

Министерство образования Республики Беларусь

**Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»**

Кафедра «Нефтегазозаработка и гидропневмоавтоматика»

Ю. А. Андреев

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРО- И ПНЕВМОМАШИНЫ

ПРАКТИКУМ

для студентов специальности 1-36 01 07

«Гидропневмосистемы мобильных

и технологических машин»

дневной формы обучения

Гомель 2022

УДК 621.22(075.8)
ББК 31.56я73
А65

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 2 от 07.12.2020 г.)*

Рецензент: зам. директора по новой технике ОАО «САЛЕО-Гомель»
канд. техн. наук *Е. П. Борисов*

Андреев, Ю. А.
А65 Объемные гидро- и пневмомашин : практикум для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» днев. формы обучения / Ю. А. Андреев. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2022. – 61 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Содержит семь тем практических работ с теоретическим материалом, необходимым для решения задач.

Для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» дневной формы обучения.

**УДК 621.22(075.8)
ББК 31.56я73**

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2022

Введение

Основное назначение практикума – помочь студентам получить навыки применения теоретических знаний по дисциплине «Объемные гидро- и пневмомашин» для решения конкретных практических задач. При решении задач студент приобретает следующие навыки:

- проведения гидравлических расчетов гидро- и пневмосистем и определения основных параметров объемных насосов и двигателей по условиям эксплуатации;

- использования характеристик насосов;

- использования изученных методик при проектировании насоса;

- проектирования объемных машин с использованием справочных материалов и технической информации.

Практикум содержит задачи по следующим разделам курса:

1. Рабочие параметры и характеристики объемных гидромашин.

2. Радиально-поршневые гидромашин.

3. Аксиально-поршневые гидромашин.

4. Шестеренные и винтовые гидромашин.

5. Пластинчатые гидромашин.

6. Гидродвигатели поступательного и поворотного движения.

7. Пневматические машин.

Студент выполняет практические работы коллективно или индивидуально на занятии, для закрепления теоретических знаний и навыков самостоятельного решения типовых задач.

При самостоятельной работе с заданиями рекомендуется выполнять следующие указания:

- приступая к решению задачи, необходимо отчетливо представить исходные условия и цепь решения.

- следует наметить четкую последовательность действий, составить уравнения, выражающие связь между величинами, найти необходимые формулы.

- соблюдать размерности всех входящих в формулы величин. Недостаточное внимание к размерностям является частой причиной ошибок.

- использовать в расчетах Международную систему единиц (СИ).

- при выполнении ряда задач следует пользоваться справочными материалами.

Некоторые задачи заимствованы из следующих источников:

1. Задачник по гидравлике и гидропневмоприводу / Ю. А. Беленков [и др.] ; под ред. Ю. А. Беленкова. – М. : Экзамен, 2009. – 286 с.

2. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу : учеб. пособие для машино-строит. спец. вузов / Б. Б. Некрасов [и др.] ; под. ред. Б. Б. Некрасова. – М. : Высш. шк., 1989. –192 с. : ил.

3. Вакина, В. В. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов / В. В. Вакина, И. Д. Денисенко, А. Л. Столяров. – Киев : Вища шк., 1986. – 208 с.

4. Гидравлика и гидропривод в примерах и задачах : учеб. пособие / Г.Я. Суров [и др.]. – 2-е изд. – Архангельск : Сев. (Арктический) федеральный университет, 2010. – 338 с.

Тема 1. Рабочие параметры и характеристики объемных гидромашин

1.1. Рабочие параметры объемных гидромашин

Гидромашина – это устройство, создающее или использующее поток жидкой среды. По назначению гидравлические машины делятся на насосы и гидродвигатели.

Насосом называют гидравлическую машину, преобразующую приложенную к входному звену (валу) внешнюю механическую энергию в гидравлическую энергию потока жидкости.

Гидродвигатель – машина, предназначенная для преобразования энергии потока рабочей среды в энергию движения выходного звена. Если выходное звено совершает вращательное движение то гидродвигатель называется гидромотором, если возвратно-поступательное – то гидроцилиндром, если возвратно-поворотное – то поворотным двигателем.

В гидромашинах осуществляется обмен энергией между жидкостью и каким либо движущимся рабочим органом.

Объемные гидромашин (к которым относятся поршневые, шестеренные, радиально- и аксиально-поршневые и т. д.) работают за счет изменения объема рабочих камер, периодически соединяющихся с входным и выходным патрубками.

К основным параметрам гидромашин относятся подача (для насосов) и расход (для гидродвигателей), рабочий объем (для объемных гидромашин), вакуумметрическая высота всасывания, давление нагнетания (для объемных гидромашин) или напор (для динамических гидромашин), крутящий момент, частота вращения, мощность и коэффициент полезного действия.

Объемная Q подача насоса – отношение объема жидкости, проходящей через напорный патрубок к промежутку времени, за которое происходит перемещение этого объема жидкости. Единицы измерения: м³/с, л/мин, л/с.

При вращении вала объемного насоса объем камер последнего изменяется, причем при рабочем цикле этот объем уменьшается и заполняющая его жидкость вытесняется в нагнетательную полость; для гидромотора объем камер при рабочем ходе увеличивается и жидкость, поступившая от внешнего источника, заполняет эти камеры.

Рабочий объем насоса V_0 – это объем жидкости вытесняемый в систему за один оборот вала насоса; в гидромоторе – объем жидкости, необходимый для получения одного оборота вала гидромотора.

У объемного насоса может быть одна или несколько рабочих камер величиной (объемом) V_k . Общее число рабочих камер определяет величину рабочего объема насоса V_0 . Под рабочим объемом V_0 понимают идеальное количество жидкости, которое насос может подать за один цикл работы. **Циклом работы** для большинства объемных насосов является один оборот его вала.

У некоторых насосов каждая рабочая камера за один оборот вала может совершить две или более подачи жидкости. Это называется кратностью работы насоса (k). Таким образом, рабочий объем насоса может быть определен по формуле:

$$V_0 = V_k \cdot z \cdot k.$$

Гидромашины изготавливаются с постоянным и переменным рабочим объемом. В соответствии с этим с постоянным рабочим объемом называются **нерегулируемые**, а с переменным – **регулируемые**.

Теоретическую подачу объемного насоса $Q_{т.н}$ или гидромотора $Q_{т.м}$ рассчитывают по формуле

$$Q_{т.н} = Q_{т.м} = Q_t = V_0 \cdot n, \text{ м}^3/\text{с}$$

где n – частота вращения гидромашины (насоса или мотора), об/с.

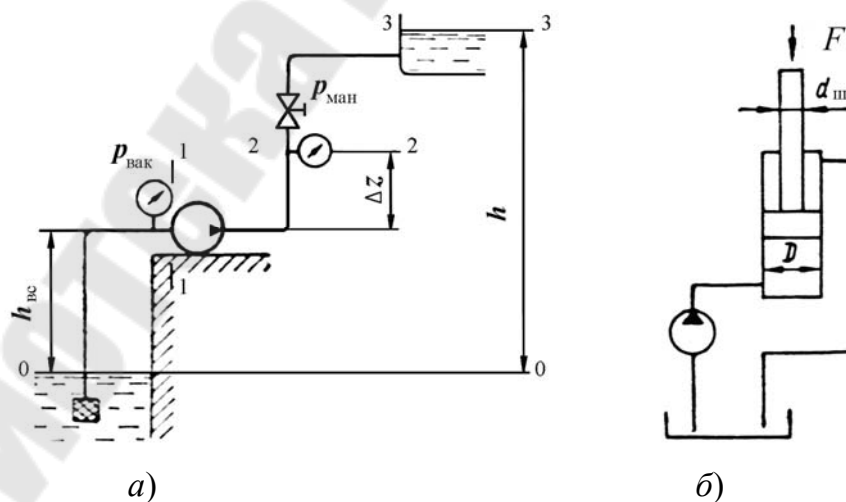


Рис. 1.1. Схема насосной установки (а) и объемный гидропривод (б)

Давление насоса p (давление нагнетания) – это величина, определяемая зависимостью:

$$p = p_2 - p_1 + \rho \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \rho \cdot (v_2^2 - v_1^2) / 2, \text{ Па},$$

где p_2 и p_1 – давление на выходе и на входе в насос, Па; ρ – плотность жидкой среды, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; z_2 и z_1 – высота центра тяжести сечения выхода и входа в насос, м; v_2 и v_1 – скорость жидкости на выходе и на входе в насос, м/с. Определяются из формулы расхода жидкости через сечения трубопроводов всасывающего и напорного:

$$v_1 = v_{\text{вс}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{\text{вс}}^2}; \quad v_2 = v_{\text{н}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{\text{н}}^2}, \text{ м/с},$$

где d_2 и d_1 – диаметры напорного и всасывающего трубопроводов, м.

Давление на входе и на выходе из насоса (рис. 1.1), в случае установки вакуумметра и манометра соответственно, определяется по этим приборам как вакуум на входе в насос $p_{\text{вак}}$ (обычно имеет знак «-») и избыточное (манометрическое) давление на выходе $p_{\text{ман}}$ (обычно имеет знак «+»).

Давление на выходе из насоса в объемном гидроприводе определяется как сумма перепада давления на гидродвигателе и потерь давления в системе. Например, для гидропривода с гидроцилиндром (рис. 1.1, б) давление определится по формуле:

$$p = \Delta p + \Delta p_{\text{гц}} = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \zeta \right) \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} + \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot D^2}, \text{ Па}$$

где D и F – диаметр поршня (м) и сила, приложенная к поршню гидроцилиндра, Н; λ и ζ – коэффициенты гидравлического трения и местных сопротивлений; l и d – длина и диаметр трубопровода.

Коэффициент гидравлического трения определяется в зависимости от режима движения жидкости. Режим движения жидкости определяется по числу Рейнольдса по формуле:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d \cdot \nu},$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости, м²/с.

Число Рейнольдса, определяющее переход от ламинарного режима к турбулентному равно 2320. Коэффициент гидравлического трения определяется по формулам:

- 1) для ламинарного режима: $\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$;
- 2) для турбулентного режима: $\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}$.

Для гидромоторов выходными параметрами являются крутящий момент $M_{\text{ГМ}}$ и частота вращения вала n .

Крутящий теоретический момент M_{T} определяется по формуле:

$$M_{\text{T}} = \frac{N_{\text{T}}}{\omega} = \frac{\Delta p \cdot V_0 \cdot n}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{\Delta p \cdot V_0}{2 \cdot \pi},$$

где $\Delta p_{\text{ГМ}} = p_1 - p_2$ – перепад давлений на гидромоторе.

Потребляемая мощность насоса N – это энергия, подводимая к нему от двигателя за единицу времени:

$$N = M \cdot \omega, \text{ Вт}$$

где M – крутящий момент на валу, Н·м; ω – угловая скорость рабочего колеса.

Полезная мощность насоса $N_{\text{п}}$ – это энергия, приобретенная за единицу времени жидкостью, прошедшей через насос:

$$N_{\text{п}} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q = p \cdot Q, \text{ Вт}$$

где ρ – плотность жидкости.

