п. д. гидромотора $\eta_{об} = 0,98$.

235. В объемном гидроприводе с грузовым гидроаккумулятором 2 (рис. 88) насос 3 развивает постоянное давление $p_n = 6$ МПа.

Определить, с каким общим к. п. д. работает объемный гидропривод, если перепад давления масла в гидромоторе $\Delta p = 5,4$ МПа. Коэффициент запаса подачи насоса при работе с гидроаккумулятором $k = 1,05$, общий к. п. д. для гидромотора $\eta_r = 0,84$ и для насоса $\eta_n = 0,8$.

Решение. Выведем расчетную формулу для вычисления общего к. п. д. $\eta_{общ}$ объемного гидропривода с гидроаккумулятором и одним гидромотором:

$$\eta_{общ} = \frac{A}{A_n} = \frac{\Delta p Q \eta_r t}{p_n Q_n T} = \frac{\Delta p q n t \eta_r \eta_n}{k p_n q n t T} = \frac{\Delta p \eta_r \eta_n}{p_n k}$$

где A — полезная работа, выполненная гидромотором за время цикла работы объемного гидропривода; A_n — энергия (работа), затраченная на привод насоса за время цикла работы объемного гидропривода; Q — расход масла гидромотором при удельном расходе q и вращении его выходного вала с частотой n ; Q_n — подача насоса; t — продолжительность работы гидромотора за время одного цикла работы объемного гидропривода.

Общий к. п. д. объемного гидропривода

$$\eta_{общ} = \frac{5,4 \cdot 0,84 \cdot 0,8}{6 \cdot 1,05} = 0,576.$$

236. В объемном гидроприводе с грузовым гидроаккумулятором 2 (рис. 88) гидромотор 1 работает при перепаде давления $\Delta p = 5$ МПа. Падения давления масла в напорной гидролинии как при зарядке, так и разрядке гидроаккумулятора составляют в среднем 0,3 МПа.

Определить, с каким общим к. п. д. работает объемный гидропривод, если коэффициент запаса подачи насоса 3 при работе с гидроаккумулятором 2 составляет 1,1, общий к. п. д. гидромотора $\eta_r = 0,85$ и общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,8$. Падением давления масла в сливной гидролинии пренебречь.

237. На рис. 89 показана принципиальная схема объемного гидропривода с дроссельным регулированием скорости вращения выходного вала гидромотора 1. Насос 3 развивает давление $p_n =$

= 5 МПа и постоянную подачу $Q_n = 32$ л/мин. Расход масла гидромотором $q = 20$ см³.

Определить минимальную частоту вращения выходного вала гидромотора, если допускаемая из-за слива масла через гидроклапан 4 потеря мощности $N_{кл} = 1$ кВт = 1000 Вт.

Решение. Поскольку мощность потока масла, сливаемого через гидроклапан, $p_n Q_{кл} = N_{кл}$, то расход масла через этот гидроклапан

$$Q_{кл} = \frac{N_{кл}}{p_n} = \frac{1000}{5 \cdot 10^6} = 0,0002 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Заметим, что при определении расхода масла через гидроклапан падением давления масла при движении от насоса до гидроклапана обычно пренебрегают.

Поскольку часть объема масла, нагнетаемого насосом 3, сливается через гидроклапан 4, то через гидродроссель 2 к гидромотору 1 поступает масло с расходом, который является минимальным:

$$Q = Q_n - Q_{кл} = 32 - 12 = 20 \text{ л/мин}.$$

По формуле (47) определяем по минимальному расходу масла $Q = 20$ л/мин искомую скорость вращения выходного вала гидромотора:

$$n = \frac{Q}{q} = \frac{20 \cdot 10^3}{20} = 1000 \text{ об/мин}.$$

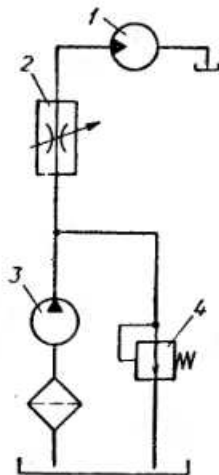


Рис. 89

238. В объемном гидроприводе (рис. 89) насос 3 развивает давление $p_n = 5$ МПа и постоянную подачу, при которой максимальная частота вращения выходного вала гидромотора 1 $n = 1980$ об/мин. Рабочий объем гидромотора $V_o = 16$ см³.

Определить потерю мощности из-за слива масла через гидроклапан 4, когда выходной вал гидромотора развивает 1470 об/мин. Объемный к. п. д. гидромотора $\eta_{об} = 0,98$.

239. В объемном гидроприводе (рис. 89) с дроссельным регулированием скорости вращения выходного вала гидромотора 1 насос 3 развивает постоянную подачу $Q_n = 32$ л/мин. Рабочий объем гидромотора $V_o = 40$ см³.

Определить минимальную частоту вращения выходного вала гидромотора, если потеря мощности из-за слива масла через гидроклапан 4 не должна превышать 16% мощности, потребляемой насосом. Объемный к. п. д. гидромотора $\eta_{об} = 0,98$ и общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,8$.

240. В объемном гидроприводе (рис. 89) с дроссельным регулированием скорости вращения выходного вала гидромотора 1 насос развивает постоянную подачу $Q_n = 32$ л/мин. Гидромотор с рабочим объемом $V_o = 20$ см³ работает при перепаде давления $p = 4,2$ МПа. Падение давления в напорной гидролинии $p_n = 0,6$ МПа и в сливной гидролинии $p_{сл} = 0,2$ МПа.

Определить, с каким общим к. п. д. работает объемный гидропривод при вращении выходного вала гидромотора с частотой $n = 1000$ об/мин.

Принять общий к. п. д. для гидромотора $\eta_{\Gamma} = 0,85$ и для насоса $\eta_{\text{н}} = 0,8$, объемный к. п. д. гидромотора $\eta_{\text{об}} = 0,98$.

12. Объемный гидропривод с поворотным гидродвигателем

Решение задач и в целом расчет объемного гидропривода с одним поворотным гидродвигателем базируются на представленных в предыдущих параграфах основных формулах по поворотным гидродвигателям, насосам и трубопроводам.

Общий к. п. д. объемного гидропривода с одним поворотным гидродвигателем определяется по формуле (70).

241. В объемном гидроприводе (рис. 90) применяется пластинчатый поворотный гидродвигатель I однократного действия с пластиной прямоугольной формы шириной $B = 80$ мм и диаметрами рабочей камеры наружным $D = 400$ мм и внутренним $d = 200$ мм (рис. 60).

Определить, какие давление $p_{\text{н}}$ и подачу $Q_{\text{н}}$ должен развивать насос 3, когда выходной вал поворотного гидродвигателя, преодолевая внешний крутящий момент сопротивления $M = 4,8$ кН·м, вращается с угловой скоростью $\omega_{\text{угл}} = 5$ рад/с, падение давления масла в гидролиниях напорной $\Delta p_{\text{н}} = 0,2$ МПа, сливной $\Delta p_{\text{сл}} = 0,5$ МПа, утечка масла в гидроаппаратуре $Q_{\text{ут}} = 0,3$ л/мин. Механический к. п. д. пластинчатого поворотного гидродвигателя $\eta_{\text{м}} = 0,8$ и объемный $\eta_{\text{об}} = 0,967$.

Решение. Согласно решению задачи № 128 с такими же исходными данными, как и в этой задаче, пластинчатый поворотный гидродвигатель работает при перепаде давления масла в рабочей и сливной полостях $p = 5$ МПа и с расходом масла рабочей полостью $Q = 3,1$ л/с = 186 л/мин.

Давление, развиваемое насосом,

$$p_{\text{н}} = p + \Delta p_{\text{н}} + \Delta p_{\text{сл}} = 5 + 0,2 + 0,5 = 5,7 \text{ МПа.}$$

С учетом утечки масла в гидроаппаратуре подача насоса

$$Q_{\text{н}} = Q + Q_{\text{ут}} = 186 + 0,3 = 186,3 \text{ л/мин.}$$

242. В объемном гидроприводе (рис. 90) применяется пластинчатый поворотный гидродвигатель I двукратного действия с пластиной прямоугольной формы шириной $B = 200$ мм и диаметрами рабочей камеры наружным $D = 400$ мм и внутренним $d = 200$ мм. Насос 3 развивает давление $p_{\text{н}} = 5,5$ МПа и подачу $Q_{\text{н}} = 90$ л/мин.

Определить полезный крутящий момент M и угловую скорость $\omega_{\text{угл}}$, развиваемые выходным валом поворотного гидродвигателя. Утечкой масла в гидроаппаратуре пренебречь. Принять суммарное падение давления масла в напорной и сливной гидролиниях в размере 10% от давления, развиваемого насосом, и к. п. д. пластинчатого поворотного гидродвигателя механический $\eta_{\text{м}} = 0,8$ и объемный $\eta_{\text{об}} = 0,96$.

243. В объемном гидроприводе (рис. 90) применяется пластинчатый поворотный гидродвигатель 1 двукратного действия с пластинами прямоугольной формы шириной $B = 100$ мм и диаметрами рабочей камеры наружным $D = 160$ мм и внутренним $d = 80$ мм. К выходному валу поворотного гидродвигателя приложен внешний крутящий момент сопротивления $M = 2$ кН·м.

Определить при потребляемой насосом 3 мощности $N_H = 8$ кВт угловую скорость вращения выходного вала поворотного гидродвигателя:

а) без учета утечки и падения (потери) давления масла в гидролиниях объемного гидроприводе;

б) с учетом утечки масла в гидроаппаратуре $Q_{ут} = 300$ см³/мин и падения (потери) давления масла в гидролиниях напорной до 0,1 МПа и сливной до 0,5 МПа. Для поворотного гидродвигателя механический к. п. д. $\eta_m = 0,9$ и объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,96$, а для насоса общий к. п. д. $\eta_H = 0,8$.

244. В объемном гидроприводе (рис. 90) используется пластинчатый поворотный гидродвигатель однократного действия 1 с пластиной прямоугольной формы шириной $B = 120$ мм и радиусами рабочей камеры наружным $R = 80$ мм и внутренним $r = 20$ мм. С помощью привода от двигателя внутреннего сгорания скорость вращения приводного вала насоса 3 можно изменять от 500 до 4000. При скорости вращения приводного вала насоса $n = 1200$ об/мин подача насоса $Q_H = 15$ л/мин.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, определить пределы регулирования угловой скорости поворота выходного вала гидродвигателя 1. Объемный к. п. д. гидродвигателя $\eta_{об} = 0,96$.

245. В объемном гидроприводе (рис. 90) применяется пластинчатый поворотный гидродвигатель 1 однократного действия с пластиной прямоугольной формы шириной $B = 100$ мм и радиусами рабочей камеры наружным $R = 200$ мм и внутренним $r = 100$ мм. Насос 3 соединен с гидрораспределителем 2 трубой диаметром 15 мм и длиной 3 м, которая имеет два резких изгиба. С каждой полостью поворотного гидродвигателя гидрораспределитель 2 соединен трубой диаметром 20 мм и длиной 1 м, которая имеет четыре плавных поворота. Слив масла от гидрораспределителя 2 в бак производится по трубе диаметром 25 мм и длиной 2,5 м, которая имеет один резкий изгиб и два плавных поворота. Гидродвигатель 1 превышает над свободной поверхностью масла в сливном баке на 2 м. Давление на свободной поверхности масла в сливном баке атмосферное.

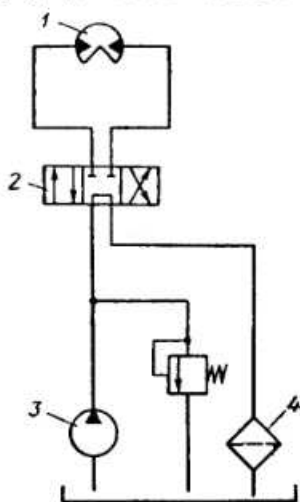


Рис. 90

Коэффициент кинематической вязкости масла $\nu = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$, а его плотность $\rho = 890 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, определить:

а) мощность, потребляемую объемным гидроприводом, и его общий к. п. д., когда выходной вал поворотного гидродвигателя преодолевает внешний момент сопротивления $M = 5 \text{ кН} \cdot \text{м}$ и вращается с угловой скоростью $\omega_{\text{угл}} = 0,96 \text{ рад}/\text{с}$;

б) максимальный момент, развиваемый выходным валом поворотного гидродвигателя при угловой скорости $\omega_{\text{угл}} = 0,96 \text{ рад}/\text{с}$, когда насос потребляет максимальную мощность $N_{\text{н}} = 10 \text{ кВт}$.

Принять для поворотного гидродвигателя механический к. п. д. $\eta_{\text{м}} = 0,85$ и объемный к. п. д. $\eta_{\text{об}} = 0,96$, а для насоса общий к. п. д. $\eta_{\text{н}} = 0,8$. Коэффициенты местных сопротивлений принять по прил. 2, кроме гидрофильтра 4, для которого $\zeta = 16$.

246. В объемном гидроприводе (рис. 90) пластинчатый поворотный гидродвигатель 1 работает с постоянным перепадом давления масла $\Delta p = 5 \text{ МПа}$. Шестеренный насос 3 развивает при давлении $p_{\text{н}} = 5 \text{ МПа}$ подачу $Q_{\text{н}} = 2,1 \text{ л}/\text{с}$. Кроме всасывающей, диаметры труб всех гидролиний $d = 20 \text{ мм}$. Общая длина труб напорной и сливной гидролиний $l = 5,3 \text{ м}$. На напорной и сливной гидролиниях, кроме местных гидравлических сопротивлений (включая шесть резких изгибов труб), располагаются два сверленных угольника и четыре плавных поворота труб. Насос 3 нагнетает минеральное масло вязкостью $\nu = 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ и плотностью $\rho = 900 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре и возможным изменением коэффициентов местных сопротивлений при увеличении числа Рейнольдса, определить давление $p_{\text{А}}$ и подачу $Q_{\text{А}}$, развиваемые насосом 3 с учетом его рабочей характеристики $p_{\text{н}} = \psi(Q_{\text{н}})$ и характеристики гидролинии напорной и сливной гидролиний объемного гидропривода $p = f(Q)$.

Рабочую характеристику насоса построить самостоятельно, исходя из объемного к. п. д. насоса $\eta_{\text{об}} = 0,9$. Значения коэффициентов местных сопротивлений принять по прил. 2; кроме гидрофильтра 4, для которого $\zeta = 15$.

247. В объемном гидроприводе (рис. 90) применяется пластинчатый поворотный гидродвигатель 1 однократного действия с пластиной прямоугольной формы шириной $B = 80 \text{ мм}$ и радиусами рабочей камеры наружным $R = 200 \text{ мм}$ и внутренним $r = 100 \text{ мм}$. Выходной вал гидродвигателя 1 преодолевает постоянный внешний крутящий момент сопротивления $M = 4,8 \text{ кН} \cdot \text{м}$. Шестеренный насос 3 развивает при давлении $p_{\text{н}} = 2,5 \text{ МПа}$ подачу $Q_{\text{н}} = 133 \text{ л}/\text{мин}$. Насос нагнетает минеральное масло вязкостью $\nu = 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ и плотностью $\rho = 900 \text{ кг}/\text{м}^3$. Труба напорной гидролинии диаметром 20 мм и длиной 2,7 м имеет два резких изгиба и три плавных поворота. Труба сливной гидролинии диаметром 20 мм и длиной 2,6 м имеет четыре резких изгиба и один плавный поворот.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре и возможным изменением коэффициентов местных сопротивлений при увеличении числа Рейнольдса, с учетом рабочей характеристики насоса $p_{\text{н}} = \psi(Q_{\text{н}})$ и характеристики гидросистемы напорной и сливной

гидролиний объемного гидропривода $p=f(Q)$ определить давление p_A , развиваемое насосом 3, и угловую скорость вращения $\omega_{угл}$ выходного вала поворотного гидродвигателя 1. Значение коэффициентов местных сопротивлений принять по прил. 2, кроме маслофильтра 4, для которого $\zeta = 19$. Рабочую характеристику насоса построить самостоятельно, считая объемный к. п. д. насоса $\eta = 0,9$. Для поворотного гидродвигателя механический к. п. д. $\eta_m = 0,8$ и объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,96$.

248. По данным предыдущей задачи № 247 определить мощность, потребляемую насосом 3, и общий к. п. д. гидропривода. Общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,8$.

249. В объемном гидроприводе (рис. 91) применяется пластинчатый поворотный гидродвигатель 1 однократного действия с диаметрами рабочей камеры: наружным $D = 100$ мм, внутренним $d = 60$ мм и шириной пластины $B = 200$ мм. Насос 3 развивает давление $p_n = 5$ МПа и постоянную подачу $Q_n = 32$ л/мин.

Определить потерю мощности из-за слива масла через гидроклапан 4 при вращении выходного вала поворотного гидродвигателя 1 с угловой скоростью $\omega_{угл} = 2,2$ рад/с. Утечкой масла в гидрораспределителе 2 пренебречь. Объемный к. п. д. поворотного гидродвигателя $\eta_{об} = 0,96$.

250. В объемном гидроприводе (рис. 91) применяется пластинчатый поворотный гидродвигатель 1 однократного действия с диаметрами рабочей камеры: наружным $D = 160$ мм, внутренним $d = 80$ мм и шириной пластины $B = 200$ мм. Насос 3 развивает постоянную подачу $Q_n = 12$ л/мин.

Определить угловую скорость $\omega_{угл}$, развиваемую выходным валом поворотного гидродвигателя 1, и расход масла $Q_{кл}$ через гидроклапан 4, когда расход масла через гидродроссель 5 составляет 8 л/мин. Утечкой масла в поворотном гидродвигателе 1 и гидрораспределителе 2 пренебречь.

251. Выходной вал пластинчатого поворотного гидродвигателя 1 однократного действия (рис. 91) при рабочем давлении $p = 10$ МПа развивает полезный крутящий момент $M = 500$ Н·м.

Пренебрегая потерей энергии в напорной гидролинии, определить при открытом состоянии гидроклапана 4, на какую подачу необходимо рассчитать насос 3, чтобы выходной вал поворотного гидродвигателя 1 мог развить угловую скорость вращения $\omega_{угл} = 3,76$ рад/с. Общий к. п. д. поворотного гидродвигателя $\eta_{общ} = 0,94$.

252. В объемном гидроприводе (рис. 91) применяется пластинчатый поворотный гидродвигатель 1 двукратного действия. Насос 3 развивает давление $p_n = 5$ МПа и постоянную подачу $Q_n = 32$ л/мин.

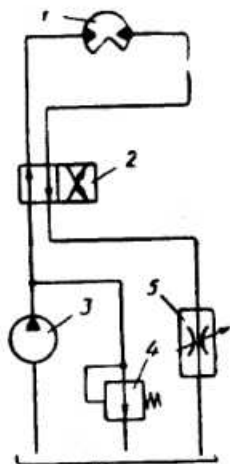


Рис. 91

Пренебрегая утечкой масла в поворотном гидродвигателе 1 и гидрораспределителе 2, определить расход масла через гидродроссель 5, когда потеря мощности из-за слива масла через гидроклапан 4 составляет 0,5 кВт.

253. В объемном гидроприводе (рис. 91) используется пластинчатый поворотный гидродвигатель 1 двукратного действия с пластинами квадратной формы с диаметрами рабочей камеры наружным $D = 200$ мм и внутренним $d = 100$ мм. Насос 3 развивает давление $p_n = 5$ МПа и постоянную подачу $Q_n = 32$ л/мин. Падение давления масла в гидролиниях напорной $\Delta p_n = 0,1$ МПа и сливной $\Delta p_{сл} = 0,5$ МПа. Утечка масла в гидрораспределителе 2 достигает $Q_{ут} = 300$ см³/мин.

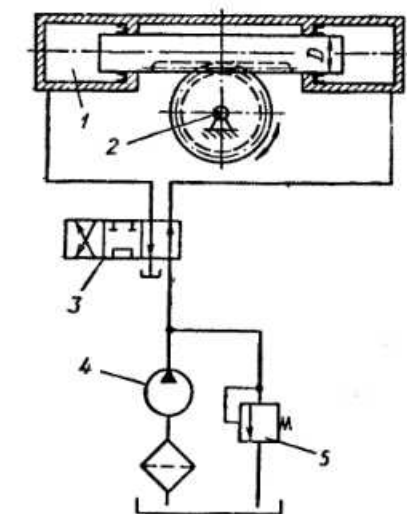


Рис. 92

Определить полезную мощность N , развиваемую выходным валом поворотного гидродвигателя, при угловой скорости вращения $\omega_{угл} = 0,8$ рад/с, а также потерю мощности ΔN из-за слива масла через гидроклапан 4 и общий к. п. д. объемного гидропривода $\eta_{общ}$. Принять для поворотного гидродвигателя механический к. п. д. $\eta_m = 0,9$ и объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,98$, общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,8$.

254. В объемном гидроприводе (рис. 92) используется поршневой поворотный гидродвигатель, сдвоенный гидроцилиндр 1 которого имеет общий плунжер диаметром $D = 100$ мм. Плунжер в гидроцилиндре уплотняется посадкой. Модуль зубчатого реечного зацепления $m = 8$ мм, число зубьев реечного колеса $z = 20$. Насос 4 развивает давление $p_n = 6$ МПа и постоянную подачу $Q_n = 8$ л/мин. Падение давления масла в гидролиниях напорной $\Delta p_n = 50$ кПа и сливной $\Delta p_{сл} = 12$ кПа. Общие утечки масла в системе объемного гидропривода составляют 2 % от подачи насоса 4.

Определить, какие полезный крутящий момент M и угловую скорость $\omega_{угл}$ развивает выходной вал 2 поворотного гидродвигателя. Механические к. п. д. для сдвоенного гидроцилиндра 1 $\eta_m = 0,96$ и для реечной передачи $\eta_p = 0,98$.

255. Общий плунжер диаметром $D = 160$ мм в сдвоенном гидроцилиндре 1 (рис. 92) уплотняется посадкой. Модуль реечного колеса $m = 10$ мм, число зубьев на нем $z = 20$. Какую подачу развивает насос 4 при вращении выходного вала 2 поворотного гидродвигателя с угловой скоростью $\omega_{угл} = 2$ рад/с, если утечка масла в гидрораспределителе 3 достигает 200 см³/мин. Объемный к. п. д. гидроцилиндра $\eta_{об} = 0,98$.

256. В объемном гидроприводе (рис. 92) используется поршневой поворотный гидродвигатель с диаметром плунжера сдвоенного гидроцилиндра $D = 100$ мм, с модулем зубчатого зацепления $m = 10$ мм и числом зубьев реечного колеса $z = 20$. Падение (потери) давления масла в напорной гидролинии $\Delta p_n = 50$ кПа и в сливной гидролинии $\Delta p_{сл} = 40$ кПа.

Определить давление, которое развивает насос 4 в момент, когда выходной вал 2 поршневого поворотного гидродвигателя преодолевает внешний крутящий момент сопротивления $M = 4$ кН·м. Общий механический к. п. д. поршневого поворотного гидродвигателя $\eta_m = 0,93$.

257. В объемном гидроприводе (рис. 92) насос 4 развивает постоянную подачу $Q_n = 120$ л/мин. Плунжер диаметром $D = 100$ мм в сдвоенном гидроцилиндре 1 уплотняется посадкой. Модуль зубчатого реечного зацепления $m = 10$ мм, число зубьев реечного колеса $z = 20$ мм. Максимальный угол поворота реечного колеса $\alpha = 90^\circ$.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре и временем реверсирования плунжера сдвоенного гидроцилиндра, определить минутное число двойных ходов возвратно-поворотных движений реечного колеса. Объемный к. п. д. сдвоенного гидроцилиндра $\eta_{об} = 0,99$.

258. В объемном гидроприводе (рис. 92) выходной вал 2 поршневого поворотного гидродвигателя развивает полезный крутящий момент $M = 1500$ Н·м и угловую скорость вращения $\omega_{угл} = 1,5$ рад/с. Уплотнение общего плунжера диаметром $D = 100$ мм в сдвоенном гидроцилиндре 1 манжетное. Модуль зубчатого реечного зацепления $m = 4$ мм, число зубьев реечного колеса $z = 25$.

Определить потребляемую насосом 4 мощность, если падение давления в гидролиниях напорной $\Delta p_n = 0,5$ МПа и сливной $\Delta p_{сл} = 0,4$ МПа, а утечка масла в гидроаппаратуре $Q_{ут} = 0,12$ л/мин. Механический к. п. д. гидроцилиндра 1 $\eta_m = 0,96$, к. п. д. реечной передачи $\eta_p = 0,98$ и общий к. п. д. насоса 4 $\eta_n = 0,84$.

259. В объемном гидроприводе (рис. 92) насос 4 развивает давление $p_n = 10$ МПа и постоянную подачу $Q_n = 32$ л/мин, а регулирование угловой скорости вращения выходного вала 2 поршневого поворотного гидродвигателя осуществляется дросселированием расхода масла при помощи гидрораспределителя 3. Уплотнение общего плунжера диаметром $D = 60$ мм в сдвоенном гидроцилиндре 1 манжетное. Модуль зубчатого реечного зацепления $m = 4$ мм, число зубьев реечного колеса $z = 20$.

Определить потерю мощности из-за слива масла через гидроклапан 5, если выходной вал 2 поворотного гидродвигателя вращается с угловой скоростью $\omega_{угл} = 3,18$ рад/с, а утечка масла в гидрораспределителе 3 достигает 0,2 л/мин.

260. В объемном гидроприводе с поршневым поворотным гидродвигателем (рис. 92) насос 4 развивает давление $p_n = 10$ МПа и подачу $Q_n = 12,5$ л/мин. Уплотнение общего плунжера в сдвоенном гидроцилиндре 1 манжетное. Определить, с каким общим к. п. д. работает объемный гидропривод, если падение давления

масла в гидродлиниях напорной $\Delta p_n = 0,2$ МПа и сливной $\Delta p_{сл} = 0,1$ МПа, а утечка масла в гидроаппаратуре достигает 0,3 л/мин. Механический к. п. д. гидроцилиндра 1 $\eta_m = 0,96$, к. п. д. реечной передачи $\eta_p = 0,98$ и общий к. п. д. насоса 4 $\eta_n = 0,8$.

261. В объемном гидроприводе с поршневым поворотным гидродвигателем (рис. 93) насос 3 развивает давление 5,4 МПа и постоянную подачу $Q_n = 12,2$ л/мин. В поворотном гидродвигателе реечное колесо 6 получает возвратно-поворотное движение при осевом перемещении рейки, нарезанной на конце удлиненного штока 8 гидроцилиндра 5. Уплотнение поршня диаметром $D = 100$ мм и штока диаметром $d = 60$ мм в гидроцилиндре 5 манжетное. Модуль зубчатого реечного зацепления $m = 4$ мм, число зубьев реечного колеса $z = 25$.

Определить полезные крутящие моменты M_1 и M_2 , а также угловые скорости вращения $\omega_{угл1}$ и $\omega_{угл2}$, развиваемые выходным валом 7 поворотного гидродвигателя соответственно при движении поршня гидроцилиндра 5 вправо и влево, если падение давления как в напорной, так и в сливной гидродлиниях составляет 0,2 МПа, а утечка

масла в гидрораспределителе 4 достигает 200 см³/мин. Механический к. п. д. гидроцилиндра 4 $\eta_m = 0,96$ и к. п. д. реечной передачи $\eta_p = 0,98$.

262. На рис. 93 показана принципиальная схема объемного гидропривода с поршневым поворотным гидродвигателем, в котором реечное колесо 6 получает возвратно-поворотное движение при осевом перемещении рейки, нарезанной на конце удлиненного штока 8 гидроцилиндра 5. Уплотнение поршня диаметром $D = 200$ мм и штока диаметром $d = 100$ мм в гидроцилиндре 5 манжетное. Модуль зубчатого реечного зацепления $m = 8$ мм, число зубьев реечного колеса $z = 25$. При любом направлении вращения реечного колеса 6 выходной вал 7 поворотного гидродвигателя преодолевает постоянный внешний крутящий момент сопротивления $M = 20$ кН·м и поворачивается с угловой скоростью $\omega_{угл} = 2$ рад/с.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, определить потребляемую насосом 3 мощность N_n и общий к. п. д. с которым работает объемный гидропривод при движении штока 1: а) вправо; б) влево. Падение (потеря) давления масла в гидродлиниях напорной $\Delta p = 0,3$ МПа и сливной $\Delta p_{сл} = 0,2$ МПа. Механический к. п. д. гидроцилиндра 5 $\eta_m = 0,98$, к. п. д. реечной передачи $\eta_p = 0,96$ и общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,8$.

263. В объемном гидроприводе с поршневым поворотным гидродвигателем (рис. 93) приводной вал насоса 3 получает напрямую

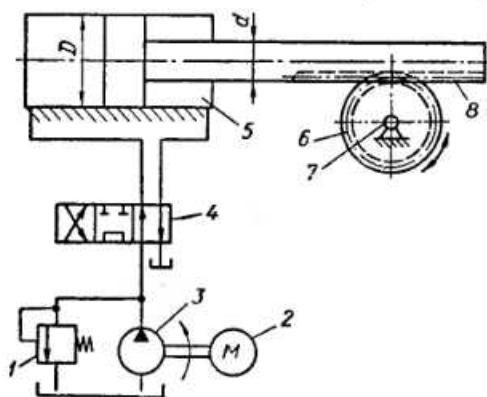


Рис. 93

Рис. 93

Рис. 93

Рис. 93

Рис. 93

вращение от односкоростного асинхронного электродвигателя 2. Этот электродвигатель допускает потребление электроэнергии максимальной мощности $N_{эл} = 5$ кВт. В поршневом поворотном гидродвигателе реечное колесо 6 получает возвратно-поворотное движение при осевом перемещении зубчатой рейки, нарезанной на конце удлиненного штока 8 гидроцилиндра 5. Уплотнение поршня диаметром $D = 160$ мм и штока диаметром $d = 80$ мм в гидроцилиндре 5 манжетное. Модуль зубчатого реечного зацепления $m = 8$ мм, число зубьев реечного колеса $z = 25$. Пренебречь утечкой масла в гидроаппаратуре. Принять развиваемую насосом 3 номинальную подачу $Q_n = 32$ л/мин постоянной и падение давления масла в гидролиниях напорной $\Delta p_n = 0,3$ МПа и сливной $\Delta p_{сл} = 0,2$ МПа. Определить, какой максимальный внешний крутящий момент сопротивления сможет преодолеть выходной вал 7 поворотного гидродвигателя при движении его штока 8: а) вправо; б) влево. Механический к. п. д. гидроцилиндра 5 $\eta_m = 0,95$, к. п. д. реечной передачи $\eta_p = 0,98$, общий к. п. д. насоса 3 $\eta_n = 0,85$ и общий к. п. д. электродвигателя 2 $\eta_{эл} = 0,86$.

264. В объемном гидроприводе (рис. 93) гидроцилиндр 5 через зубчатую рейку, нарезанную на конце удлиненного штока 8, сообщает реечному колесу 6 возвратно-поворотное движение на угол 180° с частотой 10 двойных ходов в минуту. Уплотнение поршня диаметром $D = 160$ мм и штока диаметром $d = 80$ мм в гидроцилиндре 5 манжетное. Насос 3 развивает постоянную подачу.

Пренебрегая утечками масла в гидроаппаратуре и временем реверсирования направления движения поршня гидроцилиндра 5, определить угловую скорость поворота реечного колеса 6 при движении штока 8: а) вправо; б) влево.

265. В объемном гидроприводе (рис. 93) гидроцилиндр 5 через зубчатую рейку, нарезанную на конце удлиненного штока 8, сообщает реечному колесу 6 возвратно-поворотное движение. Насос 3 развивает постоянную подачу, которая обеспечивает при вращении реечного колеса по часовой стрелке угловую скорость $\omega_{угл} = 1$ рад/с. Уплотнение поршня диаметром $D = 160$ мм и штока диаметром $d = 80$ мм в гидроцилиндре 5 манжетное.

Определить угловую скорость вращения реечного колеса против часовой стрелки.

266. В объемном гидроприводе (рис. 93) при штоке с нарезанной на нем рейкой 8 влево реечному колесу 6 сообщается угловая скорость поворота $\omega_{угл} = 0,318$ рад/с. При этом из-за дросселирования расхода масла гидрораспределителем 4 через гидроклапан 1 ежеминутно сливается масло с расходом $Q_{кл} = 4$ л/мин. Уплотнение поршня диаметром $D = 200$ мм и штока диаметром $d = 100$ мм в гидроцилиндре 5 манжетное. Модуль зубчатого реечного зацепления $m = 8$ мм, число зубьев реечного колеса $z = 20$.

Определить, с каким общим к. п. д. работает объемный гидропривод при движении поршня гидроцилиндра 5 влево, если насос 3 развивает давление $p_n = 5$ МПа, а падение давления масла в

гидролинных напорной $\Delta p_n = 0,5$ МПа и сливной $\Delta p_{сл} = 0,1$ МПа. Механический к. п. д. гидроцилиндра $\eta_m = 0,97$, к. п. д. реечной передачи $\eta_p = 0,96$ и общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,85$.

Глава IV

МНОГОДВИГАТЕЛЬНЫЙ ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД

13. Объемный гидропривод с параллельным соединением гидродвигателей

В многодвигательном объемном гидроприводе от одного или группы параллельно работающих насосов рабочая жидкость (масло) одновременно направляется к нескольким или всем гидродвигателям данной общей системы гидропривода.

Решение задач на многодвигательный объемный гидропривод базируется на основных положениях и формулах предыдущих двух глав. Следует помнить, что суммарный расход масла всеми работающими гидродвигателями данной общей системы объемного гидропривода с учетом утечек масла в гидроаппаратуре равен подаче, развиваемой насосом (или суммарной подаче, развиваемой группой параллельно работающих насосов).

Давление масла в рабочей полости гидродвигателя определяется по формуле (66). Мощность, потребляемая насосом или группой параллельно работающих насосов, определяется по формуле (37) или (38).

Для заданного режима работы отдельных гидродвигателей общий к. п. д. $\eta_{общ}$ многодвигательного объемного гидропривода определяется по следующей формуле

$$\eta_{общ} = \frac{\Sigma Fv + \Sigma M\omega_{угл}}{\Sigma N_n}, \quad (71)$$

где F , v — усилие и скорость, развиваемые штоком или плунжером гидроцилиндра; M , $\omega_{угл}$ — полезный крутящий момент и угловая скорость вращения, развиваемые выходным валом гидромотора или поворотного гидродвигателя; N_n — мощность, потребляемая насосом и определяемая по формуле (37).

Маневровый объем гидроаккумулятора многодвигательного объемного гидропривода

$$W_m = W - Q_{cp}t = W \left(1 - \frac{t}{T}\right), \quad (72)$$

где W — суммарный объем масла, потребляемый всеми гидродвигателями за время T выполнения одного цикла работы общей системой многодвигательного объемного гидропривода; $Q_{cp} = \frac{W}{T}$ — средний расход масла за время T выполнения одного цикла работы общей системы многодвигательного объемного гидропривода; t — время потребления масла гидродвигателями за время T выполнения одного цикла работы общей системы многодвигательного объемного гидропривода.

Для многодвигательного объемного гидропривода с гидроаккумулятором подача насоса определяется по формуле (69).

267. В объемном гидроприводе (рис. 94) поршень гидроцилиндра 1 диаметром $D_1 = 100$ мм движется вправо со скоростью $v_1 = 4$ м/мин.

Определить, с какой скоростью v_2 перемещается вправо поршень гидроцилиндра 2 диаметром $D_2 = 80$ мм, если насос 4 развивает постоянную подачу $Q_n = 50$ л/мин, а утечка масла в гидроаппаратуре $Q_{ут} = 200$ см³/мин. Объемный к. п. д. гидроцилиндров $\eta_{об} = 1$.

Решение. Сначала определим расход масла Q_1 гидроцилиндром 1:

$$Q_1 = v_1 \frac{\pi D_1^2}{4\eta_{об}} = 40 \frac{3,14 \cdot 1^2}{4 \cdot 1} = 31,4 \text{ л/мин,}$$

что позволяет определить расход масла гидроцилиндром 2:

$$Q_2 = Q_n - Q_1 - Q_{ут} = 50 - 31,4 - 0,2 = 18,4 \text{ л/мин.}$$

По вычисленному расходу масла Q_2 гидроцилиндром 2 определяем скорость перемещения его поршня:

$$v_2 = \frac{4Q_2 \tau_{\text{об}}}{\pi D_2^2} = \frac{4 \cdot 18,4 \cdot 1}{3,14 \cdot 0,8^2} = 36,6 \text{ дм/мин} = 3,66 \text{ м/мин.}$$

268. В объемном гидроприводе (рис. 94) поршень гидроцилиндра 1 диаметром $D_1 = 100$ мм движется вправо со скоростью $v_1 = 2$ м/мин, а поршень гидроцилиндра 2 диаметром $D_2 = 80$ мм движется вправо со скоростью $v_2 = 5$ м/мин. Уплотнение поршня в каждом гидроцилиндре манжетное. Утечка масла в гидроаппаратуре составляет 180 л/мин.

Определить подачу, развиваемую насосом 4.

269. В объемном гидроприводе (рис. 94) насос 4 развивает постоянную подачу $Q_n = 50$ л/мин. Уплотнение поршней и штоков в гидроцилиндрах 1 и 2 манжетное. Расчетные диаметры этих гидроцилиндров: $D_1 = 100$ мм, $D_2 = 160$ мм, $d_1 = 60$ мм и $d_2 = 80$ мм. При одновременном движении влево поршень гидроцилиндра 1 развивает скорость v_1 , а поршень гидроцилиндра 2 — скорость v_2 .

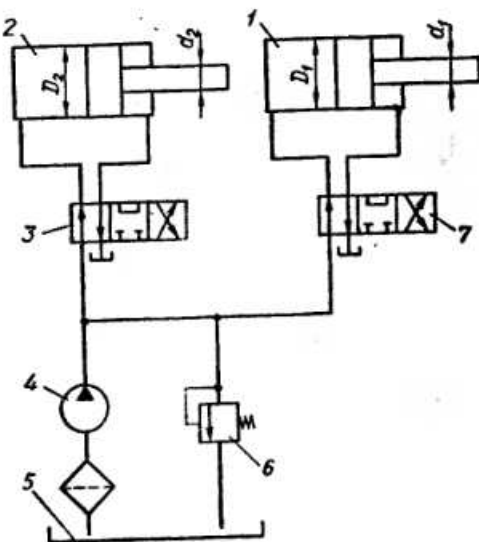


Рис. 94

Пренебрегая утечкой

масла в гидроаппаратуре, вычислить скорости движения v_1 и v_2 поршней, если: а) $v_1 = v_2$; б) $v_1 = 2v_2$.

270. В объемном гидроприводе (рис. 94) используются гидроцилиндр 1 с односторонним штоком диаметром $d_1 = 80$ мм и длиной хода поршня $l_1 = 600$ мм и гидроцилиндр 2 также с односторонним штоком диаметром $d_2 = 60$ мм и длиной хода поршня $l_2 = 400$ мм.

Определить максимальную высоту колебания масла в сливном баке 5, который выполнен в виде вертикального цилиндра с внутренним диаметром 400 мм.

271. Когда во время работы объемного гидропривода (рис. 94) насос 4 создает давление $p_n = 5$ МПа, шток гидроцилиндра 1 развивает толкающее усилие $F_1 = 37$ кН и перемещается со скоростью $v_1 = 2$ м/мин, а шток гидроцилиндра 2 развивает тянущее усилие $F_2 = 24$ кН и перемещается со скоростью $v_2 = 2,5$ м/мин. При этом утечка масла в гидроаппаратуре составляет $Q_{\text{ут}} = 60$ см³/мин.

Расчетные диаметры гидроцилиндров 1 и 2 $D_1 = D_2 = 100$ мм и $d_2 = 60$ мм. Уплотнение поршня и штока в каждом указанном гидроцилиндре — манжетное. Общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,8$.

Определить, какую мощность N_n потребляет насос 4 и с каким общим к. п. д. $\eta_{\text{общ}}$ работает объемный гидропривод.

Решение. Для определения потребляемой насосом 4 мощности по формуле (37) необходимо сначала определить его подачу Q_n . Поскольку расход масла гидроцилиндром 1

$$Q_1 = v_1 \frac{\pi D_1^2}{4\eta_{\text{об}}},$$

а гидроцилиндром 2

$$Q_2 = v_2 \frac{\pi (D_2^2 - d_2^2)}{4\eta_{\text{об}}},$$

то с учетом утечки масла в гидроаппаратуре подача насоса 4:

$$\begin{aligned} Q_n &= Q_1 + Q_2 + Q_{\text{ут}} = v_1 \frac{\pi D_1^2}{4\eta_{\text{об}}} + v_2 \frac{\pi (D_2^2 - d_2^2)}{4\eta_{\text{об}}} + Q_{\text{ут}} = \\ &= 20 \frac{3,14 \cdot 1^2}{4 \cdot 1} + 25 \frac{3,14 (1^2 - 0,6^2)}{4 \cdot 1} + 0,06 = 28,3 \text{ л/мин.} \end{aligned}$$

По формуле (37) вычисляем мощность, потребляемую насосом 4:

$$N_n = \frac{p_n Q_n}{\eta_n} = \frac{5 \cdot 10^6 \cdot 28,3 \cdot 10^{-3}}{0,8 \cdot 60} = 2,948 \text{ кВт.}$$

По формуле (71) определяем общий к. п. д. гидропривода:

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{F_1 v_1 + F_2 v_2}{N_n} = \frac{37\,000 \cdot 2 + 24\,000 \cdot 2,5}{2948 \cdot 60} = 0,757.$$

272. Когда в объемном гидроприводе насос 4 (рис. 94) создает давление $p_n = 10,5$ МПа, в левой рабочей полости каждого гидроцилиндра 1 и 2 давление масла достигает 10 МПа. При этом поршень гидроцилиндра 1 диаметром $D_1 = 80$ мм развивает скорость 2 м/мин, а поршень гидроцилиндра 2 диаметром $D_2 = 100$ мм развивает скорость 1,5 м/мин. Уплотнение в гидроцилиндрах 1 и 2 поршня манжетное.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, определить мощность, потребляемую насосом 4, и общий к. п. д. гидропривода.

Принять общий к. п. д. для каждого гидроцилиндра равным 0,94 и общий к. п. д. насоса равным 0,8.

273. При положении гидрораспределителей 3 и 7 (рис. 94) поршень гидроцилиндра 1 перемещается со скоростью 4 м/мин, а поршень гидроцилиндра 2 перемещается со скоростью 3 м/мин. Насос 4 создает давление $p_n = 16$ МПа. Падение давления масла в напорных гидролиниях гидроцилиндров 1 и 2 достигает соответственно 0,2 МПа и 0,1 МПа, а утечка масла в гидроаппаратуре составляет 200 см³/мин.

Расчетные диаметры гидроцилиндров 1 и 2: $D_1 = 80$ мм, $D_2 = 100$ мм, $d_1 = d_2 = 40$ мм. Поршень и шток в каждом гидроцилиндре уплотняются резиновыми кольцами круглого сечения.

Определить, с каким общим к. п. д. работает объемный гидропривод.

Принять падение (потерю) давления масла в сливной гидролинии каждого гидроцилиндра равным 50 кПа, механический к. п. д. каждого гидроцилиндра $\eta_m = 0,97$ и общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,86$.

274. Во время одновременного движения поршня гидроцилиндра 1 (рис. 94) вправо со скоростью $v_1 = 2$ м/мин и поршня гидроцилиндра 2 влево со скоростью $v_2 = 3$ м/мин насос 4 создает давление $p_n = 10$ МПа. Расчетные диаметры гидроцилиндров $D_1 = 100$ мм, $D_2 = 160$ мм и $d_2 = 80$ мм. Общий к. п. д. каждого гидроцилиндра $\eta = 0,95$ и падение давления масла в напорных гидролиниях в размере 2% от давления, развиваемого насосом 4. Уплотнение поршня и штока в гидроцилиндрах 1 и 2 манжетное.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, определить суммарную полезную мощность, развиваемую гидроцилиндрами 1 и 2.

275. В объемном гидроприводе (рис. 95) насос 4 создает постоянную подачу $Q_n = 32$ л/мин. Гидроцилиндр 1 диаметром $D_1 = 160$ мм имеет односторонний шток диаметром $d_1 = 100$ мм.

При положении гидрораспределителей 3 и 6 (рис. 95) определить расход масла Q_2 гидроцилиндром 2, если скорость движения вправо поршня гидроцилиндра 1 определяется настройкой гидродросселя 7 на расход масла $Q_{др} = 7,8$ л/мин. Утечкой масла в гидроцилиндрах и гидроаппаратуре пренебречь.

Решение. Поскольку все масло, нагнетаемое насосом 4, поступает без потерь в правые полости гидроцилиндров 1 и 2, то

$$Q_n = Q_1 + Q_2,$$

где Q_1 — расход масла правой полостью гидроцилиндра 1; Q_2 — расход масла правой полостью гидроцилиндра 2.

Расход масла Q_1 гидроцилиндром 1 можно вычислить по формуле (43), определив скорость v_1 движения поршня вправо по расходу масла через гидродроссель 7:

$$\begin{aligned} Q_1 &= v_1 \frac{\pi D_1^2}{4\eta_{об}} = \frac{4Q_{др}}{\pi(D_1^2 - d_1^2)} \frac{\pi D_1^2}{4\eta_{об}} = \\ &= \frac{Q_{др} D_1^2}{(D_1^2 - d_1^2) \eta_{об}} = \frac{7,8 \cdot 1,6^2}{(1,6^2 - 1^2) 1} = 12,8 \text{ л/мин.} \end{aligned}$$

Расход масла гидроцилиндром 2

$$Q_2 = Q_n - Q_1 = 32 - 12,8 = 19,2 \text{ л/мин.}$$

276. В объемном гидроприводе (рис. 95) насос 4 создает постоянную подачу $Q_n = 12$ л/мин. Скорость движения вправо поршня гидроцилиндра 1 определяется настройкой гидродросселя 6 на расход масла $Q_{др} = 4$ л/мин. Расчетные диаметры гидроцилиндров 1 и 2: $D_1 = 80$ мм, $d_1 = 40$ мм и $D_2 = 100$ мм, $d_2 = 50$ мм.