Для гидромоторов выходными параметрами являются крутящий момент $M_{\text{ГМ}}$ и частота вращения вала n , а приводится в движение гидромотор с помощью энергии жидкости, то полезная и затраченная мощности гидромотора определяются по формулам:

$$N_{\text{п}} = M_{\text{ГМ}} \cdot \omega = \Delta p_{\text{ГМ}} \cdot Q, \text{ Вт},$$

где $\Delta p_{\text{ГМ}} = p_1 - p_2$ – перепад давлений на гидромоторе.

Для гидроцилиндров полезная мощность определяется по формуле:

$$N_{\text{п}} = F \cdot v_{\text{п}},$$

где F – усилие, приложенное к штоку, Н (рис. 1.1, б); $v_{\text{п}}$ – скорость движения поршня, м/с.

Мощность насоса больше полезной мощности $N_{\text{п}}$ на величину потерь в насосе. Эти потери оцениваются **КПД насоса** η , который равен отношению полезной мощности к потребляемой:

$$\eta = N_{\text{п}} / N.$$

В процессе работы гидравлической машины происходят потери энергии или мощности, которые делят на механические, объемные и гидравлические.

Механические потери – это потери на трение в подшипниках, в уплотнениях вала и на трение наружной поверхности рабочих колес о жидкость (дисковое трение). Мощность N_r , остающаяся за вычетом механических потерь, передается рабочим органом жидкости. Величина механических потерь оценивается механическим КПД:

$$\eta_{\text{мех}} = N_r / N.$$

Механические потери влияют на силовую характеристику жидкости, т.е. на давление или момент на валу гидромашины.

С учетом механического КПД приводной момент на валу насоса и эффективный момент на валу гидромотора равны:

$$M_{\text{пр}} = \frac{M_r}{\eta_{\text{мех.н}}} \text{ и } M_{\text{гм}} = M_r \cdot \eta_{\text{мех.гм}},$$

где $\eta_{\text{мех.н}}$ и $\eta_{\text{мех.гм}}$ – механический КПД насоса и гидромотора.

Объемные потери. Величина фактической подачи $Q_{\text{эф}}$ будет меньше расчетной Q_r на величину объемных потерь $\Delta Q = Q_r - Q_{\text{эф}}$, которые возникают в результате утечек жидкости и потерь на всасывании насоса. Фактический расход (для гидродвигателя) или подача (для насоса) определяются по формулам с учетом объемного КПД:

$$Q_{\text{гд}} = \frac{Q_r}{\eta_{\text{гд.об}}}, \quad Q_{\text{н}} = Q_r \cdot \eta_{\text{н.об}}, \quad \text{м}^3/\text{с (л/мин)},$$

где $\eta_{\text{н.об}}$ – объемный КПД насоса.

Гидравлические потери – это потери на преодоление гидравлического сопротивления внутренних каналов гидромашины, всасывающего и напорного патрубков $\sum h_p$, оцениваются гидравлическим КПД насоса:

$$\eta_r = \frac{H_d}{H_r} = \frac{H_d}{H_d + \Delta h_p}.$$

Гидравлический КПД насоса показывает, насколько манометрический напор, развиваемый насосом, отличается от теоретического напора. Ввиду некоторой сложности измерения потерь напора, обусловленных гидравлическим сопротивлением, гидравлический КПД обычно не рассчитывается, а гидравлические потери учитываются механическим КПД.

Следовательно, полный (общий) КПД гидромашины можно также определить по формуле:

$$\eta = \frac{N_p}{N} = \eta_r \cdot \eta_{об} \cdot \eta_{мех.}$$

Характеристикой роторного насоса, как и всех объемных насосов, называют графическую зависимость основных технических показателей (объемной подачи, КПД и прочих) от давления при постоянных значениях частоты вращения, вязкости и плотности жидкой среды на входе в насос. Характеристика роторного насоса представляет собой прямую линию (рис. 1.2, а), так как с ростом давления увеличиваются утечки жидкости через зазоры. В ряде случаев характеристику роторного насоса представляют в виде зависимости p , N , η от Q .

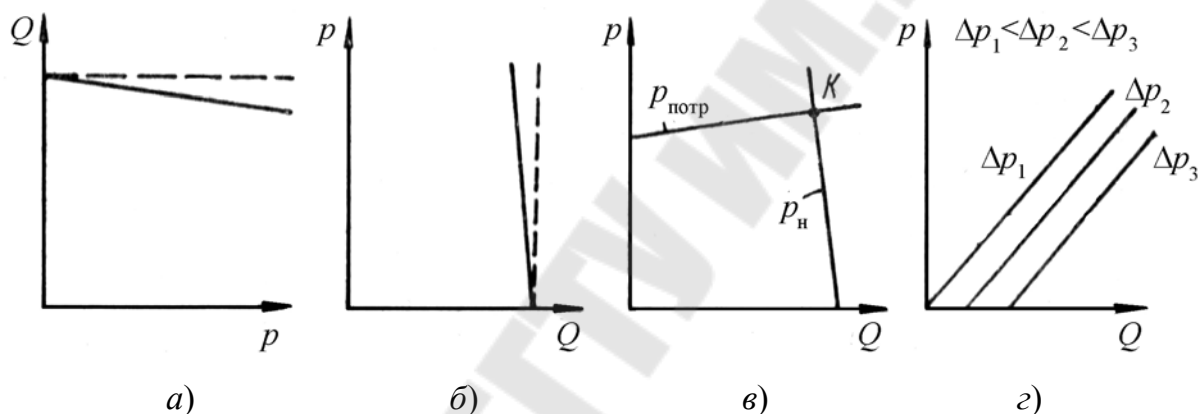


Рис. 1.2. Характеристики роторных насосов

Характеристикой гидромотора называют зависимость частоты вращения вала n от расхода Q при постоянном перепаде давлений (рис. 1.2, г). Для каждого значения перепада давлений характеристика представляет собой практически прямую линию. При $\Delta p_{гм} = 0$ гидромотор работает в режиме холостого хода и характеристика проходит через начало координат. При повышении давления нагнетания увеличиваются утечки в гидромоторе и их компенсация осуществляется при определенной частоте вращения вала.

Задачи

1. 1. При испытании насоса на масле И-20 (плотность $\rho = 885 \text{ кг/м}^3$, кинематическая вязкость $\nu = 0,18 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$) измерены: вакуум на входе $p_{\text{вак}} = 20 \text{ кПа}$, избыточное давление на выходе из насоса $p_{\text{ман}} = 10 \text{ МПа}$, момент на валу $M = 50 \text{ Н}\cdot\text{м}$, частота вращения $n = 1500 \text{ об/мин}$, расстоя-

ние по вертикали между точкой подключения вакуумметра и центром манометра $\Delta z = 0$ (рис. 1.1, а), подача насоса $Q = 40$ л/мин. Определить КПД насоса, если диаметры всасывающего и напорного трубопроводов $d_{вс} = 25$ мм, $d_{н} = 16$ мм.

1.2. Объемный насос с рабочим объемом $V_0 = 22$ см³, объемным КПД $\eta_{об} = 0,91$; общим КПД $\eta = 0,7$ и потребляемой мощностью $N = 5$ кВт, подает рабочую жидкость в гидроцилиндр диаметром $D = 100$ мм. К штоку приложено усилие $F = 50$ кН (рис. 1.1, б).

С какой частотой вращается вал насоса, если потери давления в системе составляют 10% давления в гидроцилиндре.

1.3. Поршень гидроцилиндра диаметром $D = 40$ мм поднимается вверх со скоростью $v_{п} = 1$ см/с, преодолевая усилие $F = 12,5$ кН (рис. 1.1, б). Определить подачу и давление насоса, а также полезную мощность гидроцилиндра, если механический и объемный КПД цилиндра $\eta_{мех} = 0,98$, $\eta_{об} = 1$. Масса поршня со штоком $m = 100$ кг. Давлением жидкости в штоковой полости гидроцилиндра пренебречь.

1.4. Определить давление объемного насоса, мощность которого $N = 5,65$ кВт, при частоте вращения $n = 1440$ об/мин, если его рабочий объем $V_0 = 16$ см³, общий КПД $\eta = 0,7$; объемный КПД $\eta_{об} = 0,81$.

1.5. Гидромотор развивает крутящий момент $M = 100$ Н·м при частоте вращения $n = 1800$ об/мин. Определить расход, давление и мощность потока жидкости на входе в гидромотор, если его рабочий объем $V_0 = 50$ см³, механический КПД $\eta_{гм.мех} = 0,96$, объемный КПД $\eta_{гм.об} = 0,95$, а давление жидкости на сливе $p = 80$ кПа.

1.6. Определить КПД гидромотора, если давление жидкости на входе $p_1 = 15$ МПа, расход $Q = 1,5$ л/с, частота вращения вала $n = 1200$ об/мин, крутящий момент $M = 126$ Н·м, давление на сливе $p_2 = 0,05$ МПа, рабочий объем $V_0 = 70$ см³.

1.7. Гидравлическая система состоит из насоса и гидромотора, соединенных гидролиниями. Заданы следующие параметры: объемный КПД насоса $\eta_{н.об} = 0,96$; частоты вращения насоса и мотора равны $n = 80$ об/мин; действительный момент на валу мотора $M_{гм} = 1500$ Н·м. Гидромеханический КПД гидромотора $\eta_{гм.мех} = 0,94$, перепад давления на гидромоторе $\Delta p_{гм} = 9,5$ МПа. Рассчитать: теоретический момент на гидромоторе, его рабочий объем и мощность, а также необходимую подачу насоса.

1.8. В объемном гидроприводе насос соединен с гидромотором двумя трубами длиной $l = 36$ м и диаметром $d = 18$ мм (рис. 1.3, а). Определить мощность, теряемую в трубопроводе и перепад давления на гидромоторе, если полезная мощность насоса $N_{\text{п}} = 5$ кВт, а расход жидкости $Q = 0,5$ л/с. Рабочая жидкость – трансформаторное масло с плотностью $\rho = 890$ кг/м³ и кинематической вязкостью $\nu = 9,6 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

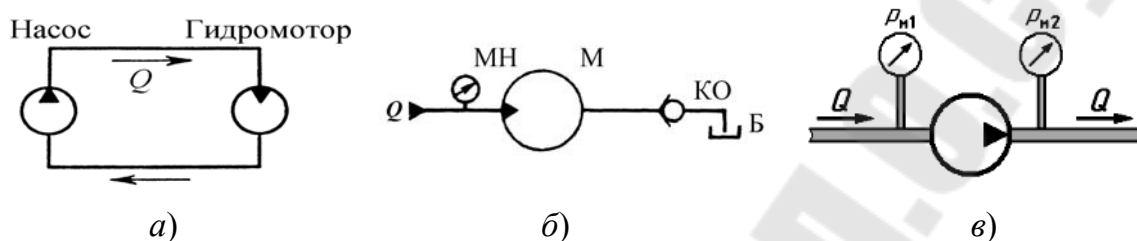


Рис. 1.3. – Схемы к задачам

1.9. Вал гидромотора M , рабочий объем которого $V_0 = 100$ см³, нагружен крутящим моментом $M_{\text{гм}} = 50$ Н·м. К двигателю подводится поток рабочей жидкости (рис. 1.3, б) расходом $Q = 18$ л/мин. Гидромеханический и объемный КПД двигателя $\eta_{\text{гмех}} = 0,85$, $\eta_{\text{об}} = 0,96$. Определить частоту вращения вала гидромотора и показание манометра $MН$, установленного непосредственно перед двигателем, если потери давления в обратном клапане KO составляют $\Delta p_{\text{КО}} = 15$ кПа. Длина сливной линии $l_{\text{сл}} = 3$ м, диаметр $d_{\text{сл}} = 10$ мм. Эквивалентная шероховатость $\Delta_s = 0,05$ мм. Рабочая жидкость трансформаторное масло с плотностью $\rho = 890$ кг/м³ и кинематической вязкостью $\nu = 9,6 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

1.10. Рассчитать основные параметры гидромотора, работающего с частотой $n = 24$ об/с и моментом $M = 100$ Н·м. Номинальное давление гидромотора 10 МПа, механический КПД составляет 0,94, объемный КПД – 0,96.