Для положения гидрораспределителей 3 и 6 (рис. 95) определить скорость движения поршня гидроцилиндра 2 и расход масла при сливе из его нерабочей полости. Утечкой масла в гидроцилиндрах и гидроаппаратуре пренебречь.

277. В объемном гидроприводе (рис. 95) насос 4 создает постоянную подачу $Q_n = 32$ л/мин. В гидроцилиндрах 1 и 2 поршни

диаметром $d_1=80$ мм и $D_2=100$ мм и односторонние штоки диаметром $d_1=d_2=40$ мм уплотняются резиновыми кольцами круглого сечения.

При движении вправо поршня гидроцилиндра 1 со скоростью v_1 определить, на какой расход масла следует настроить гидродроссель 7, чтобы поршень гидроцилиндра 2 перемещался: а) вправо со скоростью $v = v_1$; б) вправо со скоростью $v = 2$ м/мин; в) влево со скоростью $v = v_1$; г) влево со скоростью $v = 3$ м/мин. Утечкой масла в гидроаппаратуре пренебречь.

278. В объемном гидроприводе (рис. 95) скорость движения вправо поршня гидроцилиндра 1 определяется настройкой гидродросселя 7 на расход масла $Q_{др}=2$ л/мин. В гидроцилиндрах 1 и 2 поршни диаметром $D_1=D_2=100$ мм и односторонние штоки диаметром $d_1=60$ мм и $d_2=40$ мм уплотняются резиновыми кольцами круглого сечения. Насос 4 развивает постоянную подачу $Q_n=12$ л/мин и давление $p_n=6$ МПа.

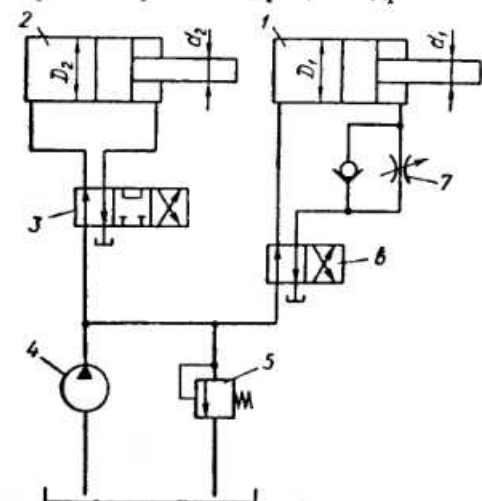


Рис. 95

Для положения гидрораспределителей 3 и 6 (рис. 95) определить общий к. п. д., с которым работает объемный гидропривод, если падение давления масла в гидродросселях гидроцилиндра 1 напорной 60 кПа и в гидродросселях гидроцилиндра 2 напорной 40 кПа и сливной 50 кПа. Утечкой масла в гидроаппаратуре пренебречь. Механический к. п. д. каждого гидроцилиндра $\eta_m=0,95$ и общий к. п. д. насоса $\eta_n=0,72$.

279. В объемном гидроприводе (рис. 95) используются два одинаковых гидроцилиндра 1 и 2 диаметром $D_1 = D_2 = 100$ мм. Уплотнение поршня в каждом гидроцилиндре манжетное. Гидродроссель 7 настроен на расход масла $Q_{др} = 4$ л/мин. Пренебрегая утечкой масла в гидрораспределителях 3 и 6, определить потерю мощности из-за слива масла через гидроклапан 5 в момент, когда поршни гидроцилиндров 1 и 2 перемещаются вправо с одинаковой скоростью, а насос 4 развивает давление $p_n = 5$ МПа и постоянную подачу $Q_n = 25$ л/мин.

Диаметр штока гидроцилиндра 1 $d_1=60$ мм.

280. Выходной вал гидромотора 1 с рабочим объемом $V_0 = 40$ см³ вращается с частотой $n_1 = 1500$ об/мин. Выходной вал гидромотора 2 с рабочим объемом $V = 100$ см³ вращается с частотой $n_2 = 1360$ об/мин (рис. 96). Объемный к. п. д. для каждого гидромотора $\eta_{об} = 0,98$.

281. Выходной вал гидромотора 1 с рабочим объемом $V_0 = 40$ см³ вращается с частотой $n_1 = 1500$ об/мин. Выходной вал гидромотора 2 с рабочим объемом $V = 100$ см³ вращается с частотой $n_2 = 1360$ об/мин (рис. 96). Объемный к. п. д. для каждого гидромотора $\eta_{об} = 0,98$.

282. Выходной вал гидромотора 1 с рабочим объемом $V_0 = 40$ см³ вращается с частотой $n_1 = 1500$ об/мин. Выходной вал гидромотора 2 с рабочим объемом $V = 100$ см³ вращается с частотой $n_2 = 1360$ об/мин (рис. 96). Объемный к. п. д. для каждого гидромотора $\eta_{об} = 0,98$.

Утечкой масла в гидроаппаратуре пренебречь.

Определить подачу, развиваемую насосом 3.

281. В объемном гидроприводе от одного общего насоса масло одновременно через отдельные гидрораспределители направляется к двум гидромоторам. Насос и гидромоторы имеют одинаковые рабочие объемы.

Вычертить по данным этой задачи простейшую принципиальную схему объемного гидропривода и определить частоту вращения приводного вала насоса, при котором обеспечивается одновременное вращение выходных валов — первого гидромотора с частотой $n_1 = 1000$ об/мин и второго гидромотора с частотой $n_2 = 800$ об/мин.

Как для насоса, так и для каждого гидромотора объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,98$. Утечкой масла в гидроаппаратуре пренебречь.

282. В объемном гидроприводе (рис. 96) используется насос 3 с регулируемым рабочим объемом. Приводной вал насоса вращается с постоянной частотой $n_n = 1450$ об/мин. Рабочие объемы: гидромотора 1 $V_0 = 40$ см³ и гидромотора 2 $V = 50$ см³.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, определить, с каким рабочим объемом работает насос 3, если выходные валы гидромоторов 1 и 2 одновременно вращаются соответственно с частотой $n_1 = 2000$ об/мин и $n_2 = 1500$ об/мин. Для насоса 3 и гидромоторов 1 и 2 объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,98$.

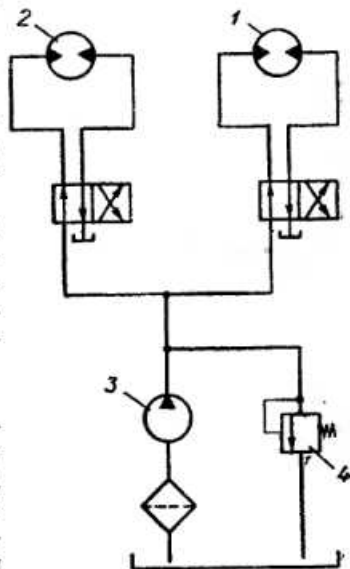


Рис. 96

283. В объемном гидроприводе (рис. 96) насос 3 создает постоянную подачу $Q_n = 100$ л/мин. Выходной вал гидромотора 1 с рабочим объемом $V_0 = 40$ см³ вращается с частотой $n = 1000$ об/мин.

При положении гидрораспределителей (рис. 96) определить частоту вращения выходного вала гидромотора 2, рабочий объем которого $V = 50$ см³, если утечка масла через гидроаппаратуру достигает 300 см³/мин. Для гидромоторов 1 и 2 $\eta_{об} = 0,98$.

284. В объемном гидроприводе (рис. 96) насос 3 развивает давление $p_n = 5$ МПа и постоянную подачу $Q_n = 100$ л/мин. Рабочие объемы гидромотора 1 $V_0 = 40$ см³ и гидромотора 2 $V = 50$ см³.

Определить потерю мощности из-за слива масла через гидроклапан 4 при неполном открытии гидрораспределителей, когда выходные валы гидромоторов 1 и 2 одновременно вращаются соответственно со скоростью $n_1 = 200$ об/мин и $n_2 = 150$ об/мин. Для гидромоторов 1 и 2 объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,98$.

285. В объемном гидроприводе (рис. 96) используется гидромотор 1 с рабочим объемом $V_0 = 50$ см³ и гидромотор 2 с рабочим

объемом $V = 80 \text{ см}^3$. Во время работы объемного гидропривода при положении гидрораспределителей (рис. 96) падение (потеря) давления масла в гидролиниях гидромотора 1 напорной $\Delta p_n = 0,1 \text{ МПа}$ и сливной $p_{сл} = 0,5 \text{ МПа}$, а в напорной и сливной гидролиниях гидромотора 2 суммарное падение (потеря) давления масла $p_2 = 0,3 \text{ МПа}$. Гидромотор 1 развивает полезный крутящий момент $M_1 = 45 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Для гидромоторов 1 и 2 гидромеханический к. п. д. $\eta_{гм} = 0,9$.

Определить, какой полезный крутящий момент M_2 развивает гидромотор 2.

Решение. Для вычисления по формуле (48) искомого момента M_2 необходимо знать перепад давления p , при котором работает гидромотор 2. Если насос 3 развивает давление p_n , в рабочей полости гидромотора 2 давление масла p , а в его сливной полости противодействие $p_{пр}$, то

$$\Delta p = p - p_{пр} = p_n - \Delta p_n - p_{сл} = p_n - (\Delta p_n + p_{сл}) = p_n - \Delta p_2.$$

Согласно решению задачи № 219 с такими же числовыми данными, как и в этой задаче, в рабочей полости гидромотора 1 давление масла $p = 6,78 \text{ МПа}$ и насос 3 развивает давление

$$p_n = p + \Delta p_n = 6,78 + 0,1 = 6,88 \text{ МПа}.$$

По формуле (48) полезный крутящий момент, развиваемый гидромотором 2,

$$\begin{aligned} M_2 &= 0,159 \Delta p V \eta_{гм} = 0,159 (p_n - \Delta p_2) V \eta_{гм} = \\ &= 0,159 (6,88 - 0,3) 10^6 \cdot 80 \cdot 10^{-6} \cdot 0,9 = 75,3 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

286. В объемном гидроприводе (рис. 96) вращаются с одинаковой скоростью выходные валы гидромоторов 1 и 2 с рабочими объемами соответственно равными 40 см^3 и 50 см^3 . Насос 3 создает давление 5 МПа и подачу 100 л/мин . Суммарное падение давления масла в напорной и сливной гидролиниях достигает $0,15 \text{ МПа}$. Для гидромотора 1 и 2 объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,98$ и гидромеханический к. п. д. $\eta_{гм} = 0,9$.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, определить, какой крутящий момент и частоту вращения развивает выходной вал каждого гидромотора.

287. Выходной вал гидромотора 1 (рис. 96) развивает крутящий момент $M = 45 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и вращается с частотой 450 об/мин , а выходной вал гидромотора 2 вращается с частотой 980 об/мин . Рабочие объемы гидромоторов 1 и 2 соответственно равны 50 см^3 и 40 см^3 . Суммарное падение давления масла в напорной и сливной гидролиниях гидромотора 1 равно $0,15 \text{ МПа}$. Падение давления масла в напорной гидролинии гидромотора 2 достигает $0,08 \text{ МПа}$, а в его сливной гидролинии $0,12 \text{ МПа}$. Для гидромоторов 1 и 2 объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,98$ и гидромеханический к. п. д. $\eta_{гм} = 0,9$, для насоса 3 общий к. п. д. $\eta_n = 0,8$.

Пренебрегая утечками масла в гидроаппаратуре, определить полезный крутящий момент M_o , развиваемый гидромотором 2, мощность N_n , потребляемую насосом 3, и общий к. п. д. гидропривода η .

288. В объемном гидроприводе (рис. 97) используются гидромотор 1 с рабочим объемом $V_0 = 25 \text{ см}^3$ и гидроцилиндр 2 диаметром $D = 100 \text{ мм}$. Уплотнение поршня в гидроцилиндре манжетное.

С учетом суммарной утечки масла в гидроаппаратуре в количестве $300 \text{ см}^3/\text{мин}$ определить, какую подачу создает насос 4, когда выходной вал гидромотора вращается со скоростью $n = 980 \text{ об/мин}$, а поршень гидроцилиндра перемещается со скоростью $v = 2 \text{ м/мин}$. Объемный к. п. д. гидромотора $\eta_{об} = 0,98$.

289. В объемном гидроприводе (рис. 97) используется гидромотор 1 с расходом масла $q = 100 \text{ см}^3$ и гидроцилиндр 2 с манжетным уплотнением поршня диаметром $D = 100 \text{ мм}$. Насос 4 развивает постоянную подачу $Q_n = 50 \text{ л/мин}$.

С учетом суммарной утечки масла в гидроаппаратуре в количестве $300 \text{ см}^3/\text{мин}$ определить:

а) скорость вращения выходного вала гидромотора, когда поршень гидроцилиндра движется вправо со скоростью $v = 2 \text{ м/мин}$;

б) скорость движения вправо поршня гидроцилиндра, когда выходной вал гидромотора вращается с угловой скоростью $\omega_{угл} = 20 \text{ рад/с}$.

290. В объемном гидроприводе (рис. 97) используется гидромотор 1 с рабочим объемом $V_0 = 10 \text{ см}^3$ и гидроцилиндр 2 диаметром $D = 80 \text{ мм}$ с односторонним штоком диаметром $d = 40 \text{ мм}$. Насос 4 создает давление $p_n = 5 \text{ МПа}$ и подачу $Q_n = 16 \text{ л/мин}$. Поршень и шток в гидроцилиндре 2 уплотняются резиновыми кольцами круглого сечения.

Определить полезный крутящий момент M и угловую скорость вращения $\omega_{угл}$, развиваемые выходным валом гидромотора 1, а также тянущее усилие F и скорость движения v , развиваемые штоком гидроцилиндра 2, если гидрораспределитель 3 пропускает только четвертую часть масла, нагнетаемого насосом 4. Падение давления масла в гидролиниях каждого гидродвигателя достигает напорной $0,2 \text{ МПа}$ и сливной $0,15 \text{ МПа}$. Для гидромотора объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,98$ и общий к. п. д. $\eta_{общ} = 0,88$, а для гидроцилиндра механический к. п. д. $\eta_m = 0,95$. Утечками масла в гидроаппаратуре пренебречь.

291. В объемном гидроприводе (рис. 97) насос 4 развивает постоянную подачу $Q_n = 32 \text{ л/мин}$. При падении давления масла в напорной гидролинии $0,3 \text{ МПа}$ шток гидроцилиндра 2 развивает тянущее усилие $F = 40 \text{ кН}$ и скорость движения $v = 4 \text{ м/мин}$. Уплотнение поршня диаметром $D = 100 \text{ мм}$ и штока диаметром

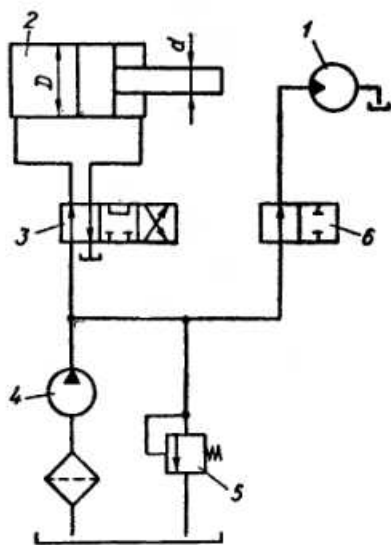


Рис. 97

$d=40$ мм в гидроцилиндре манжетное. Рабочий объем гидромотора I $V_o=25$ см³.

Определить полезный крутящий момент M и частоту вращения n , развиваемые выходным валом гидромотора I , а также мощность N_n , потребляемую насосом 4 , и общий к.п.д. η , с которым работает объемный гидропривод, если суммарная утечка масла в гидроаппаратуре составляет 300 см³/мин, а суммарное падение давления масла в напорной и сливной гидролиниях гидромотора достигает 0,5 МПа. Принять общие к.п.д. для гидромотора $\eta_m = 0,88$, для гидроцилиндра $\eta_{ц} = 0,96$ и для насоса $\eta_n = 0,8$. Объемный к.п.д. гидромотора $\eta_{об} = 0,98$.

292. В объемном гидроприводе (рис. 97) насос 4 развивает постоянную подачу $Q_n = 50$ л/мин. При суммарном падении давления масла $\Delta p_1 = 0,6$ МПа в напорной и сливной гидролиниях гидромотора I его выходной вал развивает полезный крутящий момент $M=45$ Н·м и вращается с угловой скоростью $\omega_{угл} = 90$ рад/с, а падение (потеря) давления масла в гидролиниях гидроцилиндра 2 достигает в напорной $\Delta p_n = 0,1$ МПа и сливной $p_{сл} = 50$ кПа. Рабочий объем гидромотора $V_o = 50$ см³. Уплотнение поршня диаметром $D = 160$ мм и штока диаметром $d = 60$ мм в гидроцилиндре 2 манжетное.

Определить усилие F и скорость v , развиваемые штоком гидроцилиндра 2 при движении поршня вправо, а также мощность N_n , потребляемую насосом 4 , и общий к.п.д. η , с которым работает объемный гидропривод, если утечка масла в гидроаппаратуре достигает 0,3 л/мин.

Принять общий к.п.д. насоса $\eta_n = 0,8$, механический к.п.д. гидроцилиндра $\eta_m = 0,96$ и гидромеханический к.п.д. гидромотора $\eta_{гм} = 0,9$. Общий к.п.д. гидромотора $\eta_{г} = 0,88$.

293. В объемном гидроприводе (рис. 97) используются гидромотор I с рабочим объемом $V_o = 100$ см³, гидроцилиндр 2 диаметром $D = 140$ мм и насос 4 с регулируемой подачей. При положении гидрораспределителей 3 и 6 (рис. 97) и потреблении насосом 4 максимальной мощности $N_n = 10$ кВт суммарное падение давления масла в напорной и сливной гидролиниях гидромотора I достигает 0,6 МПа, в напорной гидролинии гидроцилиндра 2 составляет 0,2 МПа и утечка масла в гидроаппаратуре равна 300 см³/мин. Уплотнение поршня в гидроцилиндре манжетное.

Определить при максимальной мощности, потребляемой насосом 4 :

а) толкающее усилие F и скорость v , развиваемые штоком гидроцилиндра 2 при движении поршня вправо, а также общий к.п.д. η , с которым работает объемный гидропривод, когда выходной вал гидромотора I развивает полезный крутящий момент $M = 90$ Н·м и вращается со скоростью $n = 490$ об/мин;

б) полезный крутящий момент M и угловую скорость вращения $\omega_{угл}$, развиваемые выходным валом гидромотора I , а также общий к.п.д. η , с которым работает объемный гидропривод, когда шток гидроцилиндра 2 создает толкающее усилие $F = 80$ кН и перемещается со скоростью $v = 4$ м/мин.

Принять для гидромотора гидромеханический к. п. д. $\eta_{гм} = 0,9$ и объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,98$; для гидроцилиндра 2 общий к. п. д. $\eta_{ц} = 0,96$ и для насоса 4 общий к. п. д. $\eta_{н} = 0,8$.

294. В объемном гидроприводе (рис. 97) используется гидромотор 1 с рабочим объемом $V_0 = 40 \text{ см}^3$ и гидроцилиндр 2 диаметром $D = 100 \text{ мм}$ с уплотнением поршня резиновыми кольцами круглого сечения. Насос 4 создает давление $p_n = 5 \text{ МПа}$ и постоянную подачу $Q_n = 32 \text{ л/мин}$.

Определить потерю мощности из-за слива масла через гидроклапан 5, когда при неполном открытии гидрораспределителей 3 и 6 выходной вал гидромотора 1 вращается с частотой $n = 490 \text{ об/мин}$, а поршень гидроцилиндра 2 перемещается со скоростью $v = 0,4 \text{ м/мин}$. Учесть утечку масла в гидрораспределителях $Q_{ут} = 100 \text{ см}^3/\text{мин}$. Объемный к. п. д. гидромотора $\eta_{об} = 0,98$.

295. В объемном гидроприводе (рис. 98) используется гидроцилиндр 1 диаметром $D = 110 \text{ мм}$ с односторонним штоком диаметром $d = 50 \text{ мм}$ и поворотный гидродвигатель 2 однократного действия с пластинами прямоугольной формы шириной 80 мм и диаметрами рабочей камеры: наружным 160 мм и внутренним 80 мм. Уплотнение поршня и штока в гидроцилиндре манжетное.

При закрытом гидроклапане 5 определить тянущее усилие F и скорость движения v , развиваемые штоком гидроцилиндра 1, и полезный крутящий момент M и угловую скорость вращения $\omega_{угл}$, развиваемые выходным валом гидродвигателя 2, когда насос 4 создает давление $p_n = 5,1 \text{ МПа}$ и подачу $Q_n = 32 \text{ л/мин}$, а расход масла через гидродроссель 6 составляет 10 л/мин и падение давления масла в гидролиниях гидроцилиндра достигает: напорной $0,1 \text{ МПа}$, сливной $0,6 \text{ МПа}$ и суммарное падение давления масла в напорной и сливной гидролиниях гидродвигателя 2 достигает $0,1 \text{ МПа}$. Утечками масла в гидрораспределителях 3 и 7 пренебречь. Механический к. п. д. гидроцилиндра 1 и гидродвигателя 2 $\eta_{м} = 0,95$ и объемный к. п. д. гидродвигателя 2 $\eta_{об} = 0,94$.

296. В объемном гидроприводе (рис. 98) используется гидроцилиндр 1 диаметром $D = 160 \text{ мм}$ и поворотный гидродвигатель 2 двукратного действия с пластинами прямоугольной формы шириной 100 мм и диаметрами рабочей камеры: наружным 160 мм

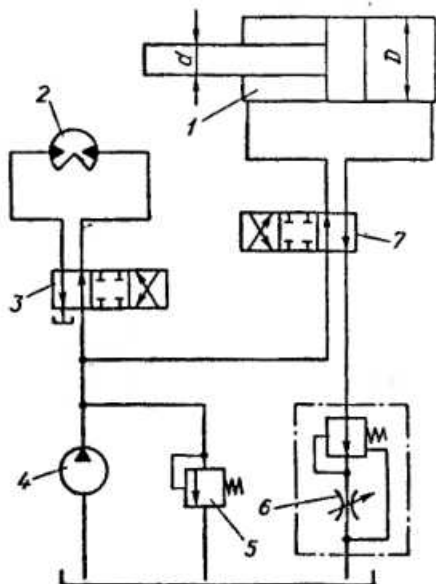


Рис. 98

и внутренним 80 мм. Уплотнение поршня в гидроцилиндре — манжетное.

Определить, какую подачу развивает насос 4, когда поршень гидроцилиндра 1 перемещается влево со скоростью $v = 4$ м/мин и выходной вал гидродвигателя 2 вращается с угловой скоростью $\omega_{\text{угл}} = 0,5$ рад/с.

Объемный к. п. д. гидродвигателя $\eta_{\text{об}} = 0,94$. Утечками масла в гидроаппаратуре пренебречь.

297. В объемном гидроприводе (рис. 98) используется гидроцилиндр 1 диаметром $D = 100$ мм с односторонним штоком диаметром $d = 40$ мм и поворотный гидродвигатель 2 однократного действия с пластиной прямоугольной формы шириной 100 мм и диаметрами рабочей камеры: наружным 140 мм и внутренним 60 мм. Насос 4 развивает постоянную подачу $Q_n = 32$ л/мин. Гидродроссель 6 (с регулятором) настроен на расход масла $Q_{\text{др}} = 10$ л/мин.

Определить угловую скорость вращения выходного вала гидродвигателя 2, если скорость движения вправо поршня гидроцилиндра 1 определяется настройкой гидродросселя 6. Утечкой масла в гидроаппаратуре пренебречь. Объемные к. п. д.: для гидроцилиндра 1 $\eta_{\text{об}} = 0,98$ и для гидродвигателя 2 $\eta_{\text{об}} = 0,92$.

298. В объемном гидроприводе (рис. 98) используется гидроцилиндр 1 диаметром $D = 100$ мм с односторонним штоком диаметром $d = 40$ мм и поворотный гидродвигатель 2 однократного действия с пластиной прямоугольной формы шириной 100 мм и диаметрами рабочей камеры: наружным 140 мм и внутренним 60 мм. Насос 4 развивает давление $p_n = 5$ МПа и постоянную подачу $Q_n = 32$ л/мин. Уплотнение поршня и штока в гидроцилиндре манжетное.

При положении гидрораспределителей 3 и 7 (рис. 98) определить потерю мощности из-за слива масла через гидроклапан 5, если расход масла через гидродроссель 6 $Q_{\text{др}} = 10$ л/мин и угловая скорость вращения выходного вала гидродвигателя 2 $\omega_{\text{угл}} = 1,5$ рад/с. Объемный к. п. д. гидродвигателя 2 $\eta_{\text{об}} = 0,92$. Утечками масла в гидрораспределителях 3 и 7 пренебречь.

299. В объемном гидроприводе (рис. 98) используются гидроцилиндр 1 диаметром $D = 100$ мм со односторонним штоком диаметром $d = 40$ мм и поворотный гидродвигатель 2 однократного действия с пластиной прямоугольной формы шириной 100 мм и диаметрами рабочей камеры: наружным 140 мм и внутренним 60 мм. Насос 4 создает давление $p_n = 5$ МПа и постоянную подачу $Q_n = 50$ л/мин. Поршень и шток в гидроцилиндре 1 уплотняются резиновыми кольцами круглого сечения.

При допускаемой потере мощности из-за слива масла через гидроклапан 5 не более 1,5 кВт определить:

а) минимальный расход масла через гидродроссель 6, когда выходной вал гидродвигателя 2 вращается с угловой скоростью $\omega_{\text{угл}} = 2$ рад/с и поршень гидроцилиндра 1 перемещается вправо;

б) угловую скорость вращения выходного вала гидродвигателя 2, когда при движении влево поршня гидроцилиндра 1 расход

масла через гидродроссель 6 составляет 10 л/мин. Утечкой масла в гидрораспределителях 3 и 7 пренебречь. Объемный к. п. д. гидродвигателя 2 $\eta_{об} = 0,92$.

300. В объемном гидроприводе (рис. 98) используется гидроцилиндр 1 диаметром $D = 160$ мм с односторонним штоком диаметром $d = 80$ мм и поворотный гидродвигатель 2 однократного действия с пластиной прямоугольной формы шириной 80 мм и диаметрами рабочей камеры: наружным 400 мм и внутренним 200 мм. Уплотнение поршня и штока в гидроцилиндре манжетное. К выходному валу гидродвигателя 2 приложен внешний крутящий момент сопротивления $M = 4800$ Н·м.

Во время движения вправо поршня гидроцилиндра 1 через гидродроссель 6 сливается масло с расходом $Q_{др} = 12$ л/мин, выходной вал гидродвигателя 2 вращается с угловой скоростью $\omega_{угл} = 1,5$ рад/с, потеря мощности из-за слива масла через гидроклапан 5 $N_{кл} = 1,23$ кВт, падение давления масла в напорной гидрелинии как гидроцилиндра 1, так и гидродвигателя 2 $\Delta p_n = 0,1$ МПа, противодействие в сливной полости гидроцилиндра 1 $p_{сп} = 0,6$ МПа и гидродвигателя 2 $p'_{сп} = 50$ кПа, а суммарная утечка масла в гидрораспределителях 3 и 7 $Q_{ут} = 0,3$ л/мин.

Определить потребляемую насосом 4 мощность N_n и общий к. п. д. $\eta_{общ}$, с которым работает объемный гидропривод, когда поршень гидроцилиндра 1 перемещается вправо. Для гидроцилиндра 1 механический к. п. д. $\eta_m = 0,95$, для гидродвигателя 2 общий к. п. д. $\eta = 0,864$ и объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,9$ и для насоса 4 общий к. п. д. $\eta_n = 0,8$.

301. В объемном гидроприводе (рис. 99) гидромотор 2, поворотный гидродвигатель 3 работают во время подъема груза 5 гидродомкратами 4 и 6. Рабочий объем гидромотора $V_o = 50$ см³. Поворотный гидродвигатель 3 однократного действия имеет пластину прямоугольной формы шириной 100 мм и диаметры рабочей камеры: наружный 140 мм и внутренний 60 мм. Плунжер диаметром $D = 200$ мм в каждом гидродомкрате уплотняется посадкой с малым зазором.

Определить, какую подачу должен создавать насос 9, когда груз 5 поднимается со скоростью 0,4 м/мин, а выходной вал гидромотора 2 вращается с частотой $n = 495$ об/мин и поворотного гидродвигателя 3 со скоростью $\omega_{угл} = 4$ рад/с.

Утечкой масла в гидроаппаратуре пренебречь. Объемные к. п. д. для гидромотора 2 $\eta_{об.м} = 0,98$, для поворотного гидродвигателя 3 $\eta_{об.п} = 0,9$ и для гидроцилиндров 4 и 6 $\eta_{об.ц} = 0,99$.

302. В объемном гидроприводе (рис. 99) насос 9 развивает постоянную подачу $Q_n = 32$ л/мин. Гидромотор 2 имеет рабочий объем $V_o = 40$ см³. Уплотнение плунжера диаметром $D = 200$ мм в каждом гидроцилиндре 4 и 6 манжетное.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре при неработающем поворотном гидродвигателе 3, определить частоту вращения n выходного вала гидромотора 2 и скорость подъема v груза 5 гидроцилиндрами 4 и 5. Объемный к. п. д. гидромотора $\eta_{об} = 0,98$.

Решение. Обычно во время работы все утечки масла в гидромоторе отводятся в его сливную полость. Следовательно, направляемый в рабочую полость гидромотора 2 расход масла $Q = Q_{др}$, что позволяет по формуле (47) определить скорость вращения выходного вала гидромотора

$$n = \frac{Q_{\eta_{об}}}{V_o} = \frac{Q_{др} \eta_{об}}{V_o} = \frac{22 \cdot 10^3 \cdot 0,98}{40} = 539 \text{ об/мин.}$$

Поскольку гидродвигатель 3 не работает, то расход масла $Q_{ц} = Q_{п} - Q = 32 - 22 = 10$ л/мин направляется к гидроцилиндрам

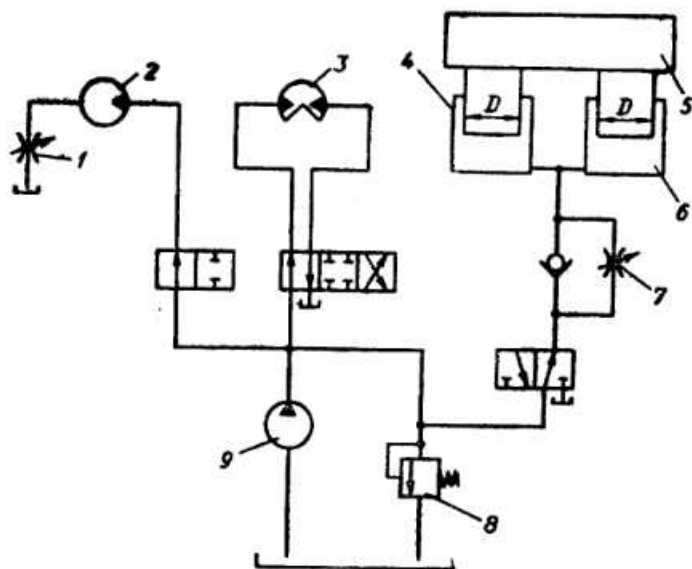


Рис. 99

4 и 6, причем принимаем, что к каждому отдельному гидроцилиндру направляется половина этого расхода масла. Скорость движения плунжера каждого гидроцилиндра, а следовательно, и скорость подъема груза 5 определяем по формуле (39), учитывая, что при манжетном уплотнении плунжера в гидроцилиндре объемный к. п. д. $\eta_{об} = 1$.

$$v = \frac{0,5Q_{ц} \eta_{об}}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{0,5 \cdot 10 \cdot 1}{\frac{3,14 \cdot 2^2}{4}} = 1,59 \text{ дм/мин.}$$

303. В объемном гидроприводе (рис. 99) насос 9 развивает постоянную подачу $Q_{п} = 50$ л/мин. Гидромотор 2 имеет рабочий объем $V_o = 40$ дм³. Поворотный гидродвигатель 3 двукратного действия имеет пластины прямоугольной формы шириной 100 мм и радиусы рабочей камеры: наружный 70 мм и внутренний 30 мм.

Уплотнение плунжера диаметром $D = 200$ мм в каждом гидроцилиндре 4 и 6 манжетное.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, при одновременной работе всех гидродвигателей 2, 3, 4 и 6 определить:

а) угловую скорость вращения $\omega_{\text{угл}}$ выходного вала гидродвигателя 3 и частоту вращения n выходного вала гидромотора 2, если гидроцилиндры 4 и 6 поднимают груз 5 со скоростью $v = 0,159$ м/мин, а через дроссель 1 расход масла $Q_{\text{др}} = 20$ л/мин;

б) скорость v подъема груза 5 и частоту вращения n выходного вала гидромотора 2, если выходной вал гидродвигателя 3 поворачивается со скоростью $\omega_{\text{угл}} = 1,5$ рад/с, а через дроссель 1 расход масла $Q_{\text{др}} = 5$ л/мин;

в) частоту вращения n выходного вала гидромотора 2 и расход масла $Q_{\text{др}}$ через гидродроссель 1, если выходной вал гидродвигателя 3 поворачивается со скоростью $\omega_{\text{угл}} = 0,75$ рад/с, а гидроцилиндры 4 и 6 поднимают груз 5 со скоростью $v = 0,318$ м/мин. Объемные к. п. д. для гидромотора 2 $\eta_{\text{об.м}} = 0,98$ и для поворотного гидродвигателя 3 $\eta_{\text{об.п}} = 0,9$.

304. В объемном гидроприводе (рис. 99) насос 9 развивает давление $p_n = 5$ МПа и постоянную подачу $Q_n = 50$ л/мин. Поворотный гидродвигатель 3 двукратного действия имеет пластины прямоугольной формы шириной 100 мм и диаметры рабочей камеры: наружный — 140 мм и внутренний — 60 мм. При одновременной работе всех гидродвигателей 2, 3, 4 и 6 плунжеры каждый диаметром $D = 200$ мм гидроцилиндров 4 и 6 поднимают груз 5 со скоростью $v = 0,159$ м/мин, а через гидродроссель 1 протекает масло с расходом $Q_{\text{др}} = 14$ л/мин.

Пренебрегая утечкой масла в гидрораспределителях и гидроцилиндрах, определить:

а) потерю мощности из-за слива масла через гидроклапан 8, когда выходной вал поворотного гидродвигателя 3 вращается со скоростью $\omega_{\text{угл}} = 0,75$ рад/с;

б) угловую скорость вращения выходного вала поворотного гидродвигателя 3 при потере мощности из-за слива масла через гидроклапан 8, равной 0,5 кВт.

Объемный к. п. д. поворотного гидродвигателя $\eta_{\text{об}} = 0,9$.

305. В объемном гидроприводе (рис. 99) при одновременной работе всех гидродвигателей 2, 3, 4 и 6 груз 5 весом 147,6 кН поднимается со скоростью 0,159 м/мин, а через гидродроссель 1 протекает масло $Q = 20$ л/мин. В каждом гидроцилиндре 4 и 6 плунжер диаметром $D = 200$ мм уплотняется пакетом манжетных колец. Поворотный гидродвигатель 3 двукратного действия имеет пластины прямоугольной формы каждая шириной 100 мм и диаметры рабочей камеры: наружный — 140 мм и внутренний — 60 мм. Рабочий объем гидромотора 2 $V_o = 40$ см³. Насос 9 развивает постоянную подачу $Q_n = 50$ л/мин. Падение давления масла в напорной гидролинии гидроцилиндров 4 и 6 доходит до 0,1 МПа. Суммарное падение давления масла в напорной и сливной гидролиниях гидромотора 2 равно 0,6 МПа, а поворотного гидродвигателя 3 равно 0,2 МПа.

Определить полезные крутящие моменты M_2 и M_3 , развиваемые выходным валом соответственно гидромотора 2 и гидродвигателя 3, мощность $N_{\text{в}}$, потребляемую насосом 9, и общий к. п. д. η , с которым работает объемный гидропривод: а) без учета утечки масла в гидроаппаратуре; б) с учетом суммарной утечки масла в гидрораспределителях в количестве $400 \text{ см}^3/\text{мин}$ и утечки масла через гидроклапан 8 из-за перегрузки гидропривода в количестве $4,6 \text{ л}/\text{мин}$.

Принять для гидромотора 2 гидромеханический к. п. д. $\eta_{\text{гм}} = 0,9$ и общий к. п. д. $\eta_{\text{общ. 1}} = 0,882$, для поворотного гидродвигателя 3 механический к. п. д. $\eta_{\text{м}} = 0,95$ и объемный к. п. д. $\eta_{\text{об}} = 0,9$, для гидроцилиндров 4 и 6 общий к. п. д. $\eta_{\text{общ. ц}} = 0,94$ и для насоса 9 общий к. п. д. $\eta_{\text{н}} = 0,8$.

306. Плунжер диаметром $D = 200 \text{ мм}$ в каждом гидроцилиндре 4 и 6 (рис. 99) уплотняется посадкой.

Определить расход масла через гидродроссель 7 при опускании груза 5 со скоростью $3,18 \text{ дм}/\text{мин}$: а) пренебрегая утечкой масла в гидроцилиндрах 4 и 7; б) с учетом объемного к. п. д. каждого гидроцилиндра 4 и 7 $\eta_{\text{об}} = 0,99$.

307. Поршень диаметром $D = 140 \text{ мм}$ и шток диаметром $d = 60 \text{ мм}$ в гидроцилиндрах 6 и 7 уплотняются резиновыми кольцами круглого сечения (рис. 100). Поршень каждого гидроцилиндра перемещается вправо со скоростью $v = 2 \text{ м}/\text{мин}$.

Определить расход Q напорного потока масла через гидрораспределитель 8 и расход Q_0 масла через гидродроссель 9. Утечкой масла в гидроаппаратуре пренебречь.

308. Уплотнение поршня диаметром $D = 100 \text{ мм}$ и штока диаметром $d = 40 \text{ мм}$ в гидроцилиндрах 6 и 7 — манжетное (рис. 100). Когда поршни этих гидроцилиндров движутся влево с одинаковой скоростью v , через гидрораспределитель 8 протекает масло с расходом $10 \text{ л}/\text{мин}$.

Определить скорость v движения влево поршня гидроцилиндра 7 и расход Q_0 масла через гидродроссель 9. Утечкой масла в гидроаппаратуре пренебречь.

309. В объемном гидроприводе (рис. 100) используются гидромоторы 1 и 2 с рабочим объемом каждый $V_0 = 40 \text{ см}^3$, гидромотор 4 с рабочим объемом $V = 100 \text{ см}^3$, гидроцилиндр 5 с плунжером диаметром $D_0 = 140 \text{ мм}$ и одинаковые гидроцилиндры 6 и 7 диаметром $D = 100 \text{ мм}$ с односторонним штоком диаметром $d = 60 \text{ мм}$. Выходные валы гидромоторов 1 и 2 вращаются с частотой $n_0 = 1470 \text{ об}/\text{мин}$, а гидромотора 4 — с частотой $n = 490 \text{ об}/\text{мин}$, плунжер гидроцилиндра 5 поднимается со скоростью $6,36 \text{ дм}/\text{мин}$ и поршни гидроцилиндров 6 и 7 двигаются каждый со скоростью $1 \text{ м}/\text{мин}$.

С учетом суммарной утечки масла в гидроаппаратуре $Q_{\text{ут}} = 400 \text{ см}^3/\text{мин}$ определить подачу $Q_{\text{п}}$, развиваемую насосом 10, и мощность $N_{\text{в}}$, потребляемую этим насосом, когда насос развивает давление $p_{\text{н}} = 5 \text{ МПа}$. Объемный к. п. д. для всех гидромоторов $\eta_{\text{об. м}} = 0,98$, для гидроцилиндра 5 $\eta_{\text{об. 5}} = 0,99$ и для гидроцилиндров 6 и 7 $\eta_{\text{об}} = 1$. Общий к. п. д. насоса $\eta_{\text{н}} = 0,8$.

310. В объемном гидроприводе (рис. 100) используются гидромоторы 1 и 2 с рабочим объемом каждый $V_0 = 10 \text{ см}^3$, гидромотор 4 с рабочим объемом $V = 40 \text{ см}^3$, гидроцилиндр 5 с плунжером диаметром $D_0 = 160 \text{ мм}$ и одинаковые гидроцилиндры 6 и 7 диаметром $D = 140 \text{ мм}$ с односторонним штоком диаметром $d = 80 \text{ мм}$. Уплотнение плунжера, поршней и штоков в указанных гидроцилиндрах — манжетное. Во время работы благодаря делителю потока 3 выходные валы гидромоторов 1 и 2 вращаются с одинаковой угловой скоростью. Линейная скорость движения поршней гидроцилиндров 6 и 7 во время работы также одинакова.

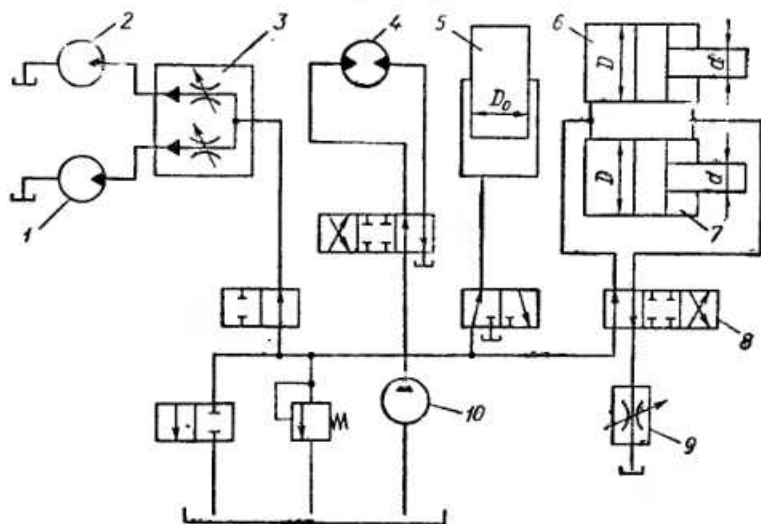


Рис. 100

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, определить об- щий к. п. д. объемного гидропривода, если насос 10 развивает дав- ление $p_H = 10 \text{ МПа}$ и подачу $Q_H = 50 \text{ л/мин}$, когда:

а) работают все гидромоторы, причем выходной вал гидромо- тора 4 вращается со скоростью $n = 490 \text{ об/мин}$;

б) работают все гидроцилиндры, причем поршни гидроцилин- дров 6 и 7 перемещаются вправо, а расход масла через гидродрос- сель 9 составляет $500 \text{ см}^3/\text{с}$;

в) работают все гидроцилиндры, причем поршни гидроцилин- дров 6 и 7 перемещаются влево, а плунжер гидроцилиндра 5 под- нимается вверх со скоростью $v = 1,59 \text{ м/мин}$;

г) работают гидромоторы 1 и 2 и гидроцилиндры 6 и 7, порш- ни которых перемещаются вправо со скоростью $v = 2 \text{ м/мин}$;

д) работают все гидродвигатели, причем выходные валы всех гидромоторов вращаются с одинаковой угловой скоростью, плун- жер гидроцилиндра 5 поднимается вверх со скоростью $v = 1,59 \text{ м/мин}$, поршни гидроцилиндров 6 и 7 перемещаются впра- во, а расход масла через гидродроссель 9 составляет $0,5 \text{ л/с}$.

Суммарное падение давления масла в напорной и сливной гидролиниях 1, 2 и 4 гидромоторов $\Delta p = 0,2$ МПа, падение давления масла в напорной гидролинии 5, 6 и 7 гидроцилиндров $\Delta p_n = 0,1$ МПа и противодействие в сливных полостях 6 и 7 гидроцилиндров $p_{пр} = 0,6$ МПа. Гидромеханический к. п. д. каждого гидромотора $\eta_{гм} = 0,9$, а их объемные к. п. д. $\eta_{об} = 0,98$, общий к. п. д. гидроцилиндра 5 $\eta = 0,95$, механический к. п. д. гидроцилиндров 6 и 7 $\eta_m = 0,96$, общий к. п. д. насоса 10 $\eta_n = 0,8$.

311. В машине для привода рабочих органов используются не-реверсивный гидромотор с рабочим объемом $V_o = 100$ см³ и гидроцилиндр диаметром $D = 140$ мм с односторонним штоком диаметром $d = 60$ мм. Уплотнение поршня и штока в гидроцилиндре — манжетное.

При работе машины общий насос объемного гидропривода развивает давление $p_n = 16$ МПа и подачу $Q_n = 60$ л/мин, пятая часть которой направляется к гидроцилиндру, а остальная — к гидромотору.

По данным этой задачи построить простейшую принципиальную схему объемного гидропривода машины и определить полезный крутящий момент M , частоту вращения n , развиваемые выходным валом гидромотора, тянущее усилие F и скорость v , развиваемые штоком гидроцилиндра. Утечкой масла в гидроаппаратуре пренебречь. Падение давления масла как в напорной, так и сливной гидролиниях каждого гидродвигателя составляет 1% от давления, развиваемого насосом. Гидромеханический к. п. д. гидромотора $\eta_{гм} = 0,93$, а его объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,98$, механический к. п. д. гидроцилиндра $\eta_m = 0,97$.

312. В машине для привода рабочих органов используются не-реверсивный гидромотор с рабочим объемом $V_o = 40$ см³, реверсивный гидромотор с рабочим объемом $V = 50$ см³ и два спаренных управляемых одним гидрораспределителем одинаковых плунжерных гидроцилиндра. Плунжер диаметром $D = 100$ мм в каждом гидроцилиндре уплотняется резиновыми кольцами круглого сечения. Масло из плунжерных гидроцилиндров сливается через общий гидродроссель.