1.11. Определить мощность насоса, перекачивающего воду с производительностью $Q = 100$ л/с, если показания манометра и вакуумметра равны соответственно $p_{\text{м}} = 2,45$ атм; $p_{\text{вс}} = 0,49$ атм. Принимаем, что скорость во всасывающем и напорном трубопроводе равны и общий КПД равен 0,9.

1.12. Роторный насос (рис. 1.3, в) подает жидкость по трубопроводу в гидросистему. Роторный насос содержит 11 рабочих камер с рабочим объемом $V_{\text{к}} = 1,5$ см³ каждая. Определить рабочий объем насоса, его подачу, полезную и потребляемую мощности, если частота вращения составляет $n = 2000$ об/мин. а показания манометров на входе и на выходе насоса $p_{\text{м1}} = 1$ МПа и $p_{\text{м2}} = 9$ МПа соответственно.

Считать диаметры всасывающего и напорного трубопроводов одинаковыми. Принять объемный КПД насоса $\eta_{0н} = 0,91$. а полный КПД $\eta_{н} = 0,85$.

1.13. Определить частоту вращения ротора аксиально-поршневого насоса при следующих данных: подача насоса $Q = 15$ л/мин, давление $p = 20$ МПа, крутящий момент на валу насоса $M = 300$ Н·м, объемный и механический КПД соответственно равны 90% и 92 %.

1.14. Определить частоту вращения и момент на валу гидростатической трансмиссии ГСТ-90, если рабочий объем насоса и мотора равен 33 см^3 , частота вращения вала насоса 1500 об/мин, объемные КПД насоса и мотора равны 0,96, давление нагнетания 27 МПа. Чему будет равна приводная мощность на валу насоса и эффективная мощность на валу гидромотора, если их полные КПД составляют 0,92.

1.15. Определить мощность и число оборотов приводного двигателя аксиально-поршневого насоса, необходимые для получения на валу гидромотора крутящего момента, равного 60 Н·м (рис. 1.4, а), при скорости вращения 150 рад/с. Объемные постоянные насоса и гидромотора равны соответственно $V_n = 26 \text{ см}^3$, $V_{гм} = 42 \text{ см}^3$. Объемный КПД насоса $\eta_{0н} = 0,95$, гидромотора $\eta_{0гм} = 0,98$. Гидромеханический КПД насоса $\eta_{гм.н} = 0,93$, гидромотора $\eta_{гм.м} = 0,92$. Потерями напора в гидролиниях пренебречь.

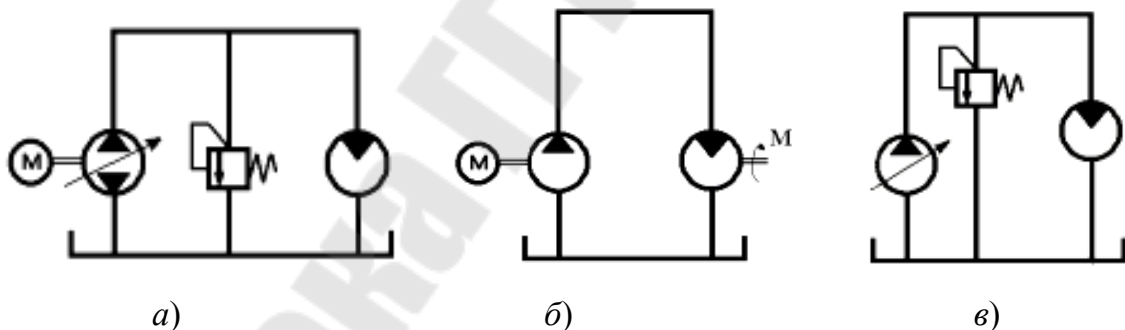


Рис. 1.4. Схемы к задачам

1.16. Для привода шестеренного насоса электрический двигатель (рис. 1.4, б) затрачивает мощность $N_{дв} = 7$ кВт. Насос приводит во вращение пластинчатый гидромотор со скоростью $n = 1400$ об/мин. На валу гидромотора создается момент $M = 40$ Н·м. Определить КПД насоса, если полный КПД гидромотора $\eta_m = 0,91$. Потерями напора в гидролиниях и утечками жидкости пренебречь.

1.17. Объемная гидростатическая передача (рис. 1.4, в) состоит из регулируемого аксиально-поршневого насоса и гидромотора. Определить скорость вращения гидромотора, если величина подачи насоса изменяется от 100 до 20 л/мин. Рабочий объем гидромотора

$V_{\text{ГМ}}=24 \text{ см}^3/\text{об}$, объемный КПД $\eta_{0\text{ГМ}}=0,95$. Частота вращения вала насоса $n_{\text{н}}=900 \text{ об/мин}$, объемный КПД насоса $\eta_{0\text{н}}=0,92$.

1.18. Построить зависимость частоты вращения вала гидромотора n от подачи в него масла Q , если рабочий объем гидромотора составляет $V_0 = 20 \text{ см}^3$, его объемный КПД $\eta_0= 0,95$, а максимальный расход масла $Q_{\text{max}} = 400 \text{ см}^3/\text{с}$.

1.2. Поршневые насосы

К *поршневым* насосам относят возвратно-поступательные насосы, у которых рабочие органы выполнены в виде поршней.

Поршневые насосы классифицируют:

- по числу поршней: одно-, двух-, трех- и многопоршневые;
- по организации процессов всасывания и нагнетания: одно-, двустороннего и дифференциального действия;
- по кинематике приводного механизма: вальные насосы с кривошипно-шатунным механизмом, кулачковые и прямодействующие.

Наиболее простым является поршневой насос одностороннего действия с кривошипно-шатунным механизмом (рис. 1.5). В нем для вытеснения жидкости используется движение поршня в одну сторону. При движении поршня вправо объем замкнутой части цилиндра возрастает, давление понижается и становится ниже атмосферного, под его действием открывается всасывающий клапан **3** и жидкость заполняет цилиндр **1**, следуя за поршнем **2**. При обратном ходе поршня (справа налево) объем замкнутой части цилиндра уменьшается, давление при этом резко возрастает, открывается нагнетательный клапан **4** и жидкость, вытесняется поршнем в напорный трубопровод.

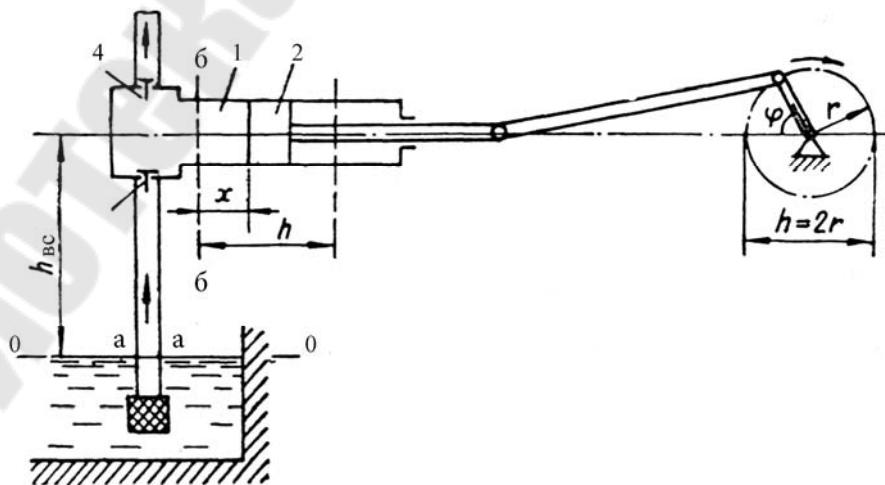


Рис. 1.5. Схема однопоршневого насоса одностороннего действия

В насосе двухстороннего действия (рис. 1.6, а) не прекращается подача в период всасывания. Вытеснение жидкости происходит при движении поршня в обе стороны. При движении поршня вправо происходит всасывание жидкости в левую рабочую камеру и нагнетание из правой рабочей камеры, и наоборот.

В поршневом насосе дифференциального действия (рис. 1.6, б) всасывающий трубопровод подводится к левой камере цилиндра насоса, а на выходе из правой камеры отсутствует нагнетательный клапан. Процесс всасывания происходит так же, как и в насосе одностороннего действия, а процесс вытеснения характерен тем, что жидкость поступает одновременно в нагнетательный трубопровод и в правую рабочую камеру. Всасывание жидкости в левую камеру сопровождается вытеснением жидкости из правой камеры. Таким образом, подача осуществляется за двойной ход поршня, а всасывание – за один его ход.

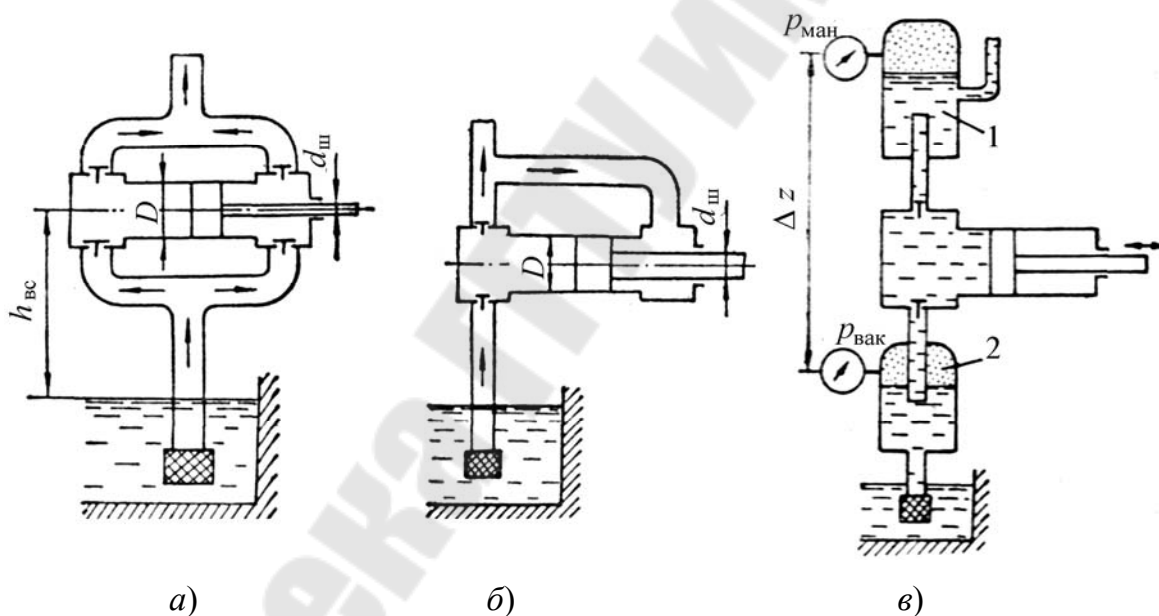


Рис. 1.6. Схемы однопоршневых насосов двустороннего (а) дифференциального действия (б) и с установкой воздушных колпаков (в)

Идеальная подача насоса определяется по формуле:

$$Q = V_0 \cdot n, \text{ м}^3/\text{с},$$

где n – число двойных ходов поршня в минуту или число оборотов коленчатого вала.