Все гидродвигатели машины работают одновременно и с давлением в рабочей полости $p = 10$ МПа, причем выходной вал не-реверсивного гидромотора вращается с частотой $n_1 = 980$ об/мин, а реверсивного гидромотора с частотой $n_2 = 490$ об/мин и плунжер каждого гидроцилиндра перемещается со скоростью $v = 1$ м/мин.

По данным этой задачи построить простейшую принципиальную схему объемного гидропривода и определить мощность N_n , потребляемую насосом, и общий к. п. д. η , с которым работает объемный гидропривод машины. Утечками масла в гидроаппаратуре пренебречь. Падение давления масла в напорной и сливной гидролиниях каждого гидродвигателя $\Delta p = 0,1$ МПа. Гидромеханический к. п. д. каждого гидромотора $\eta_{гм} = 0,93$, их объемные к. п. д. $\eta_{об} = 0,98$, общий к. п. д. плунжерного гидроцилиндра $\eta_{общ} = 0,96$.

313. За время цикла $T = 70,6$ с работы объемного гидропривода с гидроаккумулятором 7 (рис. 101) поршень гидроцилиндра 5 делает два двойных хода со скоростью движения вправо $v_1 = 2$ м/мин и влево $v_2 = 5$ м/мин, а затем 20 с работает гидромотор 6, выходной вал которого вращается с частотой $n = 1500$ об/мин. Расход масла гидромотором 6 $q = 50$ см³. Длина хода поршня гидроцилиндра 5 $l = 400$ мм. Уплотнение поршня диаметром $D = 100$ мм и штока диаметром $d = 60$ мм в гидроцилиндре 5 — манжетное.

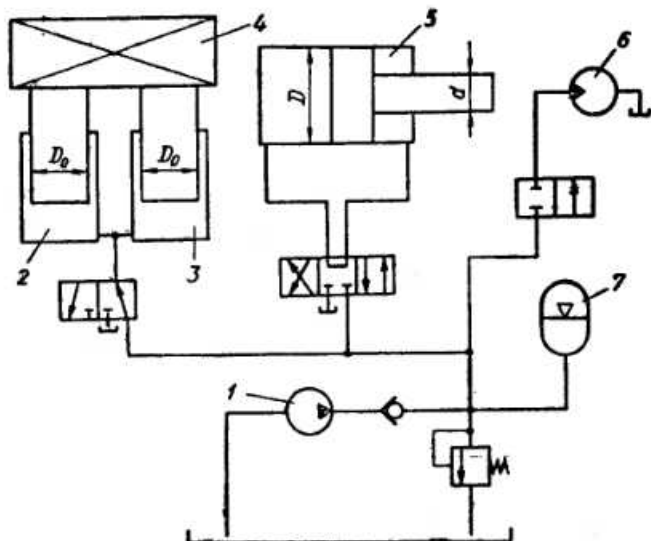


Рис. 101

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре и расходом масла гидроцилиндрами 2 и 3 как вспомогательными гидродвигателями в машине с гидроприводом, определить маневровый объем W_m гидроаккумулятора 7 и подачу Q_n , развиваемую нерегулируемым насосом 1. Коэффициент запаса подачи насоса $k = 1,1$.

Решение. Согласно решению задач № 198 и 231 с такими же исходными данными за время одного цикла работы объемного гидропривода гидроцилиндр 5, работая 33,6 с, потребляет объем масла $W_1 = 10,3$ дм³, а гидромотор 6, работая 20 с, потребляет объем масла $W_2 = 25$ дм³.

За время одного цикла работы объемного гидропривода гидродвигатели 5 и 6, работая в течение $t = 33,6 + 20 = 53,6$ с, потребляют объем масла

$$W = W_1 + W_2 = 10,3 + 25 = 35,3 \text{ дм}^3.$$

Согласно формуле (75) средний расход масла

$$Q_{\text{ср}} = \frac{W}{T} = \frac{35,3}{70,6} = 0,5 \text{ л/с} = 30 \text{ л/мин.}$$

По формуле (68) определяем маневровый объем гидроаккумулятора 7

$$W_m = W - Q_{cp}t = 35,3 - 0,5 \cdot 53,6 = 8,5 \text{ дм}^3.$$

По формуле (69) определяем подачу насоса 1

$$Q_n = kQ_{cp} = 1,1 \cdot 30 = 33 \text{ л/мин.}$$

314. Решить задачу № 313 при условии, что гидромотор 6 работает только во время работы гидроцилиндра 5. Время работы гидромотора 6, как и в задаче № 313, составляет 20 с.

315. За время цикла $T = 40$ с работы объемного гидропривода с гидроаккумулятором 7 (рис. 101) сначала гидроцилиндры 2 и 3 поднимают заготовку 4 на высоту 0,4 м со скоростью $v = 0,2$ м/мин, а затем начинает работать гидромотор 6 с частотой вращения выходного вала $n = 980$ об/мин. Рабочий объем этого гидромотора $V_o = 90$ см³. Уплотнение плунжера диаметром $D = 100$ мм в каждом гидроцилиндре 2 и 3 — манжетное.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре и расходом масла гидроцилиндром 5 как вспомогательным гидродвигателем в машине с гидроприводом, определить маневровый объем W_m гидроаккумулятора 7 и подачу Q_n , развиваемую нерегулируемым насосом 1. Для насоса 1 коэффициент запаса подачи $k = 1,1$ и для гидромотора 6 объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,98$.

316. За время цикла $T = 80$ с работы объемного гидропривода с гидроаккумулятором 7 (рис. 101) гидроцилиндры 2 и 3 поднимают стол 4 на высоту 0,8 м со скоростью 0,4 м/мин, поршень гидроцилиндра 5 делает два двойных хода со скоростью движения вправо — 2 м/мин и влево — 5 м/мин и гидромотор 6 вращает 20 с своей выходной вал с частотой $n = 490$ об/мин.

Рабочий объем гидромотора 6 $V_o = 80$ см³. Уплотнение плунжера и поршня, диаметры которых $D_o = D = 100$ мм, во 2, 3 и 5 гидроцилиндрах — манжетное. Уплотнение штока диаметром $d = 60$ мм в гидроцилиндре 5 также манжетное. Длина хода поршня в гидроцилиндре 5 составляет 400 мм.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, определить маневровый объем W_m гидроаккумулятора 7 и подачу Q_n , развиваемую нерегулируемым насосом 1 при условии, что:

а) все гидродвигатели работают в разное время цикла T , причем 2 и 3 гидроцилиндры работают спаренно;

б) гидроцилиндры 2 и 3 и гидромотор 6 работают при движении поршня гидроцилиндра 5.

Для насоса 1 коэффициент запаса подачи $k = 1,1$ и для гидромотора 6 объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,98$.

317. В объемном гидроприводе (рис. 101) насос 1 развивает постоянную подачу $Q_n = 32$ л/мин. Удельный расход масла гидромотором 6 $q = 50$ см³/об. Плунжер диаметром $D_o = 200$ мм во 2 и 3 гидроцилиндрах, поршень диаметром $D = 100$ мм и шток диаметром $d = 60$ мм в гидроцилиндре 5 уплотняются кольцами круглого сечения из маслостойкой резины.

Пренебрегая утечкой масла в гидрораспределителях и гидроклапане, определить, с каким расходом поступает масло в гидроаккумулятор 7, если: а) гидроцилиндры 2 и 3 поднимают груз 4 со скоростью 0,159 м/мин и поршень гидроцилиндра 5 перемещается вправо со скоростью 2 м/мин, а гидромотор 6 не работает; б) работает только гидромотор 6, причем его выходной вал вращается с частотой $n = 600$ об/мин.

14. Последовательное соединение гидродвигателей

При последовательном соединении из сливной полости первого гидродвигателя масло направляется в рабочую полость второго гидродвигателя. При этом если противодействие в сливной полости первого гидродвигателя $p_{пр}$ и из этой полости сливается масло с расходом $Q_{сл}$, то давление масла p в рабочей полости второго гидродвигателя и расход масла Q этой полостью определяются по формулам:

$$p = p_{пр} - \Delta p; \quad (73)$$

$$Q = Q_{сл} - Q_{ут}, \quad (74)$$

где Δp , $Q_{ут}$ — падение давления и объем утечки масла за единицу времени при движении из сливной полости первого гидродвигателя в рабочую полость второго гидродвигателя.

В практических расчетах падением (потерей) давления Δp и утечкой масла в гидроаппаратуре $Q_{ут}$ часто пренебрегают.

В остальном гидравлический расчет объемного гидропривода с последовательным соединением гидродвигателей основан на формулах, приведенных в предыдущих параграфах. В частности, общий к. п. д. такого гидропривода определяется так же, как и общий к. п. д. многодвигательного гидропривода с параллельным соединением отдельных гидродвигателей, т. е. по формуле (71).

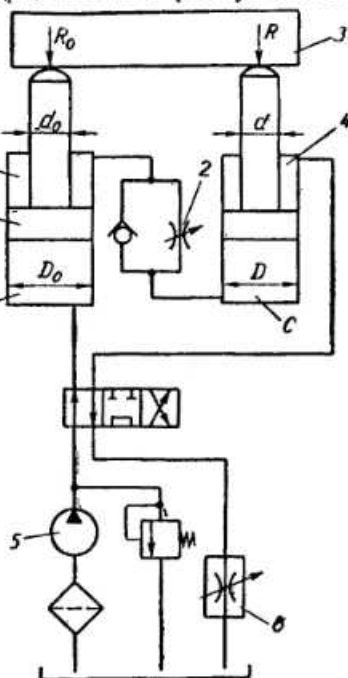


Рис 102

318. Гидроцилиндры 1 и 4 соединены последовательно (рис. 102). Уплотнение поршней диаметром $D_0 = 100$ мм и $D = 80$ мм и штоков диаметром $d_0 = 60$ мм и $d = 40$ мм в гидроцилиндрах — манжетное. Шток гидроцилиндра 1 перемещается вверх со скоростью $v_0 = 1$ м/мин, преодолевая внешнее усилие $R_0 = 50$ кН. В полости A гидроцилиндра 1 давление масла $p_0 = 10$ МПа. При перетекании масла из полости B в полость C гидроцилиндров 1 и 4 падение давления $\Delta p = 47$ кПа, а утечка масла $Q_{ут} = 24$ см³/мин. Падение давления масла в сливной гидролинии гидроцилиндра 4 $\Delta p_{сл} = 50$ кПа. Для каждого гидроцилиндра механический к. п. д. $\eta_m = 0,96$.

Какое усилие F и скорость v развивает шток гидроцилиндра 4?

Решение. Из полости B гидроцилиндра 1 масло вытесняется в полость C гидроцилиндра 4 и поршень последнего перемещается вверх. На основании формулы (40) можно записать:

$$R_o = p_o \frac{\pi D_o^2}{4} \gamma_m - p_B \frac{\pi (D_o^2 - d_o^2)}{4},$$

из чего выводим расчетную формулу для вычисления давления p_B масла в полости B гидроцилиндра 1, приняв $\pi/4 = 0,785$:

$$\begin{aligned} p_B &= \frac{0,785 p_o D_o^2 \gamma_m - R_o}{0,785 (D_o^2 - d_o^2)} = \\ &= \frac{0,785 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 0,1^2 \cdot 0,96 \cdot 50 \cdot 10^3}{0,785 (0,1^2 - 0,06^2)} = 5,047 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Давление масла в полости C гидроцилиндра 4

$$p_C = p_B - \Delta p = 5,047 - 0,047 = 5 \text{ МПа.}$$

По формуле (40) вычисляем усилие, учитывая, что в сливной полости гидроцилиндра 4 противодействие $p_{пр} = p_{сл}$:

$$\begin{aligned} F &= p \frac{\pi}{4} D^2 \gamma_m - \Delta p_{сл} \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \\ &= 5 \cdot 10^6 \frac{3,14}{4} 0,08^2 \cdot 0,96 - 50 \cdot 10^3 \frac{3,14}{4} \cdot 0,08^2 - 0,04 = 24 \text{ кН.} \end{aligned}$$

По формуле (44) вычисляем расход $Q_{сл}$, с которым масло сливается из полости B гидроцилиндра 1:

$$Q_{сл} = v \frac{\pi (D_o^2 - d_o^2)}{4} = 10 \frac{3,14}{4} \cdot 1^2 - 0,6^2 = 5,024 \text{ л/мин.}$$

С учетом утечки масла $Q_{ут}$ в полость C гидроцилиндра 4 масло поступает с расходом:

$$Q = Q_{сл} - Q_{ут} = 5,024 - 0,024 = 5 \text{ л/мин.}$$

По формуле (39) вычисляем скорость v , развиваемую штоком гидроцилиндра 4:

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 5}{3,14 \cdot 0,8^2} = 0,995 \text{ м/мин.}$$

319. По данным задачи № 318 с учетом падения давления масла в напорной гидролинии гидроцилиндра 1, равной 0,1 МПа, определить мощность, потребляемую насосом 5, и общий к. п. д. гидропривода. Общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,8$.

320. В объемном гидроприводе (рис. 102) штоки гидроцилиндров 1 и 4 перемещаются с одинаковой скоростью, что обеспечивает подъем и опускание груза 3 без перекоса. Пренебрегая утечкой масла в объемном гидроприводе, определить:

а) диаметр D гидроцилиндра 4, если гидроцилиндр 1 диаметром $D_o = 100$ мм имеет шток диаметром $d_o = 60$ мм;

б) диаметр D_0 гидроцилиндра 1 с односторонним штоком диаметром $d_0 = 60$ мм, если диаметр гидроцилиндра 4 $D = 80$ мм;

в) диаметр d_0 штока гидроцилиндра 1 диаметром $D_0 = 100$ мм, если диаметр гидроцилиндра 4 $D = 80$ мм.

321. В объемном гидроприводе (рис. 102) насос 5 создает подачу 0,2 л/с. Расчетные диаметры гидроцилиндров 1 и 4: $D_0 = 100$ мм, $d_0 = 60$ мм, $D = 80$ мм и $d = 40$ мм.

Пренебрегая утечкой масла в объемном гидроприводе, определить расход масла в сливной гидролинии при: а) подъеме; б) опускании груза 3.

322. На штоки гидроцилиндров 1 и 4 действуют равные внешние нагрузки $R_0 = R$ (рис. 102). Гидроцилиндр диаметром $D_0 = 100$ мм имеет односторонний шток диаметром $d_0 = 60$ мм.

Определить величину нагрузки R , если поршни гидроцилиндров 1 и 4 перемещаются вверх с одинаковой скоростью и насос 5 создает давление $p_n = 10$ МПа.

Утечкой масла в объемном гидроприводе и падением давления масла в его гидролиниях пренебречь. Для гидроцилиндров 1 и 4 механический к. п. д. $\eta_m = 0,98$.

323. Гидроцилиндр 1 диаметром $D_0 = 100$ мм (рис. 102) и гидроцилиндр 4 диаметром $D = 80$ мм поднимают с одинаковой скоростью общий груз весом 28 100 Н.

Определить, какие давление p_n и подачу Q_n развивает насос 5, если шток гидроцилиндра 4 воспринимает вес груза 3, равный 9,6 кН, который поднимается со скоростью $v = 1,59$ м/мин.

Утечкой масла в объемном гидроприводе и падением давления масла в его гидролиниях пренебречь. Механический к. п. д. для гидроцилиндра 1 $\eta_m = 0,95$ и для гидроцилиндра 4 $\eta'_m = 0,96$.

324. В объемном гидроприводе (рис. 102) насос 5 развивает давление $p_n = 10$ МПа и подачу $Q_n = 9,3$ л/мин. Расчетные диаметры гидроцилиндров 1 и 4 $D_0 = 100$ мм, $d_0 = 60$ мм, $D = 80$ мм и $d = 40$ мм.

С учетом утечки масла в гидрораспределителе в количестве 20 см³/мин определить скорости v_0 и v движения вниз поршней соответственно гидроцилиндров 1 и 4 и расход масла $Q_{др}$ через гидродроссель 2, если потеря мощности из-за слива масла через предохранительный гидроклапан достигает 0,5 кВт. Утечкой масла в гидроцилиндрах 1 и 4 и гидродросселе 2 пренебречь.

325. В объемном гидроприводе (рис. 102) применяются гидроцилиндры 1 и 4 с последовательным соединением и расчетными диаметрами $D_0 = 100$ мм, $d_0 = 60$ мм, $D = 80$ мм и $d = 40$ мм. Уплотнение поршней и штоков в этих гидроцилиндрах — манжетное.

Определить, на пропуск какого расхода масла необходимо отрегулировать гидродроссель 2, чтобы скорость опускания груза 3 не превышала 0,159 м/мин.

326. В объемном гидроприводе (рис. 102) используются гидроцилиндры 1 и 4 с расчетными диаметрами: $D_0 = 100$ мм, $d_0 = 60$ мм, $D = 80$ мм и $d = 40$ мм. Поршень и шток в каждом

гидроцилиндры уплотняются резиновыми кольцами круглого сечения. Насос 5 развивает постоянную подачу $Q_n = 12$ л/мин.

При подъеме груза 3 весом 98,1 кН со скоростью $v = 1$ м/мин падение давления масла как в напорной гидролинии гидроцилиндра 1, так и в сливной гидролинии гидроцилиндра 4 достигает 0,1 МПа, а утечка масла в гидрораспределителе составляет 150 см³/мин. Падение давления масла при перетекании из полости В гидроцилиндра 1 в полость С гидроцилиндра 4 составляет 50 кПа.

Определить потерю мощности $N_{кл}$ из-за слива масла через предохранительный гидроклапан и общий к. п. д. η , с которым работает объемный гидроклапан.

Для гидроцилиндров 1 и 4 механический к. п. д. $\eta_m = 0,96$ и для насоса 5 общий к. п. д. $\eta_n = 0,8$.

327. В объемном гидроприводе (рис. 102) насос 5 развивает постоянную подачу $Q_n = 36$ л/мин. Гидроцилиндры 1 и 4 с последовательным соединением полостей В и С имеют следующие расчетные диаметры: $D_o = 100$ мм, $d_o = 60$ мм, $D = 80$ мм и $d = 40$ мм.

Пренебрегая утечкой масла в отдельных элементах объемного гидропривода, определить по максимальному расходу масла внут-

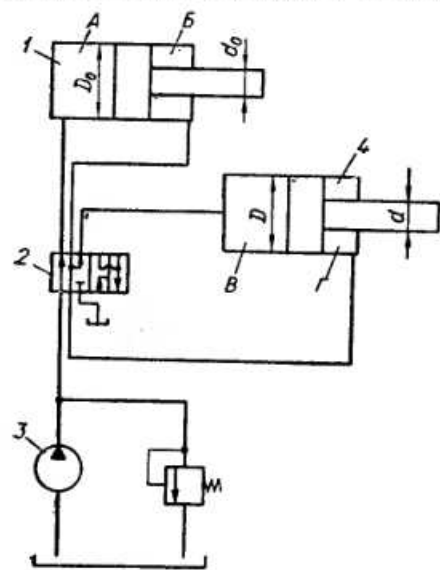


Рис. 103

ренние диаметры труб $d_{вс}$, d_n и $d_{сл}$ соответственно всасывающей, напорной и сливной гидролиний, а также внутренний диаметр трубы d , соединяющей полости В и С гидроцилиндров 1 и 4.

Принять средние скорости движения масла в трубе всасывающей гидролинии $v_{вс} = 1,5$ м/с, в трубе сливной гидролинии $v_{сл} = 2$ м/с и в остальных трубах $v = 4$ м/с.

Примечание. Вычисленные значения диаметров труб всех гидролиний следует округлить до ближайшего большего условного прохода (прил. 1).

328. В объемном гидроприводе (рис. 103) насос 3 создает давление $p_n = 5$ МПа и постоянную подачу $Q_n = 20$ л/мин. Расчетные диаметры гидроци-

линдров 1 и 4: $D_o = 100$ мм, $d_o = 40$ мм, $D = 80$ мм и $d = 60$ мм. Уплотнение поршня и штока в этих гидроцилиндрах — манжетное. На шток гидроцилиндра 1 действует внешняя сила сопротивления $R = 10$ кН.

Объяснить по рис. 103 работу объемного гидропривода при различных положениях гидрораспределителя 2.

Пренебрегая падением давления масла в отдельных гидролиниях и утечкой масла в гидроаппаратуре, определить при положении гидрораспределителя 2 (рис. 103) усилие F и скорость v , развиваемые штоком гидроцилиндра 4.

Для гидроцилиндров 1 и 4 механический к. п. д. $\eta_m = 0,95$.

329. В объемном гидроприводе (рис. 103) насос 3 развивает постоянную подачу $Q_n = 20$ л/мин. Расчетные диаметры гидроцилиндров 1 и 4: $D_o = 100$ мм, $d_o = 40$ мм, $D = 80$ мм и $d = 60$ мм.

Объяснить по рис. 103 работу объемного гидропривода при различных положениях гидрораспределителя 2.

Пренебрегая утечкой масла в отдельных элементах объемного гидропривода, определить по максимальному расходу масла внутренний диаметр трубы, подключенной к бесштоковой (левой) полости гидроцилиндра 4, если допускаемая средняя скорость движения масла в данной трубе $v_{тр} = 4$ м/с.

Примечание. Вычисленное значение диаметра трубы следует округлить до ближайшего большего условного прохода (прил. 1).

330. В объемном гидроприводе (рис. 103) используется гидроцилиндр 1 диаметром $D_o = 140$ мм с односторонним штоком диаметром $d_o = 60$ мм и насос 3, который развивает постоянную подачу $Q_n = 9,8$ л/мин.

Объяснить по рис. 103 работу объемного гидропривода при различных положениях гидрораспределителя 2.

Пренебрегая утечкой масла в отдельных элементах объемного гидропривода, определить диаметр d штока гидроцилиндра 4, при котором скорость движения вправо его поршня $v = 6,36$ м/мин.

331. В объемном гидроприводе (рис. 103) используются гидроцилиндры 1 и 4 с манжетным уплотнением поршня и штока и расчетными диаметрами $D_o = 140$ мм, $d_o = 60$ мм, $D = 100$ мм и $d = 40$ мм. Насос 3 создает давление $p_n = 10$ МПа.

Объяснить по рис. 103 работу объемного гидропривода при различных положениях гидрораспределителя 2.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, определить подачу Q_n , развиваемую насосом 3, и потребляемую им мощность N_n , когда поршень гидроцилиндра 4 перемещается вправо со скоростью $v = 5$ м/мин. Общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,8$.

332. В объемном гидроприводе (рис. 103) шток гидроцилиндра 1 преодолевает внешнее сопротивление $R = 30$ кН. Расчетные диаметры гидроцилиндров 1 и 4: $D_o = 140$ мм, $d_o = 60$ мм, $D = 100$ мм и $d = 80$ мм.

Объяснить по рис. 103 работу объемного гидропривода при различных положениях гидрораспределителя 2.

Пренебрегая падением давления масла во всех гидролиниях объемного гидропривода, определить, какое давление создает насос 3, когда гидроцилиндр 4 развивает толкающее усилие $F = 20$ кН. Для гидроцилиндра 1 и 4 механический к. п. д. $\eta_m = 0,96$.

333. В объемном гидроприводе (рис. 103) используются гидроцилиндры 1 и 4 с манжетным уплотнением поршня и штока и расчетными диаметрами $D_o = 140$ мм, $d_o = 60$ мм, $D = 160$ мм и $d = 100$ мм.

Объяснить по рис. 103 работу объемного гидропривода при различных положениях гидрораспределителя 2.

Для положения гидрораспределителя 2 (рис. 103) определить минимальную длину l_0 хода поршня гидроцилиндра 1, достаточную для перемещения поршня гидроцилиндра 4 на расстояние $l = 800$ мм. Утечкой масла в гидрораспределителе 2 пренебречь.

Решение. Сначала объясним работу объемного гидропривода при различных положениях гидрораспределителя 2.

При левом положении гидрораспределителя 2 (рис. 103) масло от насоса 3 направляется в левую полость А гидроцилиндра 1 и его поршень перемещается вправо. При этом масло, вытесняемое поршнем гидроцилиндра 1 из правой полости Б, через гидрораспределитель 2 направляется в левую полость В гидроцилиндра 4 и его поршень перемещается вправо. При этом масло, вытесняемое поршнем гидроцилиндра 4 из правой полости Г, через гидрораспределитель 2 также направляется в левую полость В. В результате такого соединения полостей Б, В и Г увеличивается расход масла рабочей полостью гидроцилиндра 4, а следовательно, и скорость движения поршня этого гидроцилиндра.

При правом положении гидрораспределителя 2 масло от насоса 3 одновременно через гидрораспределитель 2 направляется в правые полости Б и Г гидроцилиндров 1 и 4 и их поршни перемещаются влево. При этом из левых полостей А и В этих гидроцилиндров масло одновременно через гидрораспределитель 2 сливается в масляный бак.

Данную задачу просто решить, исходя из того, что суммарный объем масла, одновременно вытесняемый из правой полости Б гидроцилиндра 1 $W_0 = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_0^2) l_0$ и из правой полости Г гидроцилиндра 4 $W_{сл} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) l$, равен объему масла $W = \frac{\pi}{4} D^2 l$, который заполняет рабочую полость В гидроцилиндра 4, т. е. $W_0 + W_{сл} = W$, или

$$\frac{\pi (D_0^2 - d_0^2)}{4} l_0 + \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} l = \frac{\pi D^2}{4} l,$$

откуда выводим расчетную формулу для вычисления искомой длины l_0 хода поршня гидроцилиндра 1:

$$l_0 = \frac{ld^2}{D_0^2 - d_0^2} = \frac{800 \cdot 100^2}{140^2 - 60^2} = 500 \text{ мм.}$$

334. В объемном гидроприводе (рис. 103) гидроцилиндр 1 диаметром $D_0 = 100$ мм имеет односторонний шток диаметром $d_0 = 60$ мм.

Объяснить по рис. 103 работу объемного гидропривода при различных положениях гидрораспределителя 2.

Пренебрегая утечкой масла в объемном гидроприводе, определить за время перемещения поршня гидроцилиндра 1 на длину $l_0 = 150$ мм расстояние l , на которое переместится поршень гидроцилиндра 4, если диаметр его штока $d = 40$ мм.

335. В клепальной скобе 2 (рис. 104) заклепки 1 обжимаются усилием $F = 250$ кН, которое создается гидроцилиндром 3 диаметром $D = 100$ мм. Максимальное давление $p_H = 5$ МПа, создаваемое насосом 5, повышается гидропреобразователем 4 до рабочего давления p в полости А гидроцилиндра 3. Диаметр малого поршня гидропреобразователя $d_o = 40$ мм.

Определить диаметр D_o большего поршня гидропреобразователя 4.

Во время обжима заклепки 1 в клепальной скобе 2 падением давления масла в гидрелиниях объемного гидропривода пренебречь. Уплотнение поршней в гидропреобразователе 4 и гидроци-

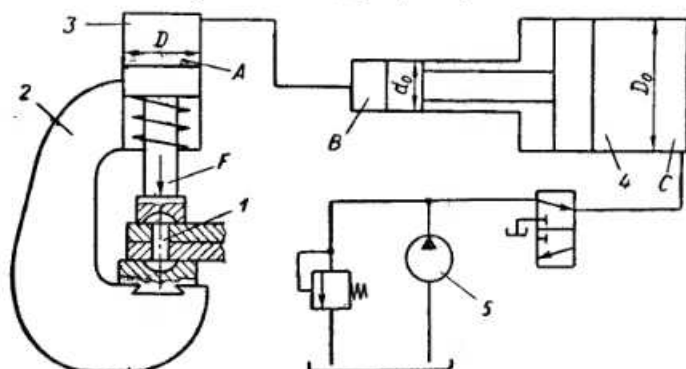


Рис. 104

линдре 3 — манжетное. Общие к. п. д. для гидроцилиндра 3 $\eta_{\text{общ}} = 0,965$ и для гидропреобразователя 4 $\eta_o = 0,94$.

Расчетное значение диаметра D_o гидропреобразователя 4 округлить до ближайшего большего значения ряда чисел (прил. 3). По принятому значению диаметра D_o гидропреобразователя 4 и максимальному давлению, которое создает насос 5, вычислить фактическое усилие $F_{\text{факт}}$ обжима заклепки 1 в клепальной скобе 2.

Решение. На основании формулы (41) определяем давление p масла в полости А гидроцилиндра 3, а следовательно, и в полости В гидропреобразователя 4:

$$p = \frac{4F}{\pi D^2 \eta_{\text{общ}}} = \frac{4 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 0,1^2 \cdot 0,965} = 33,0 \text{ МПа.}$$

Из уравнения равновесия сил, действующих на поршни гидропреобразователя 4,

$$p \frac{\pi d^2}{4} = p_H \frac{\pi D_o^2}{4} \eta_o$$

выводим расчетную формулу, по которой вычисляем искомый диаметр D_o :

$$D_o = \sqrt{\frac{p d_o^2}{p_H \eta_o}} = \sqrt{\frac{33 \cdot 40^2}{5 \cdot 0,94}} = 106 \text{ мм.}$$

На основании ГОСТ 6540—68 (прил. 3) принимаем ближайший к значению 106 мм диаметр большого поршня гидропреобразователя 4 $D_o = 110$ мм.

Используя вышеприведенные в решении этой задачи выражения, выводим расчетную формулу

$$F_{\text{факт}} = p \frac{\pi D^2}{4} \eta_{\text{общ}} = \frac{\tau p_n D^2 D_o^2 \gamma_{\text{общ}} \gamma_o}{4 d^2},$$

по которой вычисляем фактическое усилие обжима заклепки 1 в клепальной скобе 2:

$$F_{\text{факт}} = \frac{3,14 \cdot 5 \cdot 10^6 \cdot 0,1^2 \cdot 0,11^2 \cdot 0,965 \cdot 0,94}{4 \cdot 0,04^2 \cdot 1000} = 269 \text{ кН.}$$

336. По данным задачи № 335 определить максимальную мощность N_n , потребляемую нерегулируемым насосом 5, если перед обжимом заклепки 1 поршень гидроцилиндра 3 перемещается со скоростью $v = 0,5$ м/мин. Утечкой масла в объемном гидроприводе клепальной скобы пренебречь. Общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,8$.

Решение. Для вычисления по формуле (37) или (38) искомой мощности необходимо сначала определить подачу Q_n , которую создает насос 5. Подача насоса равна расходу масла полостью С гидропреобразователя, т. е.

$$Q_n = v_o \frac{\pi D_o^2}{4},$$

где v_o — скорость перемещения поршней гидропреобразователя 4, причем так как перетекающий из полости В гидропреобразователя в полость А гидроцилиндра расход масла $Q = v \frac{\pi}{4} D^2$, то

$$v_o = \frac{4Q}{\pi d_o^2} = v \frac{D^2}{d_o^2}$$

и расчетная формула для вычисления подачи

$$Q_n = v \frac{D^2}{d_o^2} \frac{\pi D_o^2}{4} = 5 \frac{1^2}{0,4^2} \frac{3,14 \cdot 1,1^2}{4} = 29,7 \text{ л/мин.}$$

По формуле (37) мощность, потребляемая насосом 5,

$$N_n = \frac{p_n Q_n}{\eta_n} = \frac{5 \cdot 10^6 \cdot 29,7 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 0,8} = 3094 \text{ Вт} = 3,1 \text{ кВт.}$$

337. В объемном гидроприводе клепальной скобы 2 (рис. 104) используется гидроцилиндр 3 диаметром $D = 100$ мм с максимальным ходом поршня $l = 160$ мм и гидропреобразователь 4 с поршнями диаметром $D_o = 110$ мм и $d_o = 40$ мм. Насос 5 развивает постоянную подачу $Q_n = 32$ л/мин.

Пренебрегая утечкой масла в объемном гидроприводе клепальной скобы, определить минимальную длину l_o хода поршня гидропреобразователя 4 и время t перемещения поршня гидроцилиндра 3 на всю длину l хода.

Решение. Объем масла $W_0 = \frac{\pi d_0^2}{4} l_0$, вытесняемый из полости B гидропреобразователя 4, равен объему масла $W = \frac{\pi D^2}{4} l$, поступающему в полость A гидроцилиндра 3, т. е. $W_0 = W$, или $\frac{\pi d_0^2}{4} l_0 = \frac{\pi D^2}{4} l$.

Из последнего уравнения выводим расчетную формулу для вычисления длины l_0 хода поршня гидропреобразователя 4:

$$l_0 = l \frac{D^2}{d_0^2} = 160 \frac{100^2}{40^2} = 1000 \text{ мм.}$$

Поскольку при перемещении поршня гидроцилиндра 3 на максимальную длину хода $l = 160$ мм перемещается на расстояние $l_0 = 1000$ мм поршень гидропреобразователя 4, а в его полость C от насоса 5 поступает объем масла $W_c = \frac{\pi}{4} D_0^2 l_0 = 0,785 D_0^2 l_0$, то искомое время

$$t = \frac{W_c}{Q_n} = \frac{0,785 D_0^2 l_0}{Q_n} = \frac{0,785 \cdot 1,1^2 \cdot 10 \cdot 60}{32} = 17,8 \text{ с.}$$

338. В объемном гидроприводе клепальной скобы 2 (рис. 104) используется гидроцилиндр 3 диаметром $D = 100$ мм и гидропреобразователь 4 с диаметром ступеней $D_0 = 110$ мм и $d_0 = 40$ мм.

Пренебрегая утечкой масла в объемном гидроприводе клепальной скобы, определить скорость перемещения поршня гидроцилиндра 3, если насос 5 развивает подачу $Q_n = 32$ л/мин.

339. В объемном гидроприводе клепальной скобы 2 (рис. 104) используется гидропреобразователь 4 с диаметрами ступеней $D_0 = 110$ мм и $d_0 = 40$ мм. Насос 5 развивает максимальное давление $p_n = 5$ МПа и постоянную подачу $Q_n = 32$ л/мин.

Пренебрегая утечкой и падением давления масла в объемном гидроприводе клепальной скобы, определить диаметр d и толщину стенки δ трубы, соединяющей полость B гидропреобразователя 4 с полостью A гидроцилиндра 3. Материал трубы — сталь. Средняя скорость движения масла в указанной трубе $v_{тр} = 3$ м/с и допустимое напряжение на растяжение для стальной трубы $[\sigma] = 100$ МПа. Расчетный диаметр трубы округлить до ближайшего большего условного прохода (прил. 1).

340. В объемном гидроприводе клепальной скобы 2 (рис. 104) используются гидроцилиндр 3 диаметром $D = 125$ мм и гидропреобразователь 4 с диаметрами ступеней $D_0 = 140$ мм и $d_0 = 60$ мм. Насос 5 развивает постоянную подачу $Q_n = 50$ л/мин.

Пренебрегая утечкой и падением давления масла в объемном гидроприводе клепальной скобы, определить усилие обжима заклепки 1 в клепальной скобе 2, когда насос 5 потребляет мощность $N_n = 10$ кВт. Общие к. п. д. для гидроцилиндра 3 $\eta_{общ} = 0,97$, для гидропреобразователя 4 $\eta_0 = 0,94$ и для насоса 5 $\eta_n = 0,8$.

341. В объемном гидроприводе (рис. 105) с гидроцилиндрами 1 и 2 диаметром соответственно $D_o = 100$ мм и $D = 80$ мм насос 6 создает постоянную подачу $Q_n = 20$ л/мин. Поршни в гидроцилиндрах 1 и 2 уплотняются кольцами круглого сечения из маслястойкой резины.

Определить скорость v_o движения поршня гидроцилиндра 1 при показанном на рис. 105 положении отдельных элементов объемного гидропривода, если поршень гидроцилиндра 2 перемещается со скоростью $v = 1,59$ м/мин. Утечкой масла в гидроаппаратуре объемного гидропривода пренебречь.

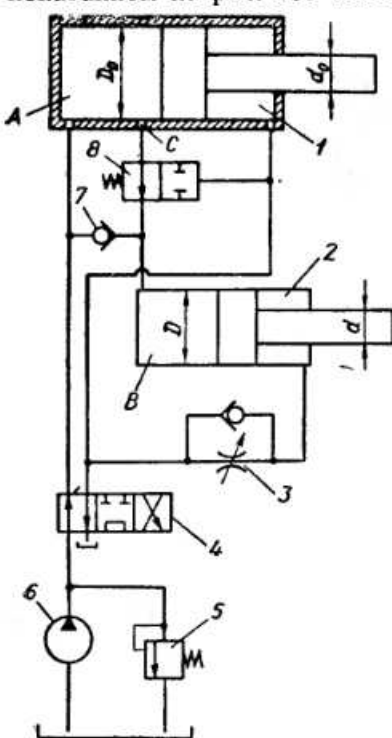


Рис. 105

Решение. Предварительно определим по формуле (43) расход масла полостью B гидроцилиндра 2 при заданной скорости движения его поршня вправо:

$$Q = v \frac{\pi D^2}{4 v_{об}} = 15,9 \frac{3,14 \cdot 0,8^2}{4 \cdot 1} = 8 \text{ л/мин.}$$

При положении гидрораспределителя 4 (рис. 105) сначала все масло, нагнетаемое насосом 6, расходуется на сообщение поршню гидроцилиндра скорости движения вправо, которую определим по формуле (39) через расход $Q_n = 20$ л/мин:

$$v_o = \frac{4 Q_n v_{об}}{\pi D_o^2} = \frac{4 \cdot 20 \cdot 1}{3,14 \cdot 1^2} = 25,5 \text{ дм/мин.}$$

Когда при движении вправо поршень гидроцилиндра 1 пройдет отверстие C, то часть напорного потока масла через это отверстие и двухлинейный гидрораспределитель 8 направляется с расходом $Q = 8$ л/мин в рабочую полость B гидроцилиндра 2 и его поршень начнет перемещаться вправо с заданной скоростью $v = 1,59$ м/мин. Другая часть напорного потока масла с расходом $Q_o = Q_n - Q = 20 - 8 = 12$ л/мин будет двигаться вдоль полости A гидроцилиндра 1 правее отверстия C. Следовательно, в гидроцилиндре 1 (рис. 105) согласно формуле (39) скорость поршня вправо

$$v_o = \frac{4 Q_o v_{об}}{\pi D_o^2} = \frac{4 \cdot 12 \cdot 1}{3,14 \cdot 1^2} = 15,2 \text{ дм/мин.}$$

Заметим, что при движении масла через отверстие C гидроцилиндра 1 и гидрораспределитель 8 давление масла падает и

поэтому большим давлением масла слева обратного гидроклапана 7 последний перекрыт.

После переключения гидрораспределителя 4 в крайнее правое положение масло от насоса 6 одновременно направляется в правые полости гидроцилиндров 1 и 2 и их поршни будут двигаться влево. При этом из левой полости *B* гидроцилиндра 2 масло сливается через обратный гидроклапан 7, а гидрораспределитель 8 давлением напорного потока масла, действующего слева, переключается.

Заметим также, что при движении поршня вправо в гидроцилиндре 1 левее отверстия *C* сливной поток масла из полости *A* через это отверстие и открытый гидрораспределитель 8 может вытесняться в полость *B* гидроцилиндра 2, поршень которого будет двигаться вправо. Однако за счет достаточной величины сопротивления движению вправо поршня гидроцилиндра 2 можно предупредить указанное вытеснение масла в его полость *B* и обеспечить неподвижность поршня гидроцилиндра 2 до открытия в гидроцилиндре 1 отверстия *C* для пропуска напорного потока масла.

342. В объемном гидроприводе (рис. 105) насос 6 развивает постоянную подачу $Q_n = 16$ л/мин. Уплотнение поршня и штока в каждом гидроцилиндре 1 и 2 манжетное. Расчетные диаметры этих гидроцилиндров $D_o = 100$ мм, $d_o = 60$ мм, $D = 80$ мм и $d = 40$ мм.

Объяснить по рис. 105 работу объемного гидропривода при различных положениях гидрораспределителя 4.

Для показанного на рис. 105 положения отдельных элементов объемного гидропривода определить:

а) скорость движения поршня гидроцилиндра 1, когда расход масла через гидродроссель 3 составляет 6 л/мин;

б) расход масла, на пропуск которого необходимо настроить гидродроссель 3 так, чтобы поршень гидроцилиндра 1 перемещался вправо со скоростью 1 м/мин;

в) расход масла при сливе из правой полости гидроцилиндра 1, когда из правой полости гидроцилиндра 2 масло сливается с расходом, равным 9 л/мин. Утечкой масла в гидроаппаратуре объемного гидропривода пренебречь.

343. В объемном гидроприводе (рис. 105) используются гидроцилиндры 1 и 2 соответственно диаметром $D_o = 100$ мм и $D = 80$ мм. Уплотнение поршня в каждом гидроцилиндре — манжетное.

При положении отдельных элементов объемного гидропривода, показанном на рис. 105, и одинаковой скорости движения поршней гидроцилиндров 1 и 2 определить:

а) подачу, развиваемую насосом 6, когда поршень гидроцилиндра 1 перемещается со скоростью 2 м/мин;

б) скорость движения поршня гидроцилиндра 2, если насос 6 развивает подачу $Q_n = 16$ л/мин.

Утечкой масла в гидроаппаратуре объемного гидропривода пренебречь. Объяснить (рис. 105) работу объемного гидропривода при различных положениях гидрораспределителя 4.

344. В объемном гидроприводе (рис. 105) используются гидроцилиндры 1 и 2 соответственно диаметрами $D_0 = 100$ мм и $D = 80$ мм. Уплотнение поршня в каждом гидроцилиндре 1 и 2 — манжетное.

Объяснить (рис. 105) работу объемного гидропривода при различных положениях гидрораспределителя 4.

С учетом суммарной утечки масла в гидрораспределителях 4 и 8 $Q_{ут} = 0,3$ л/мин и при положении отдельных элементов объемного гидропривода (рис. 105) определить мощность, потребляемую насосом 6, когда он развивает давление $p_n = 10$ МПа, а скорость движения поршня гидроцилиндра 1 $v_0 = 2$ м/мин и гидроцилиндра 2 $v = 3$ м/мин. Общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,8$.

345. В объемном гидроприводе (рис. 105) насос 6 создает давление $p_n = 5$ МПа и постоянную подачу $Q_n = 32$ л/мин. В каждом гидроцилиндре 1 и 2 соответственно диаметрами $D_0 = 100$ мм и $D = 80$ мм поршни уплотняются кольцами круглого сечения из маслостойкой резины.

Объяснить (рис. 105) работу объемного гидропривода при различных положениях гидрораспределителя 4.

При положении отдельных элементов объемного гидропривода (рис. 105) определить потерю мощности из-за слива масла через гидроклапан 5, если скорость движения поршня гидроцилиндра 1 $v_0 = 2$ м/мин и гидроцилиндра 2 $v = 1,5$ м/мин. Утечкой масла в гидрораспределителях 4 и 8 пренебречь.

346. В объемном гидроприводе (рис. 105) используются гидроцилиндры 1 и 2 с манжетным уплотнением поршня и штока и расчетными диаметрами $D_0 = 100$ мм, $d = 60$ мм, $D = 80$ мм и $d = 40$ мм. Гидродроссель 3 настроен на пропуск расхода масла $Q_{др} = 6$ л/мин. При положении (рис. 105) отдельных элементов объемного гидропривода шток гидроцилиндра 1 преодолевает внешнее сопротивление $R = 75$ кН и перемещается со скоростью $v_0 = 2$ м/мин. При этом падение (потеря) давления масла в гидролиниях гидроцилиндра 1 — напорной $\Delta p_n = 0,2$ МПа и сливной $\Delta p_{сл} = 0,1$ МПа и разность давления в полостях А и В соответственно гидроцилиндров 1 и 2 составляет 0,25 МПа. Противодействие масла в правой полости гидроцилиндра 2 $p_{тр} = 0,5$ МПа.

Объяснить (рис. 105) работу объемного гидропривода при различных положениях гидрораспределителя 4. С учетом суммарной утечки масла в гидрораспределителях 4 и 8 и в гидроклапане 5, равной 300 см³/мин, определить, какую мощность N_n потребляет насос 6 и с каким общим к. п. д. η работает объемный гидропривод при положении его отдельных элементов (рис. 105). Механический к. п. д. гидроцилиндров 1 и 2 $\eta_m = 0,97$ и общий к. п. д. насоса $\eta_n = 0,8$.

347. В объемном гидроприводе с последовательным соединением гидромоторов 2 и 3 (рис. 106) насос 1 создает давление $p_n = 12,5$ МПа.

Определить полезный крутящий момент M , развиваемый гидромотором 2 с рабочим объемом $V = 50$ см³, когда выходной вал

гидромотора 3 с рабочим объемом $V_0 = 100 \text{ см}^3$ преодолевает внешний крутящий момент сопротивления $M_0 = 90 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Падением давления масла в гидролиниях объемного гидропривода пренебречь, но учесть падение давления масла в каждом гидромоторе $\Delta p_n = 0,11 \text{ МПа}$. Для каждого гидромотора гидромеханический к. п. д. $\eta_{гм} = 0,9$.

Решение. Предварительно определим на основании основной формулы (48) перепад давления масла Δp_0 , при котором гидромотор 3 преодолевает внешний крутящий момент сопротивления M_0 :

$$\Delta p_0 = \frac{M_0}{0,150 V_0 \eta_{гм}} = \frac{90 \cdot 10^{-6}}{0,159 \cdot 100 \cdot 10^{-6} \cdot 0,9} = 6,28 \text{ МПа}.$$

Перепад давления масла Δp , при котором работает гидромотор 2, можно определить из уравнения баланса падения давления в объемном гидроприводе:

$$p_n = \Delta p + \Delta p_n + \Delta p_0 + \Delta p_n,$$

откуда находим

$$\Delta p = p_n - \Delta p_0 - 2\Delta p_n = 12,5 - 6,28 - 2 \cdot 1,1 = 6 \text{ МПа}.$$

По формуле (48) определяем полезный крутящий момент, развиваемый гидромотором 2:

$$M = 0,159 \Delta p V \eta_{гм} = 0,159 \cdot 6 \cdot 10^6 \cdot 50 \cdot 10^{-6} \cdot 0,9 = 42,93 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

348. В объемном гидроприводе с последовательным соединением гидромоторов 2 и 3 (рис. 106) насос 1 создает давление $p_n = 16 \text{ МПа}$.