Действительная подача насоса меньше теоретической из-за утечек жидкости в сопряжениях деталей и уплотнениях насоса, некоторого запаздывания открытия и закрытия клапанов, выделения воздуха из жидкости под действием вакуума:

$$Q = \frac{V_0 \cdot n}{60} \cdot \eta_{об}, \text{ м}^3/\text{с}$$

где $\eta_{об} < 1$ – объемный КПД.

Рабочий объем V_0 определяется по формулам:

1) для насоса одностороннего действия (рис. 1.5):

$$V_0 = S \cdot h, \text{ м}^3$$

где S – площадь поперечного сечения поршня, м^2 ; $h = 2 \cdot r$ – ход поршня (r – радиус кривошипа), м ;

2) для насоса двухстороннего действия (рис. 1.6, а):

$$V_0 = S \cdot h + (S - S_{ш}) \cdot h = (2 \cdot S - S_{ш}) \cdot h,$$

где $S_{ш}$ – площадь сечения штока, м^2 .

Зависимость перемещения поршня от угла поворота кривошипа φ (рис. 1.5) приближено описывается выражением:

$$x = r \cdot (1 - \cos \varphi).$$

Скорость и ускорение поршня определяются по формулам:

$$v_{п} = r \cdot \omega \cdot \sin \varphi, \quad a_{п} = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi,$$

где ω – угловая скорость кривошипа.

Во всасывающем трубопроводе поршневого насоса одностороннего действия жидкость движется с ускорением:

$$a_{вс} = a_{п} \cdot \frac{S_{п}}{S_{вс}} = r \cdot \omega^2 \cdot \frac{S_{п}}{S_{вс}} \cdot \cos \varphi,$$

где $a_{п}$ – ускорение поршня; $S_{вс}$ и $S_{п}$ – площади поперечного сечения всасывающего трубопровода и поршня.

Часть напора поршневого насоса тратится на преодоление инерционных сил и сопротивления всасывающего клапана. Максимальное ускорение и силы инерции имеют место в начальные моменты движения поршня, когда его скорость и скорость жидкости во всасывающем трубопроводе теоретически равны нулю. Кроме того, в начальные моменты движения поршня при всасывании происходит и открытие всасывающего клапана.

Допускаемая высота всасывания поршневого насоса одностороннего действия (рис. 1.5) определяется из уравнения Бернулли для сечений $a-a$ и $b-b$ относительно плоскости сравнения $0-0$ и имеет вид:

$$h_{\text{вс}} \leq \frac{p_a - p_{\text{н.п}}}{\rho \cdot g} - h_{\text{ин}} - h_{\text{кл}},$$

где p_a и $p_{\text{н.п}}$ – атмосферное давление и давление насыщенных паров, Па; $h_{\text{ин}}$ и $h_{\text{кл}}$ – инерционный напор и потери напора во всасывающем клапане.

Инерционный напор в начальный момент ($\varphi = 0$) определяется по формуле:

$$h_{\text{ин}} = a_{\text{вс}} \cdot \frac{l_{\text{вс}}}{g} = r \cdot \omega^2 \cdot \frac{S_{\text{п}}}{S_{\text{вс}}} \cdot \frac{l_{\text{вс}}}{g},$$

где $l_{\text{вс}}$ – длина всасывающего трубопровода.

Для выравнивания подачи поршневых насосов и уменьшения инерционных сил, возникающих при их работе, и для увеличения допустимой высоты всасывания применяют воздушные колпаки. Они представляют собой разновидность гидравлического аккумулятора и устанавливаются в конце всасывающего трубопровода и в начале нагнетательного, как можно ближе к насосу (рис. 1.6, в). В периоды рабочего цикла, когда мгновенная подача Q' насоса больше средней Q , происходит заполнение нагнетательного воздушного колпака 1 и сжатие воздуха под его сводом. Когда же $Q' < Q$, жидкость покидает полость колпака под давлением сжатого воздуха и дополняет основную подачу насоса, поступающую из цилиндра.

Во всасывающем воздушном колпаке 2 происходит обратный процесс: в период, когда мгновенный расход всасывания насоса Q' больше среднего значения Q , жидкость поступает в цилиндр насоса одновременно из всасывающего трубопровода и из воздушного. Когда же $Q' < Q$, жидкость во всасывающем трубопроводе, двигаясь по инерции, накапливается в воздушном колпаке.

При наличии всасывающего воздушного колпака допускаемая высота всасывания насоса может быть получена по формуле:

$$h_{\text{вс}} \leq \frac{p_a - p_{\text{н.п}}}{\rho \cdot g} - h_{\text{п1}} - h_{\text{кл}} - r \cdot \omega^2 \cdot \frac{S_{\text{п}}}{S_{\text{вс}}} \cdot \frac{l_2}{g},$$

где $h_{\text{п1}}$ – потери напора по длине всасывающей трубы от клапана до места включения воздушного колпака; l_2 – длина всасывающего тру-

бопровода от места включения воздушного колпака до входного отверстия насоса.

Объем воздушного колпака определяется по формуле:

$$V_k = \frac{3}{2} \cdot V_{cp} = \frac{3}{2} \cdot \frac{V}{\sigma_p},$$

где V – аккумулярующий объем воздушного колпака; $\sigma_p = 0,02 \dots 0,05$ – эмпирический коэффициент неравномерности давления (меньшие значения принимают для длинных трубопроводов).

Средний объем воздуха в воздушном колпаке обычно равен:

1) для однопоршневых насосов $V_{cp} = 10 \cdot S \cdot h$,

2) для двухпоршневых насосов $V_{cp} = 5 \cdot S \cdot h$.

При определении допустимой высоты всасывания любого объемного насоса из условия бескавитационной работы насоса необходимо составить уравнение Бернулли для уровня жидкости в баке и для входного сечения насоса:

$$\frac{p_{атм}}{\rho \cdot g} = \frac{p_{вс}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g} + H_{вс} + \Delta h_{вс} = \frac{p_{вс}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g} + H_{вс} + \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g} \cdot (\lambda \cdot \frac{l}{d} + \zeta_{\phi}).$$

После преобразования допустимая высота всасывания определится по формуле:

$$H_{вс} = \frac{p_{атм} - p_{вс}}{\rho \cdot g} - \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g} - \Delta h_{вс} = \frac{p_{атм} - p_{вс}}{\rho \cdot g} - \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g} - \frac{v_{вс}^2}{2 \cdot g} \cdot (\lambda \cdot \frac{l}{d} + \zeta_{\phi}), \text{ М,}$$

где $p_{вс}$, $\Delta h_{вс}$, $v_{вс}$ – давление, потери напора и скорость на входе в насос.

Задачи

1.19. Насос трехцилиндровый простого действия имеет диаметры цилиндров $D = 180$ мм и штоков $d_{шт} = 60$ мм, ход цилиндра $h = 250$ мм, давление нагнетания $p_n = 8,5$ МПа. Число двойных ходов поршня в минуту составляет 135 мин^{-1} . Объемный КПД насоса $0,96$, общий КПД – $0,8$. Определить действительную подачу и мощность приводного двигателя, если коэффициент запаса мощности для приводного двигателя составляет $1,2$.

1.20. Поршневой насос простого действия с диаметром цилиндра $D = 80$ мм, ходом поршня $h = 200$ мм, числом двойных ходов в минуту $n = 60 \text{ мин}^{-1}$ и объемным КПД $\eta_{01} = 0,9$ подает рабочую жидкость в систему гидропривода. При какой частоте вращения должен работать включенный параллельно шестеренный насос с начальным диаметром шестерни $d_n = 64$ мм шириной шестерен $b = 50$ мм, числом

зубьев $z = 30$ и объемным КПД $\eta_{02} = 0,86$, чтобы количество подаваемой жидкости удвоилось?

Примечание: рабочий объем шестеренного насоса определяется по формуле:

$$V_0 = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot B = 2 \cdot \pi \cdot m \cdot D_n \cdot B, \text{ м}^3,$$

где m – модуль зацепления может быть выражен через диаметр начальной окружности $D_n = m \cdot z$.

1.21. Определить ход поршня поршневого насоса одностороннего действия, если диаметр его поршня равен 180 мм, диаметр штока – 65 мм, частота вращения коленчатого вала $n = 30 \text{ мин}^{-1}$. При этом утечки жидкости составляют 0,25 л/с. Объемный КПД насоса $\eta_0 = 0,96$.

1.22. Поршневой насос двухстороннего действия (рис. 1,6, а) с диаметром цилиндра $D = 280$ мм, ходом поршня $h = 200$ мм и диаметром штока $d_{\text{ш}} = 120$ мм заполняет бак вместимостью $W = 1600$ л за время $t = 1,5$ мин. Определить объемный КПД насоса, если частота вращения кривошипа $n = 50$ об/мин.

1.23. Поршневой насос двухстороннего действия (рис. 1.6, а) подает воду с расходом $Q = 10$ л/с на высоту $H = 40$ м по трубопроводу длиной $l = 80$ м и диаметром $d = 100$ мм. Определить диаметры цилиндра и штока D и $d_{\text{ш}}$, ход поршня h и мощность насоса, если частота вращения кривошипа $n = 50$ об/мин, объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 90\%$, полный КПД $\eta = 80\%$. Заданы соотношения $h/D = 1,5$ и $d_{\text{ш}}/D = 0,2$. Коэффициент потерь на трение $\lambda = 0,03$, суммарный коэффициент местных сопротивлений $\Sigma \zeta = 25$.

1.24. При испытании насоса одностороннего действия (рис. 1.6, в), диаметр цилиндра которого $D = 220$ мм, ход поршня $h = 280$ мм, измерены: частота вращения $n = 60$ об/мин, среднее показание манометра и вакуумметра $p_{\text{ман}} = 0,23$ МПа и $p_{\text{вак}} = 40$ кПа, вертикальное расстояние между центром манометра и точкой подключения вакуумметра $\Delta z = 0,8$ м, время $t = 63$ с наполнения водой мерного бака объемом $W = 600$ л, крутящий момент $M = 670$ Н·м.

Определить объемный и полный КПД насоса.

1.25. Поршневой насос двухстороннего действия (рис. 1.6, а) с диаметром цилиндра $D = 160$ мм, ходом поршня $h = 630$ мм и диаметром штока $d_{\text{ш}} = 63$ мм заполняет бак вместимостью $W = 750$ л за время $t = 20$ с. Определить объемный КПД насоса, если частота вращения кривошипа $n = 100$ об/мин.

Как изменится объемный КПД насоса, если частота вращения кривошипа будет больше на 10 %.

1.26. Однопоршневой насос двустороннего действия имеет поршень диаметром $D = 120$ мм, ход поршня в цилиндре $h = 300$ мм. За время в 1 с кривошип совершает 6 оборотов. Определить теоретическую подачу насоса.