Определить полезный крутящий момент M_0 , развиваемый гидромотором 3 с рабочим объемом $V_0 = 80 \text{ см}^3$, когда выходной вал гидромотора 2 с рабочим объемом $V = 100 \text{ см}^3$ преодолевает внешний крутящий момент сопротивления $M = 94 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а падение давления масла достигает в напорной гидролинии гидромотора 2 $\Delta p_n = 0,2 \text{ МПа}$, в сливной гидролинии гидромотора 3 $\Delta p_{сл} = 0,12 \text{ МПа}$ и в гидролинии, соединяющей гидромоторы 2 и 3 $\Delta p_0 = 0,1 \text{ МПа}$. Падение давления масла в каждом гидромоторе $\Delta p = 0,15 \text{ МПа}$ и их гидромеханические к. п. д. $\eta_{гм} = 0,94$.

349. Во время работы объемного гидропривода (рис. 106) выходной вал каждого гидромотора 2 и 3 преодолевает внешний крутящий момент сопротивления $M = 200 \text{ Н} \cdot \text{м}$. При этом падение давления масла в каждом гидромоторе $\Delta p = 0,2 \text{ МПа}$, в напорной гидролинии гидромотора 2 $\Delta p_n = 0,1 \text{ МПа}$, в сливной гидролинии гидромотора 3 $\Delta p_{сл} = 0,15 \text{ МПа}$ и в гидролинии, соединяющей гидромоторы 2 и 3, $\Delta p_0 = 0,05 \text{ МПа}$.

Определить давление, развиваемое насосом 1, если: а) рабочий объем каждого гидромотора $V = 100 \text{ см}^3$; б) рабочие объемы

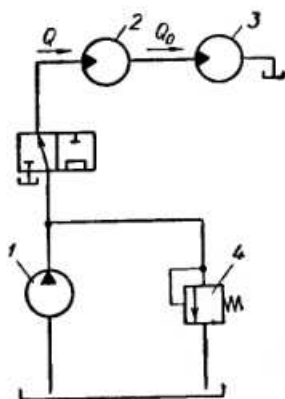


Рис. 106

гидромотора 2 $V=80 \text{ см}^3$ и гидромотора 3 $V_o=125 \text{ см}^3$. Для каждого гидромотора гидромеханический к. п. д. $\eta_{гм} = 0,94$.

350. В объемном гидроприводе с последовательным соединением гидромоторов 2 и 3 (рис. 106) насос 1 развивает постоянную подачу $Q_n = 50 \text{ л/мин}$. Рабочие объемы гидромотора 2 $V = 50 \text{ см}^3$ и гидромотора 3 $V_o = 100 \text{ см}^3$.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, определить частоты вращения n и n_o выходных валов соответственно гидромоторов 2 и 3 при условии, что утечка масла в гидромоторе 2 происходит: а) в его сливную полость; б) вне его сливной полости. Объемный к. п. д. гидромотора 2 $\eta_{об} = 0,98$ и гидромотора 3 $\eta_{об.о} = 0,97$.

Решение. Поскольку утечкой масла в гидроаппаратуре пренебрегаем, то в рабочую полость гидромотора 2 поступает масло с расходом $Q = Q_n$, при котором согласно формуле (47) частота вращения выходного вала гидромотора 2

$$n = \frac{Q_n \eta_{об}}{V} = \frac{50 \cdot 0,98}{50 \cdot 10^{-3}} = 980 \text{ об/мин.}$$

Если утечка масла в гидромоторе происходит в его сливную полость, как в шестеренных, пластинчатых и винтовых гидромоторах, то из сливной полости таких гидромоторов вытекает масло с расходом, равным расходу масла на входе в его рабочую полость, т. е.

$$Q_o = Q,$$

и в таком случае в рабочую полость гидромотора 3 поступает масло с расходом $Q_o = Q = Q_n$, при котором согласно формуле (47) частота вращения выходного вала гидромотора 3

$$n_o = \frac{Q_n \eta_{об.о}}{V_o} = \frac{50 \cdot 0,97}{100 \cdot 10^{-3}} = 485 \text{ об/мин.}$$

Если утечка масла в гидромоторе происходит вне его сливной полости, как у большинства аксиально-поршневых и радиально-поршневых гидромоторов, то из сливной полости таких гидромоторов вытекает масло с расходом $Q_o = Q \eta_{об}$. В таком случае в рабочую полость гидромотора 3 поступает масло с расходом $Q_o = Q \eta_{об} = Q_n \eta_{об}$, при котором согласно формуле (47) частота вращения выходного вала гидромотора 3

$$n_o = \frac{Q_n \eta_{об.о}}{V_o} = \frac{Q_n \eta_{об} \eta_{об.о}}{V_o} = \frac{50 \cdot 0,98 \cdot 0,97}{100 \cdot 10^{-3}} = 475,3 \text{ об/мин.}$$

351. Во время работы объемного гидроприводе (рис. 106) выходной вал гидромотора 3 вращается с частотой $n_o = 955,5 \text{ об/мин}$. Гидромоторы 2 и 3 имеют каждый рабочий объем $V = 40 \text{ см}^3$.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, определить подачу Q_n насоса 1 и частоту вращения n выходного вала гидромотора 2, когда из его рабочей полости утечка напорного потока масла происходит: а) в сливную полость; б) вне сливной полости этого гидромотора. Объемный к. п. д. гидромотора 2 $\eta_{об} = 0,98$ и гидромотора 3 $\eta_{об.о} = 0,975$.

352. Во время работы объемного гидропривода (рис. 106) из рабочей полости гидромотора 2 утечка напорного потока масла происходит вне его сливной полости. Рабочий объем этого гидромотора $V = 100 \text{ см}^3$. Объемный к. п. д. гидромоторов 2 и 3 $\eta_{об} = 0,98$. Определить рабочий объем гидромотора 3, при котором его выходной вал будет вращаться с такой же угловой скоростью, как и выходной вал гидромотора 2.

353. В объемном гидроприводе с последовательным соединением гидромоторов 2 и 3 (рис. 106) насос 1 развивает давление $p_n = 10 \text{ МПа}$ и постоянную подачу $Q_n = 110 \text{ л/мин}$. Выходной вал гидромотора 3, рабочий объем которого $V_o = 50 \text{ см}^3$, вращается с частотой $n_o = 1960 \text{ об/мин}$.

Определить потерю мощности из-за слива масла через гидроклапан 4, если в гидромоторе 2, рабочий объем которого $V = 40 \text{ см}^3$, утечка напорного потока масла происходит: а) в сливную полость; б) вне сливной полости этого гидромотора.

Для гидромотора 2 и 3 объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,98$.

354. Во время работы объемного гидропривода (рис. 106) гидромотор 2 с рабочим объемом $V = 40 \text{ см}^3$ преодолевает внешний крутящий момент сопротивления $M = 53,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а гидромотор 3 с рабочим объемом $V_o = 50 \text{ см}^3$ преодолевает внешний крутящий момент сопротивления $M_o = 47 \text{ Н} \cdot \text{м}$. При этом выходной вал гидромотора 3 вращается с частотой $n_o = 1960 \text{ об/мин}$, а суммарное падение давления при движении масла от насоса 1 через гидромоторы 2 и 3 в сливной бак объемного гидропривода составляет $0,72 \text{ МПа}$.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, определить потребляемую насосом 1 мощность N_n и общий к. п. д. η , с которым работает объемный гидропривод, если из рабочей полости гидромотора 2 утечка напорного потока масла происходит: а) в сливную полость; б) вне сливной полости этого гидромотора.

Для гидромоторов 2 и 3 гидромеханический к. п. д. $\eta_{ГМ} = 0,94$ и объемный к. п. д. $\eta_{об} = 0,98$, общий к. п. д. насоса 1 $\eta_n = 0,8$.

355. В объемном гидроприводе с последовательным соединением гидромоторов 2 и 3 (рис. 106) насос 1 развивает подачу $Q_n = 200 \text{ л/мин}$. Утечка масла от гидромоторов отводится вне их сливных полостей по дренажной гидролинии.

Допускаемая средняя скорость масла в трубе дренажной гидролинии $v = 2 \text{ м/с}$. Объемный к. п. д. каждого гидромотора $\eta_{об} = 0,98$.

Подобрать по ГОСТ 16516—80 (см. прил. 1) диаметр условного прохода трубы дренажной гидролинии, отводящей утечку масла от гидромотора 3.

356. В объемном гидроприводе с последовательным соединением гидромоторов 2 и 3 (рис. 106) подача насоса 1 регулируется в пределах от 10 до 80 л/мин. Гидромотор 3 имеет рабочий объем $V_o = 40 \text{ см}^3$.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, определить пределы регулирования частоты вращения выходного вала гидромотора 3.

Утечка масла в гидромоторе 2 происходит вне его сливной полости.

Принять объемный к. п. д. каждого гидромотора $\eta_{об} = 0,98$.

357. В объемном гидроприводе с последовательным соединением гидромоторов 2 и 3 (рис. 106) подача насоса 1 регулируется в пределах от 5 до 50 л/мин.

Определить пределы регулирования частоты вращения выходного вала гидромотора 3 при изменении его рабочего объема от 10 до 100 см³ при условии, что утечка масла в гидромоторе 2 происходит: а) в его сливную полость и б) вне его сливной полости.

Принять утечку масла в гидроаппаратуре $Q_{ут} = 300$ см³/мин и объемные к. п. д. для гидромоторов 2 и 3 $\eta_{об} = 0,98$.

358. В объемном гидроприводе к насосу подключены один плунжерный гидроцилиндр и два последовательно соединенных нереверсивных гидромотора каждый с рабочим объемом $V_0 = 50$ см³. Уплотнение плунжера диаметром $D = 200$ мм в гидроцилиндре манжетное. Каждый гидромотор развивает полезный крутящий момент $M = 45$ Н·м. Суммарное падение давления в напорной и сливной гидролиниях двух гидромоторов $\Delta p = 0,52$, а падение давления в напорной гидролинии гидроцилиндра $\Delta p_n = 0,2$ МПа.

По данным этой задачи построить простейшую принципиальную схему объемного гидропривода и определить полезное усилие, развиваемое гидроцилиндром.

Принять гидромеханический к. п. д. каждого гидромотора $\eta_{гм} = 0,9$ и общий к. п. д. гидроцилиндра $\eta = 0,96$.

359. В объемном гидроприводе к насосу подключены два последовательно соединенных нереверсивных гидромотора и поршневая полость гидроцилиндра диаметром $D = 100$ мм. Насос развивает постоянную подачу $Q_n = 110$ л/мин. Утечка масла от гидромоторов отводится вне их сливных полостей. Уплотнение поршня в гидроцилиндре манжетное.

По данным этой задачи построить простейшую принципиальную схему объемного гидропривода и с учетом утечки масла в гидроаппаратуре $Q_{ут} = 580$ см³/мин определить скорость перемещения поршня гидроцилиндра, если в гидролинии, соединяющей гидромотор со сливным баком, расход масла $Q_{сл} = 100$ л/мин.

Принять объемный к. п. д. каждого гидромотора $\eta_{об} = 0,98$.

360. В объемном гидроприводе машины используются следующие гидродвигатели, работающие при указанном в скобках рабочем давлении p и потребляемом расходе Q :

Гидроцилиндр 1 ($p = 6,3$ МПа, $Q = 12$ л/мин).

Гидроцилиндр 2 ($p = 6,3$ МПа, $Q = 4$ л/мин).

Гидроцилиндр 3 ($p = 10$ МПа, $Q = 25$ л/мин).

Два спаренно работающих вспомогательных в машине плунжерных гидроцилиндра 4 и 5 ($p = 10$ МПа и общий расход $Q = 10$ л/мин).

Гидромотор 6 ($p =$ МПа, $Q = 28$ л/мин).

Гидромотор 7 ($p = 10$ МПа, $Q = 22$ л/мин).

Гидромотор 8 ($p = 10$ МПа, $Q = 40$ л/мин).

Гидромоторы 7 и 8 работают постоянно.

Остальные гидродвигатели работают периодически, причем во времени может совпадать работа только гидродвигателей 1, 2 и 6.

В гидроприводе машины предусмотрено использовать нерегулируемые насосы.

Распределить указанные гидродвигатели по насосам при условии, чтобы расчетная потеря мощности $\Delta N_{\text{кл}}$ из-за слива масла через предохранительный клапан при дросселировании не превышала $N_{\text{доп}} = 2$ кВт.

Решение. Гидродвигатели многодвигательной системы объемного гидропривода машины присоединяются к общему насосу при одинаковом рабочем давлении, одинаковом характере работы и с учетом допускаемой потери мощности $N_{\text{доп}}$. Постоянно работающие гидродвигатели подключают (присоединяют) к отдельному насосу, который развивает подачу Q_n не менее общего расхода масла этими гидродвигателями. Вспомогательные гидродвигатели могут подключаться к насосу без учета допускаемой потери мощности $N_{\text{доп}}$.

С учетом изложенного подключаем к отдельному насосу гидромоторы 7 и 8 как работающие постоянно и при одинаковом рабочем давлении $p = 6,3$ МПа. Подача этого насоса должна быть не менее суммарного расхода масла гидромоторами 7 и 8, т. е. $Q_n \geq 22 + 40 = 62$ л/мин.

Гидроцилиндры 1 и 2 работают при одинаковом рабочем давлении $p = 6,3$ МПа. Но так как по условию задачи их работа может совпадать во времени, то предварительно определим расчетную потерю мощности в случае подключения к общему насосу, когда могут работать или одновременно гидроцилиндры 1 и 2 ($Q_{\text{max}} = 12 + 4 = 16$ л/мин) или один из них с минимальным расходом ($Q_{\text{min}} = 4$ л/мин):

$$\begin{aligned} \Delta N_{\text{кл}} &= p(Q_{\text{max}} - Q_{\text{min}}) = 6,3 \cdot 10^6 (16 - 4) \cdot 10^{-3} \cdot 60^{-1} = \\ &= 1260 \text{ Вт} = 1,26 \text{ кВт} < N_{\text{доп}} = 2 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Следовательно, условие по потери мощности $\Delta N_{\text{кл}}$ соблюдается, что позволяет подключить гидроцилиндры 1 и 2 к одному общему для них насосу. Для обеспечения одновременной работы гидроцилиндров 1 и 2 насос необходимо подобрать с подачей $Q_n \geq Q_{\text{max}} = 16$ л/мин.

Гидроцилиндр 3 и гидромотор 6 работают при одинаковом рабочем давлении $p = 10$ МПа, причем их работа во времени не совпадает. В случае подключения их к одному насосу максимальный расход масла в гидросистеме будет тогда, когда работает только гидромотор 6 ($Q_{\text{max}} = 8$ л/мин), а минимальный — когда работает только гидроцилиндр 3 ($Q_{\text{min}} = 5$ л/мин). Тогда

$$\begin{aligned} \Delta N_{\text{кл}} &= p(Q_{\text{max}} - Q_{\text{min}}) = 10 \cdot 10^6 (8 - 5) \cdot 10^{-3} \cdot 160^{-1} = 500 \text{ Вт} = \\ &= 0,5 \text{ кВт} \leq N_{\text{доп}} = 2 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Следовательно, условие по потери мощности $\Delta N_{\text{кл}}$ соблюдается, что позволяет подключить гидроцилиндр 3 и гидромотор 6

к одному общему для них насосу с подачей $Q_n \geq Q_{\max} = 8$ л/мин. К этому насосу также подключаем вспомогательные гидроцилиндры 4 и 5 как работающие крайне мало по времени, несмотря на потерю мощности:

$$\Delta N_{н.л} = p(Q_{\max} - Q_{\min}) = p(Q_n - Q_{\min}) = \\ = 10 \cdot 10^6 (28 - 10) \cdot 10^{-3} \cdot 60^{-1} = 3000 \text{ Вт} \equiv 3 \text{ кВт} > N_{\text{доп}} = 2 \text{ кВт}.$$

Так, объемный гидропривод машины с заданными параметрами работы гидродвигателей состоит из трех самостоятельных (раздельных) систем, которые на принципиальной гидросхеме могут быть представлены подобно рис. 95, 96 и 101.

361. В объемном гидроприводе машины используются следующие гидродвигатели, работающие при указанном в скобках рабочем давлении p и потребляемом расходе Q :

Гидромотор 1 ($p = 16$ МПа, $Q = 30$ л/мин).

Гидромотор 2 ($p = 16$ МПа, $Q = 50$ л/мин).

Гидромотор 3 — вспомогательный в машине ($p = 16$ МПа, $Q = 5,0$ л/мин).

Гидромоторы 4 и 5 — спаренно работающие ($p = 16$ МПа и общий расход масла $Q = 12$ л/мин).

Гидроцилиндр 6 ($p = 16$ МПа, $Q = 9$ л/мин).

Гидроцилиндр 7 ($p = 32$ МПа, $Q = 9$ л/мин).

Гидромоторы 1, 4 и 5 работают постоянно.

Работа гидродвигателей 2, 3, 6 во времени не совпадает.

Используя в объемном гидроприводе нерегулируемые насосы, распределить указанные гидродвигатели по насосам при условии, что потеря мощности из-за слива масла через предохранительный клапан при дросселировании не превышает 3 кВт.

362. В объемном гидроприводе машины используются следующие гидродвигатели, работающие при указанном в скобках рабочем давлении p и потребляемом расходе Q :

Гидроцилиндр 1 ($p = 16$ МПа, $Q = 5$ л/мин).

Гидроцилиндр 2 ($p = 10$ МПа, $Q = 5$ л/мин).

Гидроцилиндр 3 ($p = 10$ МПа, $Q = 8$ л/мин).

Гидромотор 4 ($p = 10$ МПа, $Q = 10$ л/мин).

Гидромотор 5 ($p = 10$ МПа, $Q = 9$ л/мин).

Гидромотор 6 ($p = 6,3$ МПа, $Q = 12$ л/мин).

Поворотный гидродвигатель 7 ($p = 6,3$ МПа, $Q = 12$ л/мин).

Для параллельно работающих вспомогательных гидродвигателей 8 и 9 ($p = 6,3$ МПа, $Q = 4$ л/мин каждым гидромотором).

Гидромоторы 4 и 6 работают постоянно.

Гидродвигатели 8 и 9 — вспомогательные в машине.

Работа гидродвигателей 1, 2, 3, 5, 6 и 7 во времени не совпадает.

Используя в объемном гидроприводе нерегулируемые насосы, распределить указанные гидродвигатели по насосам при условии, что потеря мощности из-за слива масла через предохранительный клапан при дросселировании не превышает 3 кВт.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Значение условных проходов D_y , мм, по ГОСТ 16516—80 1; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

Примечание. Условный проход — округленный до ближайшего значения из установленного ряда диаметр круга, площадь которого равна площади характерного проходного сечения канала устройства или площади проходного сечения присоединяемого трубопровода.

Приложение 2

Коэффициенты потерь ζ в местных гидравлических сопротивлениях

Местное гидравлическое сопротивление	ζ
Гидрораспределитель	2
Резкий изгиб трубы	1
Плавный поворот трубы	0,2
Сверленный угольник	2
Присоединительный штуцер и место подключения резинового рукава	0,15
Разъемная самозапирающаяся муфта	1,5
Место присоединения трубы предохранительного или другого гидроклапана к напорному трубопроводу	0,1
Вход масла в полость гидродвигателя	1
Выход масла из сливной полости гидродвигателя	1,1

Приложение 3

Ряд нормальных диаметров, мм, гидроцилиндров, поршней, штоков и плунжеров по ГОСТ 6540—68, ГОСТ 12447—80 и ГОСТ 12448—80

1; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900).

Примечания: 1. Ряд нормальных диаметров по ГОСТ 6540—68 начинается от 4 мм для штоков и от 10 мм для гидроцилиндров.

2. В скобках представлены числа дополнительного ряда. При выборе значений диаметров основной ряд следует предпочитать дополнительному.

3. Представленный ряд диаметров распространяется на золотники и т. п. устройства объемного гидропривода.

Приложение 4

Рабочие объемы V_0 , см³, насосов и гидромоторов по ГОСТ 13824—80 и ГОСТ 13825—80

10; (11,2); 12,5; (14); 16; (18); 20; (22,4); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (224); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); 1000; (1120); 1250; (1400); 1600; (1800); 2000.

Примечания: 1. Ряд рабочих представлен здесь не полностью.

2. В скобках представлен дополнительный ряд рабочих объемов.

3. При выборе значений номинальных рабочих объемов основной ряд следует предпочитать дополнительному.

Номинальные расходы жидкости, $\text{дм}^3/\text{с}$ (л/мин), по ГОСТ 13825—80

0,016 (1,0); 0,025 (1,6); 0,040 (2,5); 0,050 (3,2); 0,063 (4,0); 0,080 (5,0);
0,100 (6,3); 0,125 (8,0); 0,160 (10,0); 0,200 (12,5); 0,250 (16,0); 0,320 (20,0);
0,400 (25,0); 0,500 (32,0); 0,630 (40,0); 0,800 (50,0); 1,00 (63,0); 1,25 (80); 1,60 (100);
2,00 (125); 2,50 (160); 3,20 (200); 4,00 (250); 5,00 (320); 6,30 (400); 8,00 (500);
10,0 (630); 12,5 (800); 16,0 (1000); 20,0 (1250); 25,0 (1600); 32,0 (2000); 40,0 (2500).

Примечание. Данный в скобках ряд в л/мин соответствует ряду в $\text{дм}^3/\text{с}$ с точностью 4—6 %.

ОТВЕТЫ К ЗАДАЧАМ

2. $\rho = 926,3 \text{ кг/м}^3$; $\gamma = 9087 \text{ Н/м}^3$. 3. 895 кг/м^3 . 4. $\rho = 890,2 \text{ кг/м}^3$; $\gamma = 8733 \text{ Н/м}^3$. 5. 990 кг/м^3 . 6. 40% . 7. $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$; $\gamma = 8829 \text{ Н/м}^3$. 9. 481 см^3 . 10. 9 оборотов винта. 11. $15,8 \text{ МПа}$. 12. $0,507 \text{ м}^3$. 13. $84,2 \text{ дм}^3$. 14. 30 МПа . 15. $5,8 \text{ мм}$. 17. Без учета веса столба масла $p = 314 \text{ кН а с}$ учетом веса столба масла $p = 314,14 \text{ кН}$. 18. График строится по формуле $p = \frac{4gt}{\pi(D^2 - d^2)}$. 19. $3,82 \text{ МПа}$. 20. $1,5 \text{ МПа}$. 21. 8 мм . 22. $6,5 \text{ МПа}$. 23. 3140 Н . 24. а) $24,8 \text{ мм}$; б) $15,8 \text{ кН/м}$. 25. 608 мм . 26. $363,7 \text{ кПа}$. 28. а) $68,6 \text{ мм}$; б) 175 мм . 29. $p_0 = 163,3 \text{ кПа}$. 31. $9,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$. 33. 314 кН и 914 кН . 34. Без учета веса. (рис. 20, а, б) $P = 314000 \text{ Н}$ с учетом веса (рис. 20, а) $P = 314286 \text{ Н}$ и (рис. 20, б) $P = 314143 \text{ Н}$. 35. 746 Н . 37. $P = P_0 = 78,5 \text{ кН}$; $R = 111 \text{ кН}$. 35. Для расположения гибкого рукава: по рис. 23, а $P = 3,14 \text{ кН}$ и $R = 6,28 \text{ кН}$; по рис. 23, б $P = 3,14 \text{ кН}$ и $R = 4,44 \text{ кН}$. 39. $12,56 \text{ кН}$. 41. $\delta = 4 \text{ мм}$. 43. $D = 100 \text{ мм}$. 44. $l = 378 \text{ мм}$; $k = 242 \text{ дв. ходов}$. 45. а) $105 \text{ Н} \cdot \text{м}$; б) $96,75 \text{ Н} \cdot \text{м}$; 46. 308 мм . 47. а) 80 кН ; б) $d = 10 \text{ мм}$. 49. $D = 100 \text{ мм}$. 50. Без учета к. п. д.: а) $F = 64 \text{ кН}$; б) $p = 405 \text{ кПа}$. С учетом к. п. д.: а) $F = 49,8 \text{ кН}$; б) $p = 0,5 \text{ МПа}$. 51. $859,3 \text{ Н}$. 53. $0,3925 \text{ л/с}$. 54. 20 МПа . 55. Режим движения масла с турбулентного после охлаждения масла переходит в ламинарный. 56. Режим движения масла в трубе диаметром 10 мм — ламинарный, а в трубе диаметром 16 мм — турбулентный. 57. $0,361 \text{ л/с}$. 58. 347 л/с . 60. $9,98 \text{ МПа}$. 61. $4,98 \text{ МПа}$. 62. а) $9,98 \text{ МПа}$; б) $4,63 \text{ МПа}$. 63 а) $129,5 \text{ кПа}$; б) $189,5 \text{ МПа}$. 65. $Q_1 = 0,93 \text{ л/с}$; $Q_2 = 1,07 \text{ л/с}$; $\Delta p_1 = \Delta p_2 = 54,8 \text{ кПа}$. 66. $Q_{\text{квл}} = 0,74 \text{ л/с}$; $Q_{\text{др}} = 0,26 \text{ л/с}$; $\Delta p_{\text{квл}} = \Delta p_{\text{др}} = 4,98 \text{ кПа}$. 67. а) $0,249 \text{ л/с}$; б) $0,415 \text{ л/с}$. 68. $1 \text{ дм}^3/\text{с}$. 69. а) $119,4 \text{ мм}$; б) $298,5 \text{ мм}$. 71. $d = 80 \text{ мм}$. 72. $0,8$. 73. $11,1 \text{ МПа}$. 74. $V_0 = 36 \text{ см}^3$. 75. $1,43 \text{ кВт}$. 76. $0,1 \text{ кВт}$. 77. 15 кПа . 79. $v = 3,8 \text{ см/с}$; $F = 1 \text{ МН}$. 80. $9,83 \text{ МПа}$ и $0,0785 \text{ л/с}$. 81. $D = 80 \text{ мм}$. 82. $50,2 \text{ Н}$. 83. $d_0 = 16 \text{ мм}$. 84. $\delta = 6,2 \text{ мм}$. 85. а) $v = 0,78 \text{ см/с}$; $F = 189 \text{ кН}$; б) $v = 1 \text{ см/с}$; $F = 141,6 \text{ кН}$. 86. $F_2 = \frac{p\eta_m - p_{\text{пр}}k}{\rho^k \eta_m - p_{\text{пр}}}$, где $k = 1 - \frac{1}{n^2}$.
88. $\frac{D}{d} = \sqrt{\frac{n}{n-1}}$. 89. $0,98$. 90. 3 л/с . 91. а) $144,6 \text{ кН}$ и $0,66 \text{ м/с}$; б) $114,6 \text{ кН}$ и $0,81 \text{ м/с}$. 92. 140 мм . 93. 8 МПа . 94. $d_2 = 110 \text{ мм}$. 95. а) $F_1 = 90,7 \text{ кН}$; $F_2 = 88,7 \text{ кН}$; б) $Q_1 = 19,65 \text{ л/мин}$; $Q_2 = 19 \text{ л/мин}$. 96. $F = 137,2 \text{ кН}$; $v = 2,2 \text{ м/мин}$. 97. $D = 100 \text{ мм}$. 99. а) $7,8 \text{ МПа}$ и $10,2 \text{ МПа}$; б) $7,9 \text{ дм}^3/\text{мин}$ и $10,4 \text{ дм}^3/\text{мин}$. 100. а) $\delta_1 = 0,9 \text{ мм}$, $\delta_2 = 1 \text{ мм}$; б) $\delta_1 = 6,9 \text{ мм}$; в) $\delta_2 = 5 \text{ мм}$. 102. а) $1,6 \text{ м/мин}$; б) $1,45 \text{ м/мин}$. 103. $100, 110, 120$ и 130 мм . 104. а) $v = 0,81 \text{ м/мин}$, $F = 54,7 \text{ кН}$; б) $v = 1,87 \text{ м/мин}$, $F = 20,5 \text{ кН}$; в) $v = 2,69 \text{ м/мин}$, $F = 20,5 \text{ кН}$. 105. $d_2 = 180 \text{ мм}$. 107. $V_0 = 63 \text{ см}^3$. 108. $V_0 = 25 \text{ см}^3$. 109. $\eta_{\text{гм}} = 0,75$; $\eta_{\text{об}} = 0,8$; $\eta = 0,6$. 110. $50,2 \text{ кВт}$. 112. $d = 40 \text{ мм}$. 113. От 2 до 10 мм . 115. $\alpha = 15^\circ$. 116. $0,96$. 117. $d = 32 \text{ мм}$. 118. $0,95$. 120. $0,47 \text{ л/с}$. 121. 20 мм . 122. $n = 0 \div 831 \text{ об/мин}$, $M = 0 \div 28,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$. 123. $e = 2,5 \text{ мм}$. 125. $M = 81,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $n = 573 \text{ об/мин}$. 126. а) уменьшится в 2 раза; б) уменьшится в 4 раза. 127. $B = 20 \text{ мм}$. 129. $M = 12 \text{ кН} \cdot \text{м}$; $\omega_{\text{угл}} = 0,476 \text{ рад/с}$. 130. $B = 250 \text{ мм}$; $M_{\text{ф}} = 5,1 \text{ кН} \cdot \text{м}$. 131. $D = 200 \text{ мм}$. 132. $d = 100 \text{ мм}$. 133. Трехкратного действия. 134. $r = 100 \text{ мм}$; $R = 200 \text{ мм}$. 135. 150 мм . 136. $\eta_m = 0,81$; $\eta_{\text{об}} = 0,966$; $\eta = 0,782$. 137. $d_0 = 12 \text{ мм}$. 139. $M = 44,1 \text{ кН} \cdot \text{м}$; $\omega_{\text{угл}} = 0,41 \text{ рад/с}$; $N_{\text{пол}} = 18,2 \text{ кВт}$; $N = 20 \text{ кВт}$. 140. $Q = 4 \text{ л/с}$; $M = 24,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$. 141. $R = 100 \text{ мм}$. 143. $M = 2243 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $\omega_{\text{угл}} = 0,748 \text{ рад/с}$. 144. 254 мм . 145. $M = 204,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

$\omega_{угл} = 0,0318$ рад/с. 148. При $D = 80$ мм $M = 2342$ Н · м. 149. 10 МПа. 150. $d = 63$ мм. 151. $M = 11\,783$ Н · м; $\omega_{угл} = 0,6$ рад/с. 152. $p = 5,8$ МПа; $Q = 0,666$ л/с. 153. $M = 3,9$ кН · м; $\omega_{угл} = 0,1$ рад/с. 154. $M = 247$ Н · м; $\omega_{угл} = 0,1$ рад/с. 156. $x = 2,2$ мм. 157. 215 кПа. 158. $d_1 = 9$ мм; $d_0 = 18$ мм; $D_0 = 45$ мм. 159. 225 кПа. 160. $x = 1,6$ мм. 161. 5,14 МПа. 162. $d = 10$ мм; $D_0 = 20$ мм; $x = 2,5$ мм. 163. 0,83 л/с. 164. 0,2 мм. 165. 5,21 МПа. 166. 1,8 оборота винта. 167. 5,37 МПа. 168. 1,57 см³/с. 171. От 0,127 до 0,626 м/мин. 172. 240 кН. 173. От 0,153 до 0,434 м/мин. 174. а) 1336 об/мин; б) 72,2 кН. 176. а) $F = 187,5$ кН; $v = 0,74$ см/с; б) $F = 139,4$ кН; $v = 0,99$ см/с. 177. а) 2066 об/мин; б) 1737 об/мин. 178. $d = 125$ мм. 179. 7,8 МПа. 180. а) 8,28 МПа; б) 8,76 МПа. 181. 3,6 кВ. 182. 0,5 м/мин. 183. 5 см³/с. 185. 375 мм. 186. 180 мм. 188. $d_{вс} = 32$ мм; $d_n = 20$ мм; $d_{сл} = 32$ мм. 189. От 2,56 до 5,12 м/мин. 190. Вправо 15 и влево 16 дм/мин. 192. 5 дв. ход./мин. 193. $v_1 = 9$ м/мин; $v_2 = 7,9$ м/мин. 195. $D = 60$ мм; $Q = 0,21$ л/с; $N_n = 2,6$ кВт; $d_n = 8$ мм. 196. $D = 60$ мм; $Q = 0,21$ л/с; $N_n = 1,3$ кВт; $d_n = 8$ мм. 197. $Q = 8$ л/мин; $F = 73\,790$ Н; $N_n = 1,7$ кВт; $d_n = 6$ мм. 199. $p_n = 25,3$ МПа. 200. а) $F = 48\,851$ Н; $Q_n = 0,47$ л/мин; б) $F = 58\,838$ Н; $Q_n = 0,47$ л/мин. 201. $N_n = 0,42$ кВт; $W_m = 0,9$ л. 203. а) $Q_n = 4,90$ л/мин; $d = 40$ мм. 204. $\frac{d}{D} = \sqrt{\frac{1}{1+k}}$. 205. $D = 140$ мм. 206. а) 0,83; б) 0,74. 208. $Q_n = 14$ л/мин; $N_n = 1,5$ кВт. 209. $v = 0,11$ м/мин; $Q_{др} = 5,7$ л/мин. 210. От 20 до 1924 Вт. 211. $n = 1546$ об/мин; $N_n = 4,75$ кВт. 212. а) 0,56 м/мин; б) 0,38 м/мин. 213. а) 3,56 л/мин; б) 5,44 л/мин. 214. 0,61. 215. 1,16 м/мин. 216. 0,97 кВт. 217. 0,27 л/с. 218. $Q_{др} = 0,28$ л/с. 220. $M = 54,8$ Н · м; $n = 787$ об/мин. 221. От 245 до 1470 об/мин. 222. От 390 до 1950 об/мин. 223. От 55,7 до 1392 об/мин. 224. а) $p = 6,28$ МПа; $Q_n = 97,5$ л/мин; б) $p = 6,88$ МПа; $Q_n = 97,6$ л/мин. 225. $N = 8$ кВт; $\eta_{общ} = 0,69$. 226. а) 140 рад/с; б) 120 рад/с. 228. $Q_A = 123$ л/мин; $p_A = 53,8$ МПа. 229. 630 об/мин. 230. 17 кВт. 232. $W_m = 12$ л; $N_n = 4,63$ кВт. 233. а) 4,45 кВт; б) 16 кВт. 234. 64 с. 236. 0,6. 238. 0,67 кВт. 239. 627 об/мин. 240. 0,7. 242. $M = 24$ кН · м; $\omega_{угл} = 0,24$ рад/с. 243. а) 2,64 рад/с; б) 2,45 рад/с. 244. От 0,66 до 5,33 рад/с. 245. а) 5 кВт; б) 10 кН · м. 246. $p_A = 5,8$ МПа; $Q_A = 0,2$ л/с. 247. $p_A = 5,8$ МПа; $\omega_{угл} = 1,3$ рад/с. 248. 15,2 кВт. 249. 0,83 кВт. 250. $\omega_{угл} = 0,276$ рад/с; $Q_{хл} = 4$ л/мин. 251. 0,2 л/с. 252. 0,4 л/с. 253. $N = 1,78$ кВт; $\Delta N = 0,34$ кВт; $\eta_{общ} = 0,53$. 254. $M = 3,49$ кН · м; $\omega_{угл} = 0,2$ рад/с. 255. 0,41 л/с. 256. 12,8 МПа. 257. 75,7 дв. ход. мин. 258. 9,7 кВт. 259. 1,7 кВт. 260. 0,71. 261. $M_1 = 1814$ Н · м; $M_2 = 1140$ Н · м; $\omega_{угл1} = 0,51$ рад/с; $\omega_{угл2} = 0,8$ рад/с. 262. а) $N_n = 46,2$ кВт; $\eta_{общ} = 0,88$; б) $N_n = 49,3$ кВт; $\eta_{общ} = 0,81$. 263. а) 10,2 кН · м; б) 7,52 кН · м. 264 а) 0,92 рад/с; б) 1,22 рад/с. 265. 1,33 рад/с. 266. 0,57. 268. 41 л/мин. 269. а) $v_1 = v_2 = 2,48$ м/мин; б) $v_1 = 1,99$ м/мин; $v_2 = 3,98$ м/мин. 270. 132 мм. 272. $N_n = 4,77$ кВт; $\eta_{общ} = 0,716$. 273. 0,82. 274. 9,4 кВт. 276. $v = 8,5$ дм/мин; $Q_{сл} = 5$ л/мин. 277. а) 16,37 л/мин; б) 18,5 л/мин; в) 18,1 л/мин; г) 17,4 л/мин. 278. 0,66. 279. 1,04 кВт. 280. 200 л/мин. 281. 1874 об/мин. 282. 111,3 см³. 283. 1154 об/мин. 284. 7,18 кВт. 286. 27,7 Н · м и 34,7 Н · м; 1088 об/мин; 287. $M_0 = 35,5$ Н · м; $N_n = 8,71$ кВт; $\eta = 0,68$. 288. 41 л/мин. 289. а) 340 об/мин. б) 3,89 м/мин. 290. $M = 6,78$ Н · м; $\omega_{угл} = 123$ рад/с; $F = 21$ кН; $v = 0,8$ м/мин. 291. $M = 20,9$ Н · м; $n = 208$ об/мин; $N_n = 4,2$ кВт; $\eta = 0,7$. 292. $F = 165,7$ кН; $v = 0,28$ м/мин; $N_n = 7,2$ кВт; $\eta = 0,67$. 293. а) $F = 98,6$ кН; $v = 1,26$ м/мин; $\eta = 0,66$; б) $M = 71,78$ Н · м; $\omega_{угл} = 0,4$ рад/с; $\eta = 0,53$. 294. 0,73 кВт. 295. $F = 38\,340$ Н; $v = 1$ м/мин; $M = 912$ Н · м; $\omega_{угл} = 1,9$ рад/с. 296. 23 л/мин. 297. 1,75 рад/с. 298. 336 Вт. 299. а) 7 л/мин; б) 1,54 рад/с. 300. $N_n = 6,57$ кВт; $\eta_{общ} = 0,7$. 301. 104 л/мин. 303. а) $\omega_{угл} = 0,75$ рад/с; $p = 490$ об/мин; б) $n = 122,5$ об/мин; $v = 7,9$ см/мин; в) $n = 450$ об/мин; $Q_{др} = 20$ л/мин. 304. а) 0,5 кВт; б) 0,75 рад/с. 305. а) $M_2 = 25,76$ Н · м; $M_3 = 18,2$ Н · м; $N_n = 5,2$ кВт; $\eta = 0,59$;

б) $M_2 = 25,76 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $M_3 = 1862 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $N_H = 5,2 \text{ кВт}$; $\eta = 0,3$. 306. а) 20 л/мин; б) 19,8 л/мин. 307. $Q = 61,5 \text{ л/мин}$; $Q_O = 50,2 \text{ л/мин}$. 308. $v = 0,75 \text{ м/мин}$; $Q_O = 12,2 \text{ л/мин}$. 309. $Q_H = 3,3 \text{ л/с}$; $N_H = 20,6 \text{ кВт}$. 310. а) 0,69; б) 0,72; в) 0,73; г) 0,71. д) 0,69. 311. $M = 145 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $n = 490 \text{ об/мин}$; $F = 119 \text{ кН}$; $v = 0,8 \text{ м/мин}$. 312. $N_H = 17,2 \text{ кВт}$; $\eta = 0,72$. 314. $W_M = 18,5 \text{ л}$; $Q_H = 33 \text{ л/мин}$. 315. $W_M = 7,3 \text{ л}$; $Q_H = 1 \text{ л/с}$. 316. а) $W_M = 6 \text{ л}$; $Q_H = 27 \text{ л/мин}$; б) $W_M = 19,1 \text{ л}$; $Q_H = 27 \text{ л/мин}$. 317. а) 0,5 л/с; б) 0,105 л/с. 319. $N_H = 1,6 \text{ кВт}$; $\eta = 0,74$. 320. а) $D = 80 \text{ мм}$; б) $D_O = 100 \text{ мм}$; в) $d_O = 60 \text{ мм}$. 321. а) 0,126 л/с; б) 0,317 л/с. 323. $p_H = 3,83 \text{ МПа}$; $Q_H = 12,5 \text{ л/мин}$. 324. $v_O = v = 1,66 \text{ м/мин}$; $Q_{др} = 0,14 \text{ л/с}$. 325. 0,8 л/мин. 326. $N_{кл} = 0,91 \text{ кВт}$; $\eta = 0,48$. 327. $d_{вс} = 25 \text{ мм}$; $d_H = 16 \text{ мм}$. $d_{сл} = 32 \text{ мм}$; $d = 20 \text{ мм}$. 328*. $F = 14,54 \text{ кН}$; $v = 5,9 \text{ м/мин}$. 329*. 16 мм. 330*. $d = 40 \text{ мм}$. 331*. $Q_H = 7,65 \text{ л/мин}$; $N_H = 1,6 \text{ кВт}$. 332*. 5,64 МПа. 334*. $l = 600 \text{ мм}$. 338. 0,53 м/мин. 339. $d = 6 \text{ мм}$; $b = 1 \text{ мм}$. 340. 584,5 кН. 342*. а) 1 м/мин; б) 0,1 л/с; в) 0,128 л/с. 343*. а) 25,75 л/мин; б) 1,24 м/мин. 344*. 6,47 кВт. 345* 0,73 кВт. 346*. $N_H = 5 \text{ кВт}$; $\eta = 0,7$. 348*. $M_O = 107,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$. 349. а) 27,46 МПа; б) 28,78 МПа. 351. а) $Q_H = 39,2 \text{ л/мин}$; $n = 950 \text{ об/мин}$. б) $Q_H = 40 \text{ л/мин}$; $n = 980 \text{ об/мин}$. 352. 98 см³. 353. а) 1,55 кВт; б) 1,26 кВт. 354. а) $N_H = 33,3 \text{ кВт}$; $\eta = 0,7$; б) $N_H = 34,1 \text{ кВт}$; $\eta = 0,69$. 355. 3 мм. 356. От 260,5 до 2084 об/мин. 357. а) от 45 до 4900 об/мин. б) от 47 до 4702 об/мин. 358. 5205 Н. 359. 2 см/с. 361. Подключаются: к первому насосу ($Q_H > 92 \text{ л/мин}$) гидромоторы 1, 2, 4 и 5 как работающие постоянно, ко второму насосу ($Q_H > 12 \text{ л/мин}$) гидроцилиндр 6 и гидромотор 3 как вспомогательной и к третьему насосу гидроцилиндр 7 как единственный работающий при давлении $p = 32 \text{ МПа}$. 362. Подключаются: к первому насосу ($Q_H > 9 \text{ л/мин}$) гидроцилиндры 2 и 3 и гидромотор 5, ко второму насосу ($Q_H > 12 \text{ л/мин}$) гидродвигатели 7 и 8. Остальные гидродвигатели подключаются каждый к отдельному насосу.

* Объяснение работы объемного гидропривода при различных положениях гидрораспределителя изложено при решении задач № 333 (рис. 103) и № 341 (рис. 105).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аврамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т. Элементы гидропривода.— К.: Техника, 1977.— 320 с.
2. Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б., Байбаков О. В., Кирилловский Ю. Л. Гидравлика, гидромашини и гидроприводы.— М.: Машиностроение, 1982.— 423 с.
3. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика.— М.: Машиностроение, 1971.— 672 с.
4. Богданович Л. Б. Гидравлические приводы.— К.: Вища школа, 1975.— 300 с.
5. Большаков В. А. и др. Сборник задач по гидравлике.— К.: Вища школа, 1975.— 300 с.
6. Вильнер Я. М., Ковалев Я. Т., Некрасов Б. Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам.— Минск: Вышэйш. школа, 1976.— 416 с.
7. Гейер В. Г., Дулин В. С., Боруменский А. Г., Заря А. Н. Гидравлика и гидропривод.— М.: Недра, 1981.— 300 с.
8. Коваль П. В. Гидравлика и гидропривод горных машин.— М.: Машиностроение, 1979.— 319 с.
9. Осипов П. Е. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод.— М.: Лесн. пром-сть, 1981.— 424 с.
10. Перекрестов А. В. Основи гидравліки і пневматики.— Х.: Вид-во ХГУ, 1967.— 187 с.
11. Сборник задач по машиностроительной гидравлике / Под ред. И. И. Куколевского, Л. Г. Подвиза.— М.: Машиностроение, 1972.— 472 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Глава I. Основные сведения из гидравлики

1. Физические свойства рабочей жидкости	4
2. Сила давления рабочей жидкости на элементы гидропривода	8
3. Закон Паскаля	17
4. Расчет трубопроводов	21

Глава II. Элементы объемного гидропривода

5. Насосы объемного гидропривода	32
6. Гидроцилиндры	35
7. Гидромоторы	43
8. Поворотные гидродвигатели	49
9. Гидроаппаратура	60

Глава III. Одноводвигательный объемный гидропривод

10. Объемный гидропривод с гидроцилиндром	63
11. Объемный гидропривод с гидромотором	82
12. Объемный гидропривод с поворотным гидродвигателем	92

Глава IV. Многодвигательный объемный гидропривод

13. Объемный гидропривод с параллельным соединением гидродвигателей	100
14. Последовательное соединение гидродвигателей	119

Приложения	137
----------------------	-----

Ответы к задачам	139
----------------------------	-----

Список литературы	142
-----------------------------	-----

Анатолий Васильевич Перекрестов

Задачи по объемному гидроприводу

Редактор *Т. Г. Снятынская*
Художественный редактор *С. В. Анненков*
Технический редактор *Л. Ф. Волкова*
Корректор *Т. Ю. Ходырева*

Информ. бланк № 7553

Сдано в набор 23.06.82. Подп. в печать 24.11.83. БФ 03249.
Формат 60×90/16. Бумага типогр. № 2. Лит. гарн. Вис. печать.
9 печ. л. 9,25 кр.-отт. 10,4 уч.-изд. л. Тираж 4000 экз.
Изд. № 5373. Зак. 2-284. Цена 15 к.
Главное издательство издательского объединения «Вища
школа», 252054, Киев-54, ул. Гоголевская, 7
Харьковская книжная фабрика «Коммунист», 310012,
Харьков-12, ул. Энгельса, 11