1.27. Определить подачу в час дозированного поршневого насоса РПН2-30 (плунжерный, вертикальный, одинарного действия), имеющего следующую техническую характеристику: число цилиндров $i = 2$, диаметр плунжера $D = 90$ мм, длина хода плунжера $h = 116$ мм, число ходов в минуту $n = 62$, объемный КПД 0,97.

1.28. Поршневой насос одностороннего действия с рабочим объемом $V_0 = 7,2$ л подает воду на высоту $h = 25$ м по трубопроводу длиной $l = 420$ м и диаметром $d = 100$ мм. Определить подачу и давление насоса, если частота вращения $n = 60$ об/мин, коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,03$, суммарный коэффициент местных сопротивлений $\Sigma \zeta = 24$, а характеристика насоса выражается уравнением $Q = \frac{V_0 \cdot n}{60} - 0,03 \cdot \frac{p}{\rho \cdot g}$, где p – давление насоса.

Как необходимо изменить частоту вращения вала насоса, чтобы уменьшить его подачу на 30 %.

Примечание: Фактический напор и подача определяются по точке пересечения рабочей характеристики насоса $Q = f(p)$ и характеристики установки.

1.29. Определить высоту всасывания поршневого насоса, перекачивающего воду с температурой 20°C . если число оборотов кривошипа $n = 60$ об/мин. площадь поршня $S_{\text{п}} = 1$ дм², площадь всасывающей трубы — 0,5 дм², а ее длина $l_{\text{вс}} = 5$ м. Радиус кривошипа $r = 10$ см. Давление водяных паров при температуре 20°C составляет 0,24 м вод.ст.

1.30. Определить допускаемую высоту всасывания поршневого насоса двустороннего действия при частоте вращения $n = 60$ об/мин, если диаметр цилиндра $D = 220$ мм, диаметр штока $d_{\text{шт}} = 50$ мм, ход поршня $h = 240$ мм, объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 0,9$, сопротивление всасывающего клапана $h_{\text{кл}} = 0,7$ м, температура воды $t = 20^\circ \text{C}$. Всасывающая труба длиной $l = 8$ м и диаметром $d = 150$ мм имеет три колена ($\zeta_{\text{к}} = 0,3$), задвижку ($\zeta_3 = 4,5$) и приемный клапан ($\zeta_{\text{кл}} = 2,5$). Коэффициент потерь на трение $\lambda = 0,03$.

Как изменится допустимая высота всасывания насоса в после установки воздушного колпака, разделяющего всасывающий трубопровод на два участка $l_1 = 7$ м и $l_2 = 1$ м?

Примечание: давление насыщенных паров при 20°C равно $2,4$ кПа.

1.31. Определить допускаемую частоту вращения кривошипа поршневого насоса (рис. 1.6, *a*), который откачивает воду с температурой $t = 10^\circ\text{C}$ из колодца глубиной $h_{\text{вс}} = 3,8$ м, если диаметр цилиндра $D = 200$ мм, диаметр штока $d_{\text{шт}} = 80$ мм, ход поршня $h = 250$ мм, объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 0,95$, потери напора на всасывающем клапане $h_{\text{кл}} = 0,6$ м. Всасывающая труба длиной $l = 10$ м и диаметром $d = 140$ мм имеет суммарный коэффициент сопротивления $(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \zeta) = 15$.

Как изменится допустимая частота вращения кривошипа после установки воздушного колпака, разделяющего всасывающий трубопровод на два участка $l_1 = 9$ м и $l_2 = 1$ м?

Примечание: давление насыщенных паров при 10°C равно $1,2$ кПа.

1.32. Определить инерционный напор поршневого насоса двухстороннего действия, если подача насоса $Q = 420$ л/мин, диаметр штока $d_{\text{шт}} = 160$ мм, ход поршня $h = 200$ мм, объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 0,9$, частота вращения $n = 30$ об/мин. Всасывающая труба длиной $l = 10$ м и диаметром $d = 125$ мм.

Как изменится инерционный напор после установки воздушного колпака, разделяющего всасывающий трубопровод на два участка $l_1 = 8,5$ м и $l_2 = 1,5$ м?

1.33. Определить допустимую высоту всасывания масла насосом (рис. 1.7, *a*) при подаче $Q = 24$ л/мин из условия безкавитационной работы насоса, считая, что абсолютное давление перед входом в насосе должно быть $p \geq 30$ кПа. Размеры трубопровода: длина $l = 2$ м и диаметр $d = 20$ мм. Плотность масла $\rho = 900$ кг/м³, кинематический коэффициент вязкости $\nu = 2$ Ст. Атмосферное давление 750 мм рт. ст. Сопротивление входного фильтра не учитывать.

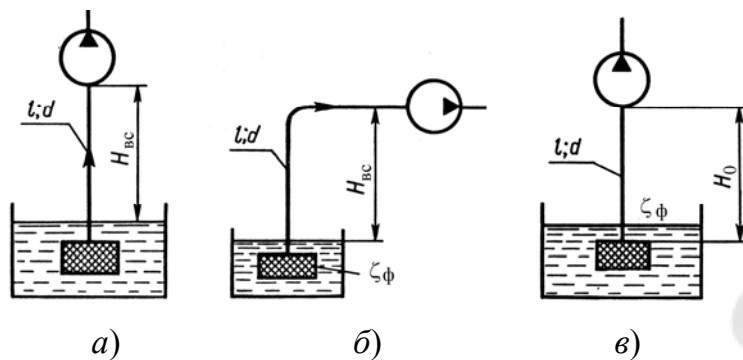


Рис. 1.7. Схемы к задачам

1.34. Определить максимальный расход бензина Q , который можно допустить во всасывающем трубопроводе насоса бензоколонки из условия отсутствия кавитации перед входом в насос (рис. 1.7, б), если высота всасывания $H_{вс} = 4$ м, размеры трубопровода: длина $l = 6$ м и диаметр $d = 25$ мм; предельное давление бензина принять $p_{н.п} = 40$ кПа. Режим течения считать турбулентным. Коэффициент сопротивления приемного фильтра $\zeta_{\phi} = 2$; коэффициент сопротивления трения $\lambda_T = 0,03$; $h_0 = 750$ мм рт. ст.; плотность бензина $\rho_б = 750$ кг/м³.

1.35. Определить минимально возможный диаметр всасывающего трубопровода (рис. 1.7, в), если подача насоса $Q = 60$ л/мин; высота всасывания $H_0 = 2,5$ м, длина трубопровода $l = 6$ м; коэффициент сопротивления входного фильтра $\zeta_{\phi} = 5$; максимально допустимый вакуум перед входом в насос $p_{вак} = 0,08$ МПа; рабочая жидкость масло И – 30 с плотностью $\rho = 890$ кг/м³, и кинематическим коэффициентом вязкости $\nu = 30 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Режим течения считать ламинарным.

Тема 2. Радиально-поршневые гидромашины

Радиально-поршневой насос – это роторно-поршневой насос, у которого ось вращения ротора перпендикулярна к осям рабочих органов или составляет с ними угол более 45°.

В теле ротора **1** (рис. 2.1) предусмотрено несколько радиальных цилиндров, в которых установлены поршни **2**. Ось вращения ротора смещена на величину e относительно оси обоймы **3** статора. Поршни всегда прижимаются к обойме центробежными силами, а также пружинами, находящимися в цилиндрах ротора.

При вращении ротора поршни совершают возвратно-поступательное движение относительно ротора. При этом рабочие камеры (цилиндры) поочередно сообщаются с всасывающей поло-

стью, когда поршни отходят от центра распределительного вала, и с нагнетательной полостью, когда они движутся к центру вала, вытесняя жидкость в напорную линию.

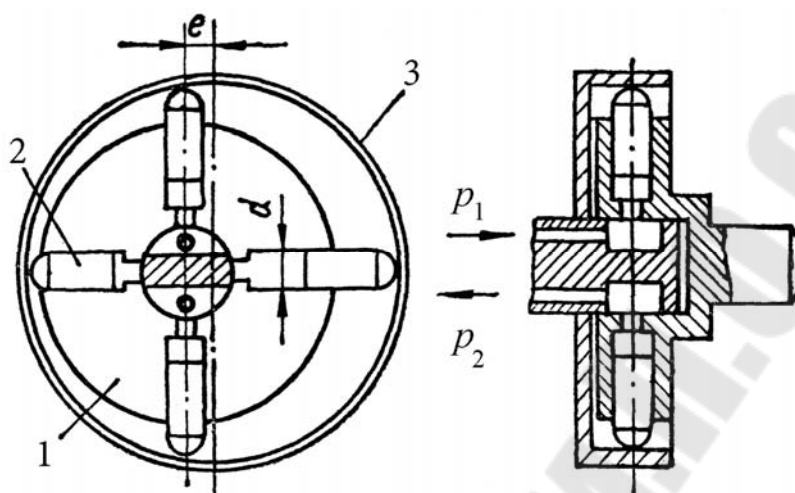


Рис. 2.1. Схема радиально-поршневого насоса

Рабочий объем радиально-поршневого насоса определяется по формуле:

$$V_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2 \cdot e \cdot z,$$

где d – диаметр цилиндра; e – эксцентриситет; z – количество цилиндров.

Объемный КПД для рассматриваемых насосов принимают 0,96 – 0,98.

Для определения диаметра цилиндра d и хода поршня $h = 2e$ (рис. 2.2, а) для предварительных расчетов эксцентриситет определяется по формуле:

$$e = (0,3 \dots 0,35) \cdot d.$$

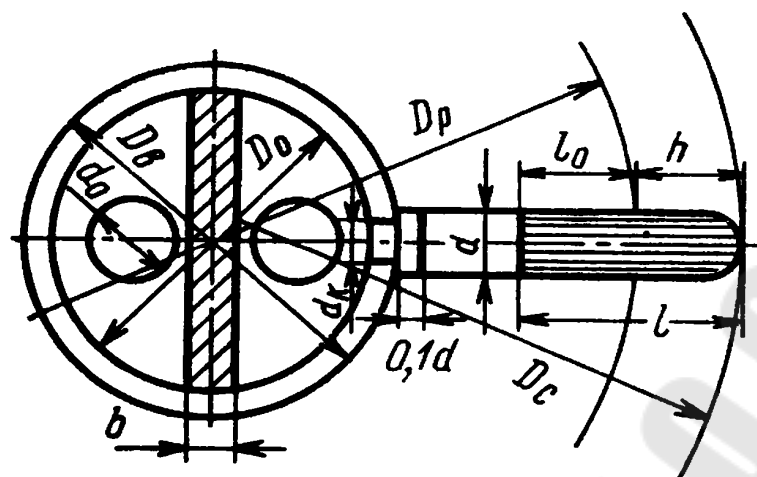


Рис. 2.2. Расчетная схема радиально-поршневого насоса для определения основных размеров

Число цилиндров выбирается, исходя из конструктивных соображений, от 5 до 9, а число рядов от 1 до 3.

С учетом этих замечаний для однорядного насоса рабочий объем можно определить по формуле:

$$V_0 = \frac{\pi \cdot d^3}{4} \cdot a \cdot z,$$

где $a = h/d = 0,6 \dots 0,7$ – отношение хода поршня и диаметра цилиндра.

Т.о., диаметр цилиндра определяется по формуле:

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_0}{\pi \cdot a \cdot z}}, \text{ м.}$$

Вычисленное значение диаметра d округляют до ближайшего большего значения по ГОСТ, а значения h до ближайшего четного числа таким образом, чтобы получить минимальные расхождения требуемого и полученного значений рабочего объема. Для уменьшения контактных напряжений обычно диаметры поршней принимают больше 10 мм.

Минимальная величина заделки поршня (рис. 2.2) в выдвинутом его положении принимается не менее:

$$l_0 = (1,5 - 2) d.$$

Длина поршня делается такой, чтобы он в утопленном положении выступал из цилиндра, поэтому:

$$l_{\Pi} = 2(e + d).$$

Ось ротора, являясь распределительным устройством, имеет два или четыре продольных канала диаметром d_0 . Диаметр этого канала определяется по допустимой скорости потока v во всасывающих каналах, которая для самовсасывающих насосов равна обычно 1,5–3 м/с, а для несамовсасывающих – 5–6 м/с:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\Gamma}}{\pi \cdot m \cdot v}}$$

где m – число каналов.

Диаметр оси ротора D_0 выбирается из условий симметричного размещения каналов с учетом их размеров и прочности цапфы под действием нагрузки. Для предварительных расчетов:

$$D_0 = (4,5 \dots 5) \cdot d,$$

а диаметр втулки определяется как:

$$D_{\text{в}} = 1,5 \cdot D_0$$

Ширина разделительной перемычки оси b выбирается из условий надежной отсечки от распределительных окон цилиндров и их заполнения. Для предварительных расчетов:

$$b = d_{\text{к}} + 0,5 = (0,65 \dots 0,7) \cdot d + 0,5.$$

Принятые соотношения размеров позволяют определить внешний диаметр ротора:

$$D_{\text{р}} = D_{\text{в}} + 4(e + d)$$

и внутренний диаметр статора:

$$D_{\text{с}} = D_{\text{р}} + 2 \cdot e.$$

Кроме того, диаметр D распределительной цапфы (в см) можно определить для предварительного расчета по эмпирическому выражению, исходя из рабочего объема V_0 насоса (рис. 2.2):

$$D_0 = k \cdot \sqrt[3]{q^2} + b_0 \cdot \sqrt[3]{q},$$

где $k = -0,206$ и $b_0 = 1,31$ для давлений до 7,5 МПа; $k = -0,04$ и $b_0 = 1,5$ для давлений до 15 МПа.

Диаметр цилиндрической направляющей статорного кольца принимается при предварительной конструктивной проработке равным:

$$D_c = 2 \cdot R = -0,075 \cdot \sqrt[3]{q^2} + b_n \cdot \sqrt[3]{q},$$

где $b_n = 0,9$ для давлений до 7,5 МПа; $b_n = 7,8$ для давлений до 15 МПа.

Радиально-поршневые гидромашины многократного действия часто применяются в качестве высокомоментных гидромоторов. Частота вращения вала и крутящий момент определяются как для любого объемного гидромотора (см. п. 1.1).

Задачи

2.1. Определить расход рабочей жидкости Q и давление на входе p_1 в радиально-поршневой гидромотор, при котором крутящий момент на его валу равен $M = 1,5$ кН·м, а частота вращения его вала $n = 120$ об/мин, если давление на выходе $p_2 = 0,2$ МПа. Рабочий объем гидромотора $V_0 = 1000$ см³, механический КПД $\eta_{\text{мех}} = 0,94$, объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 0,96$.

2.2. Определить диаметр цилиндров радиально-поршневого насоса, если создаваемое им давление $p_n = 12,5$ МПа при частоте вращения $n = 960$ об/мин, количество поршней $z = 18$, эксцентриситет $e = 11$ мм, КПД насоса $\eta = 0,85$, объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 0,9$. Жидкость от насоса подается на вход гидроцилиндра, поршень которого движется со скоростью $v_{\text{п}} = 0,15$ м/с. Диаметр поршня гидроцилиндра $D_{\text{п}} = 100$ мм. Объемными потерями при движении жидкости от насоса к гидроцилиндру пренебречь.

2.3. При постоянном расходе жидкости, подводимой к радиально-поршневому гидромотору (рис. 2.3), частоту вращения его ротора можно изменять за счет перемещения статора, следовательно, изменения величины эксцентриситета e . Определить максимальную частоту вращения ротора гидромотора, нагруженного постоянным моментом $M = 300$ Н·м, если известно: максимальное давление на входе в гидромотор $p_{\text{max}} = 20$ МПа, расход подводимой рабочей жидкости $Q = 15$ л/мин, механический КПД $\eta_{\text{мех}} = 0,92$, объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 0,9$.

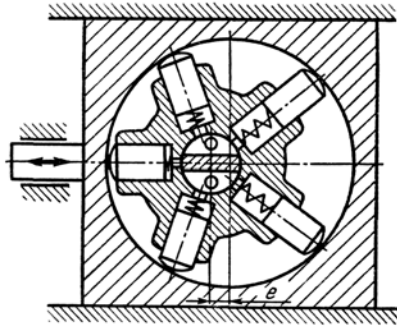


Рис. 2.2. Схема к задаче 2.3

2.4. Определить теоретическую подачу радиально-поршневого насоса и приводную и полезную мощности, если его действительная подача 102 л/мин, объемный КПД $\eta_{об} = 0,96$, механический КПД $\eta_{мех} = 0,94$, рабочее давление $p_n = 20$ МПа, частота вращения вала насоса $n = 1470$ об/мин.

Задавшись числом поршней (5) определить диаметр одного поршня, если максимальный ход поршня $h = 2 \cdot e = 1,2$ см.

2.5. Определить подачу радиально-поршневого насоса со следующими конструктивными параметрами: число цилиндров $z = 5$, диаметр поршня $d = 30$ мм, максимальный эксцентриситет $e = 10$ мм. Число оборотов $n = 1200$ об/мин, объемный КПД насоса $\eta_{об} = 0,925$.

2.6. Определить подачу и потребляемую мощность радиально-поршневого роторного насоса для двух значений эксцентриситета $e_1 = 4$ мм и $e_2 = 1$ мм, если число цилиндров $z = 8$, диаметр поршня $d = 20$ мм, давление нагнетания $p_n = 6,3$ МПа, число оборотов $n = 1500$ об/мин, объемный КПД насоса $\eta_{об} = 0,95$, общий КПД насоса $\eta = 0,85$.

2.7. Определить основные размеры рабочих элементов двухрядного радиально-поршневого насоса. Параметры насоса: подача 4,0 л/с; номинальное давление 10 МПа; частота вращения вала $n = 980$ об/мин; $\eta_{об} = 0,98$; $\eta = 0,92$. А так же определить полезную мощность и мощность на валу насоса.

2.8. Рассчитать основные геометрические размеры радиально-поршневого насоса на подачу 1,7 л/с и рабочее давление 20 МПа, если объемный КПД равен 0,96 и частота вращения 1470 об/мин, а количество поршней равно 5.

2.9. Рассчитать основные размеры и выполнить конструктивную схему регулируемого однорядного радиально-поршневого насоса однократного действия с рабочим объемом 63 см^3 , частотой вращения 1200 об/мин при давлении $p = 16$ МПа. Определить мощность насоса, если объемный КПД составляет 0,97, а общий – 0,8.

2.10. Разработать радиальный роторно-поршневой насос объемной гидropередачи с закрытой циркуляцией масла и рассчитать его основные оценочные показатели, если дано:

- действительная подача $Q_d = 225$ л/мин;
- максимальное давление рабочей жидкости на выходе из насоса $p_n = 21$ МПа, на входе $p_{вс} = 1,0$ МПа;
- максимальная частота вращения насоса $n_{max} = 2000$ об/мин;
- объемный КПД 0,95;
- механический КПД 0,94.

Тема 3. Аксиально-поршневые гидромашины

Аксиально-поршневым называют роторно-поршневой насос, у которого ось вращения ротора параллельна осям рабочих органов или составляет с ними угол менее или равный 45° .

На рис. 3.1, *а* приведена схема насоса с наклонным цилиндрическим блоком и бескарданной связью. Ось вращения цилиндрического блока **3** наклонена к оси вращения приводного вала на угол α (γ). Передача момента вращения от ведущего вала **7** к цилиндрическому блоку **3** осуществляется с помощью кардана или через штоки поршней.

Основными элементами насоса являются цилиндрический блок (ротор) **3**, поршни **4**, штоки **5**, соединенные шарнирно с поршнями **4** и шайбой **6**, которая жестко связана с ведущим валом **7**. Распределение жидкости осуществляется через распределительный диск **1**. Центровка цилиндрического блока и распределительного диска обеспечивается валом **7**. Рабочей камерой в аксиально-поршневом насосе с наклонным цилиндрическим блоком является объем, ограниченный внутренней поверхностью цилиндров, расположенных в цилиндрическом блоке **3**, и торцом поршней **4**.

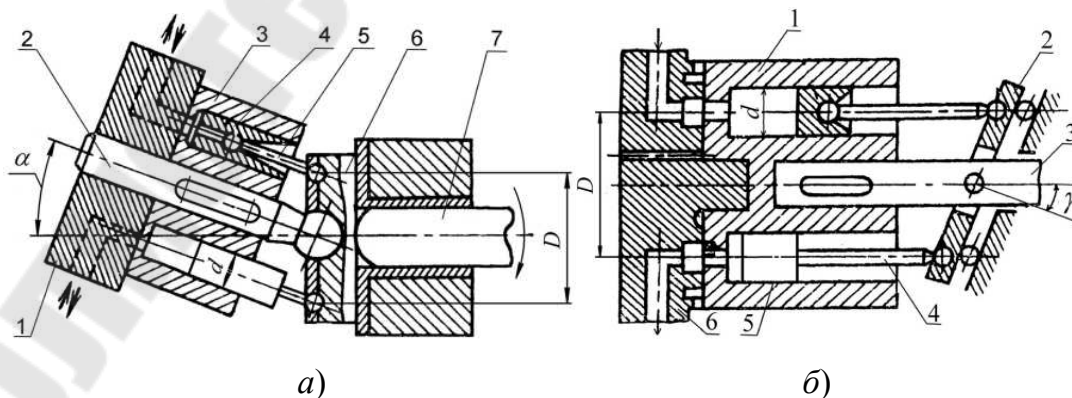


Рис. 3.1. Схемы аксиально-поршневых насосов с наклонным блоком цилиндров (*а*) и наклонным диском (*б*)

При вращении блока цилиндров, наклоненного под углом α к оси приводного вала, каждый поршень в течение первой половины оборота блока совершает всасывание жидкости в цилиндр и в течение второй половины оборота, при обратном ходе – нагнетание.

В насосе с наклонным диском (рис. 3.1, б) основными элементами являются: блок цилиндров (ротор) **1**, поршни **5**, наклонная шайба **2** и распределительный диск **6** (крышка). При вращении блока цилиндров **1** вместе с валом **3** вокруг оси, поршни **5** под действием пружин или избыточного давления на входе в насос скользят по поверхности наклонной шайбы **2**, вследствие чего совершают возвратно-поступательное движение в рабочих камерах, при этом камеры сообщаются поочередно с окнами, выполненными в распределительном диске, одно из которых сообщается со всасывающим трубопроводом, а другое с напорным.

Вследствие наклона диска **2** под углом γ к оси приводного вала каждый плунжер за один оборот блока цилиндров совершает всасывание и нагнетание жидкости.

Рабочий объем насоса с наклонным диском определяется как:

$$V_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot D \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot z, \text{ м}^3,$$

где d – диаметр поршня, м; z – количество поршней; D – диаметр окружности осей цилиндров, м.

Рабочий объем насоса с наклонным блоком определяется как:

$$V_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot D \cdot z \cdot \sin \alpha.$$

Подача аксиально-поршневого насоса может изменяться за счет изменения угла наклона шайбы или блока цилиндров.

Подача аксиально-поршневого насоса может быть вычислена по общей формуле с учетом объемного КПД $\eta_{об} = 0,95 \dots 0,98$.

Предварительно расчет геометрических размеров (рис. 3.2) производится в следующем порядке.

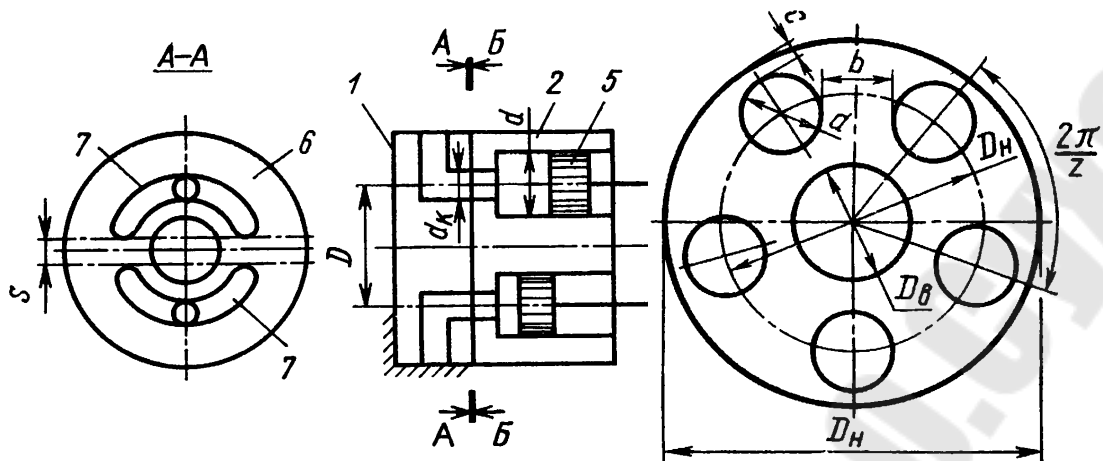


Рис. 3.2. Расчетная схема радиально-поршневого насоса для определения основных размеров

Рабочий объем аксиального насоса может быть определен по формуле:

$$V_0 = \frac{\pi \cdot d^3}{4} \cdot a \cdot z,$$

где $a = h/d = 1 \dots 2$ – отношение хода поршня к диаметру поршня.

Число поршней z выбирают по рекомендации в зависимости от рабочего объема. При рабочем объеме гидромашины до 100 см^3 $z = 5$ или 7 , от 100 до 250 см^3 – $z = 9$, свыше 250 см^3 – $z = 11$.

Откуда определяется диаметр поршня:

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_0}{\pi \cdot a \cdot z}}.$$

Толщина стенки между цилиндрами принимается равной не менее $b = 0,2d$, толщина стенки между и толщина стенки между цилиндром и наружной поверхностью блока, принимаемая равной $c = 0,3d$.

В соответствии с принятыми соотношениями диаметр осей блока цилиндров (D) и наружный диаметр блока D_6 равны:

$$D = (0,35 \dots 0,4) \cdot d \cdot z.$$

$$D_{\text{нар}} = D + 1,6 \cdot d.$$

Ход поршня h для насоса с наклонным диском и наклонным блоком можно определить по формулам:

$$h = D \cdot \text{tg} \gamma, \quad h = D \cdot \sin \alpha, \text{ м.}$$

Минимальная величина заделки L поршня в выдвинутом его положении должна быть не менее $L > (1,5 \dots 2) \cdot d$.

Приблизительную длину блока цилиндра находят исходя из следующего соотношения:

$$L_{\text{нар}} \approx (3,5 \dots 4) \cdot d, \text{ м.}$$

Общая длина поршня $L_{\text{п}}$ плунжерного типа должна быть такой, чтобы он в утопленном положении выступал из цилиндра на. В соответствии с этим длина поршня:

$$L_{\text{п}} = h + (1,6 \dots 2,2) \cdot d, \text{ м.}$$

Размеры питающего окна блока цилиндров, через которые подводится и отводится рабочая жидкость, выбирают исходя из максимальной допустимой скорости потока в питающем окне. Для насосов с подпиткой наибольшая скорость жидкости в окне не должна быть более 8 м/с, для самовсасывающих насосов – 2...4,5 м/с, для гидромоторов может достигать 10-12 м/с.

В случае круглых окон их диаметр d_0 можно определить по формуле:

$$d_0 = 2 \cdot \sqrt{\frac{Q_{\text{т}}}{\rho \cdot v_{\text{доп}}}}, \text{ м.}$$

Задачи

3.1. Аксиально-поршневой насос должен создавать подачу $Q = 3,5$ л/с и давление $p_{\text{н}} = 22$ МПа при частоте вращения $n = 1440$ об/мин. Рассчитать основные геометрические параметры насоса – диаметр цилиндра d , ход поршня h , диаметр, на котором расположены оси поршней в блоке цилиндров D . А так же мощность насоса, если число цилиндров $z = 7$, угол наклона диска $\gamma = 20^\circ$, механический КПД $\eta_{\text{мех}} = 0,9$, объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 0,95$, ход поршня $h = 2 \cdot d$.

3.2. Определить угол наклона диска γ аксиально-поршневого гидромотора, при котором частота вращения его вала $n = 1200$ об/мин, если расход рабочей жидкости $Q = 3$ л/с, перепад давлений $\Delta p_{\text{гм}} = 12$ МПа, количество цилиндров $z = 7$, диаметр цилиндра $d = 30$ мм, диаметр окружности, на котором расположены оси поршней в блоке цилиндров $D = 160$ мм, механический КПД $\eta_{\text{мех}} = 0,9$, объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 0,98$.

Каким будет при этом крутящий момент на валу гидромотора?

3.3. Определить максимальный угол наклона блока цилиндров α аксиально-поршневого насоса (рис. 3.1, *a*) и мощность приводного электродвигателя, если частота вращения вала электродвигателя $n = 1500$ об/мин. Подача Q рабочей жидкости регулируется от 15 до 100 л/мин, номинальное давление насоса $p_n = 16$ МПа, количество цилиндров $z = 7$, диаметр цилиндра $d = 20$ мм, диаметр окружности, на котором расположены оси поршней в блоке цилиндров $D = 80$ мм, КПД насоса $\eta = 88\%$, объемный КПД $\eta_{об} = 95\%$.

3.4. Определить основные размеры аксиального роторно-поршневого насоса (рабочий объем, диаметр поршня, диаметр, на котором расположены оси поршней в блоке цилиндров D , наружный диаметр блока цилиндров $D_6 = D + 1,6 \cdot d$) и мощность насоса, если известно, что действительная подача равна 141 л/мин; давление нагнетания $p_n = 20$ МПа; частота вращения $n = 1460$ об/мин; число поршней $z = 7$; объемный и механический КПД $\eta_{об} = 0,92$; $\eta_{об} = 0,9$; максимальный угол наклона диска $\gamma = 18^\circ$.

3.5. Определить число оборотов роторного аксиально-поршневого насоса, если его производительность $Q = 3,5$ л/с, диаметр поршней $d = 0,02$ м, число поршней $z = 8$, расстояние между осями поршней $D = 0,08$ м, объемный КПД насоса $\eta_0 = 0,93$; угол наклона диска $\gamma = 15^\circ$.

3.6. Привод обеспечивает вращение вала аксиально-поршневого насоса (рис. 3.2, *a*), с частотой вращения $n = 1475$ об/мин. Определить его рабочий объем и подачу. При этом учесть, что рабочей камерой насоса является цилиндрический объем, в котором совершает возвратно-поступательное движения плунжер. Заданы: диаметр $D = 40$ мм расположения плунжеров во вращающемся блоке цилиндров, диаметр плунжера $d = 10$ мм, количество плунжеров $z = 9$ и угол наклона диска $\gamma = 25^\circ$. Объемный кпд насоса принять $\eta_0 = 0,95$.

3.7. Построить график изменения скорости перемещения поршня силового гидроцилиндра в зависимости от угла γ наклона шайбы регулируемого аксиально-поршневого насоса (рис. 3.2, *б*). Пределы изменения угла $\gamma = 0 \dots 30^\circ$. Параметры гидроцилиндра: диаметр поршня $D_1 = 95$ мм, диаметр штока $D_2 = 0,6 \cdot D_1$. Параметры насоса: число поршней $z = 7$, $n = 800$ об/мин, диаметр поршней $d = 20$ мм, диаметр окружности центров поршней $D = 2,7 \cdot d$. Объемные потери не учитывать.

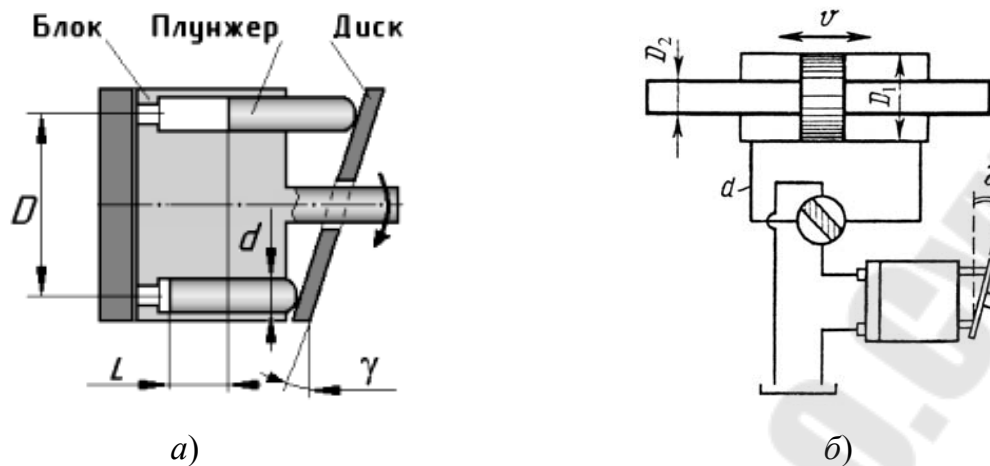


Рис. 3.2. Схемы к задачам

3.8. Рассчитать величину хода поршней, рабочий объем и расчетную подачу аксиально-поршневого насоса. Диаметр поршней $d = 18$ мм, диаметр окружности расположения поршней в цилиндрическом блоке мм, угол наклона диска $\gamma = 30^\circ$, число поршней $z = 7$, частота вращения $n = 2500$ об/мин. Изменение угла между шатунами и осью вращения блока цилиндров, обусловленное кинематикой шатунного привода поршней, не учитывать.

3.9. Рассчитать основные размеры аксиального роторно-поршневого насоса по следующим данным: полезная подача 2,35 л/с, рабочее давление 20 МПа, частота вращения вала $n = 1460$ об/мин; $\eta_0 = 0,98$, максимальный угол наклона диска $\gamma = 18^\circ$.

3.10. Определить основные размеры аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком и двойным несилковым карданным валом, имеющего следующие параметры: подача $Q = 4$ дм³/с; номинальное давление $p_{ном} = 16$ МПа; номинальная частота вращения $n = 980$ об/мин; $\eta_0 = 0,98$; $\eta = 0,94$. Определить мощность на валу насоса и полезную мощность.

Тема 4. Шестеренные и винтовые гидромашины

Шестеренные гидромашины, особенно шестеренные насосы, в силу простоты конструкции получили широкое распространение. **Шестеренным** называют зубчатый насос с рабочими органами в виде шестерен, обеспечивающих геометрическое замыкание рабочей камеры и передающих крутящий момент. В простейшем случае это пара шестерен, находящихся в зацеплении, установленная в плотно охватывающем корпусе (с малыми зазорами) (рис. 4.1). При вращении

шестерен жидкость, заполняющая их впадины, переносится из полости всасывания в полость нагнетания, где при вступлении очередной пары зубьев в зацепление происходит вытеснение жидкости.

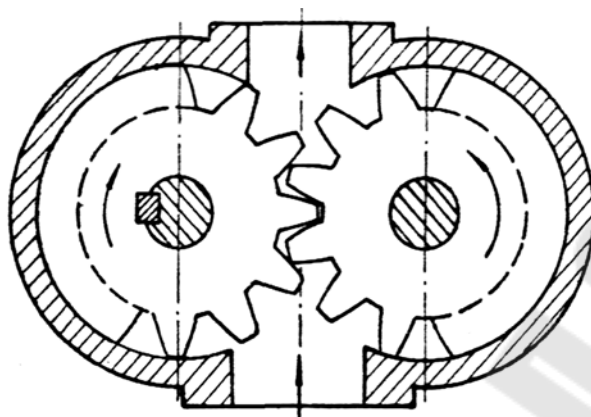


Рис. 4.1. Шестеренный насос с внешним зацеплением

Рабочие камеры шестеренного насоса находятся между двумя соседними зубьями и корпусом.

Рабочий объем шестеренной гидромашины определяется по формуле:

$$V_0 = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b = 2 \cdot \pi \cdot m \cdot D_n \cdot b, \text{ м}^3$$

где $m = D_n/z$ – модуль зацепления, м; z – число зубьев; b – ширина шестерни, м; D_n – диаметр начальной окружности, м.

Подача шестеренного насоса определяется по формуле:

$$Q = V_0 \cdot n \cdot \eta_{об} = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b \cdot n \cdot \eta_{об},$$

где $\eta_{об} = 0,7 \dots 0,95$ – объемный КПД шестеренного насоса.

Упрощенный расчет шестеренного насоса производится в следующем порядке.

Модуль зацепления определяется по формуле:

$$m = (0,3 \div 0,5) \cdot \sqrt{Q_r} \text{ мм},$$

где Q_r – расчетная подача насоса, л/мин.

Соотношение ширины шестерни к модулю $b/m = 4 - 10$.

Диаметр начальной окружности:

$$d_n = m \cdot z.$$

Число зубьев выбирают в пределах

6-16.

Наружный диаметр шестерен

$$D_b = m \cdot (z + 2).$$

Шаг по начальной окружности

$$t = \frac{\pi \cdot d_n}{z}.$$

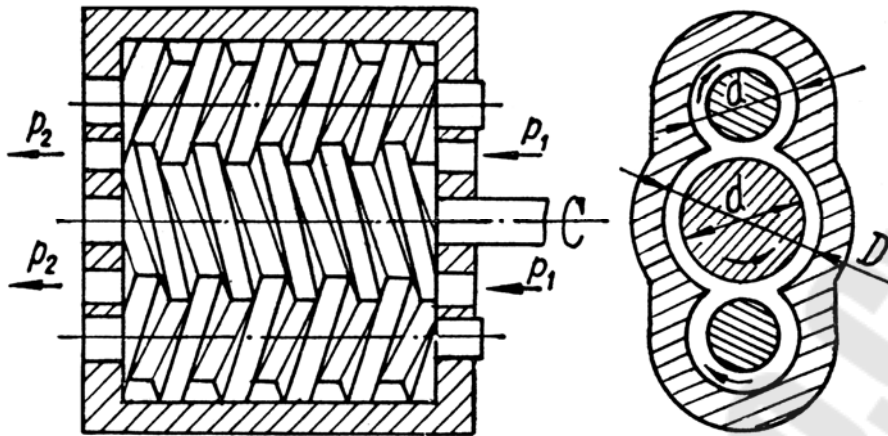


Рис. 4.2. Трехвинтовой объемный насос

К **винтовым** относят роторно-вращательные насосы с перемещением жидкой среды вдоль оси вращения рабочих органов. Наибольшее распространение получили трехвинтовые насосы с циклоидальным зацеплением (рис. 4.2), отличающиеся высоким напором, равномерностью подачи, бесшумностью работы.

Трехвинтовой насос имеет три винта, установленных на цапфах параллельно друг другу в плотно охватывающем корпусе. Средний винт – ведущий, два других винта, находящиеся с ним в зацеплении, – ведомые. Торцы всех винтов открываются с одной стороны во всасывающую полость насоса, с другой – в нагнетательную. При вращении ведущего винта жидкость, заполняющая его впадины, перемещается в осевом направлении от всасывающей полости к нагнетательной. Роль гребенки, удерживающей жидкость от вращения вместе с ведущим винтом, играют два других винта-замыкателя.

Действительная подача одновинтового насоса определится по формуле:

$$Q = 2 \cdot (h - d) \cdot d \cdot \tau \cdot n \cdot \eta_{об} = 4 \cdot e \cdot d \cdot \tau \cdot n \cdot \eta_{об},$$

где h – высота сечения обоймы; d – диаметр поперечного сечения ротора; n – частота вращения ротора; $\eta_{об} = 0,75 \dots 0,85$ – объемный КПД одновинтового насоса.

Расчетная подача двухвинтового насоса определится по формуле:

$$Q_T = S \cdot \tau \cdot n = \frac{\pi \cdot (D_H^2 - D_B^2)}{4} \cdot t \cdot n,$$

где τ – шаг винта; n – частота вращения винта; S – площадь сечения канавки винта D_H и D_B – внешний и внутренний диаметры винта.

Рабочий объем трехвинтового насоса можно вычислить по следующим соотношениям:

1) для насоса с двумя одинаковыми винтами

$$q = (S - S_b) \cdot t = \frac{3}{16} \cdot \pi \cdot (D_H^2 - d_H^2) \cdot \tau,$$

где D_H и d_H – внешние диаметры ведущего и ведомого винтов (рис. 25);

2) для насоса с тремя одинаковыми винтами:

$$q = (S - S_b) \cdot \tau = 1,243 \cdot d_H^2 \cdot \tau,$$

где $d_H = D_B$ – наружный диаметр ведомого винта или внутренний диаметр ведущего винта.

Шаг винта, как правило, находится из соотношения:

$$\tau = \frac{10}{3} \cdot d_H.$$

Подача насоса определяется по формуле

$$Q_{эф} = q \cdot n \cdot \eta_{об},$$

где $\eta_{об} = 0,75 \dots 0,9$ – объемный КПД винтового насоса.

Задачи

4.1. Шестеренный насос развивает давление $p_H = 6,5$ МПа при частоте вращения $n = 1200$ об/мин. Определить потребляемую им мощность, если ширина шестерни $b = 30$ мм, диаметр начальной окружности $D_H = 60$ мм, число зубьев $z = 8$, КПД насоса $\eta = 0,72$, объемный КПД $\eta_{об} = 0,85$.

4.2. Определить основные геометрические размеры шестеренного насоса (диаметр начальной окружности, диаметр окружности выступов, ширину шестерни) и мощность насоса по следующим исходным данным: подача насоса $Q = 120$ л/мин и давление $p_H = 16$ МПа при частоте вращения $n = 1440$ об/мин, КПД насоса $\eta = 0,85$, объемный КПД $\eta_{об} = 0,9$, число зубьев $z = 16$, модуль зацепления $m = 4$ мм.

4.3. Определить основные размеры шестеренного насоса (диаметр начальной окружности, модуль зацепления, ширину шестерни, рабочий объем) и приводную мощность, если известно, что действительная подача $Q = 160$ л/мин; давление нагнетания $p = 2$ МПа; частота вращения $n = 1450$ об/мин; число зубьев $z = 14$; объемный КПД $\eta_{об} = 0,92$.

4.4. Определить крутящий момент и частоту вращения вала шестеренного гидромотора при расходе рабочей жидкости $Q = 0,8$ л/с, если давление на входе в гидромотор $p_1 = 10,5$ МПа, а давление на выходе $p_2 = 0,5$ МПа. Ширина шестерни $b = 32$ мм, модуль зацепления $m = 4$ мм, число зубьев $z = 20$, механический КПД $\eta_{\text{мех}} = 0,8$, объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 0,9$.

4.5. Построить зависимость подачи шестеренного от частоты вращения для трех значений противодействия ($p_1 = 0$; $p_2 = 10$ МПа; $p_3 = 20$ МПа), а также зависимость подачи от давления при $n = 1440$ об/мин, принимая утечки пропорциональными противодействию (коэффициент пропорциональности $k = 0,5 \cdot 10^{-8}$ л/(с·Па)). Ширина шестерни $b = 40$ мм, диаметр окружности головок $D_r = 48$ мм, число зубьев $z = 10$.

4.6. Определить производительность шестеренного насоса по следующим данным: частота вращения $n = 650$ об/мин, число зубьев на шестеренке $z = 9$, ширина зуба $b = 38$ мм, модуль зацепления $m = 15$ мм, объемный к.п.д. $\eta_0 = 78\%$.

4.7. Определить коэффициент подачи шестеренчатого насоса. Геометрические характеристики насоса: площадь поперечного сечения пространства между зубьями шестерни 720 мм²; число зубьев 10; длина зуба шестерни 38 мм. Частота вращения составляет 280 об/мин. Реальная подача шестеренчатого насоса составляет $1,8$ м³/час.

4.8. Привод обеспечивает вращение вала шестеренного насоса (рис.4.3), с частотой вращения $n = 1475$ об/мин. Определить его рабочий объем и подачу, если диаметр начальной окружности одинаковых шестерен $D = 40$ мм. При этом учесть, что рабочей камерой насоса является впадина между двумя соседними зубьями одной шестерни и корпусом. Для определения геометрических параметров эвольвентного зацепления использовать следующие зависимости:

- высота зуба: $h = 2 D / (z+1)$,
- ширина шестерен: $b = 1,5 h$,
- площадь одной впадины зуба: $S_{\text{ВП}} = 0,9 h^2$.

При решении принять число зубьев у каждой шестерни 9, а объемный КПД насоса $\eta_0 = 0,9$.

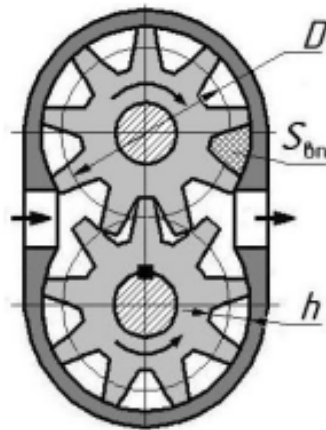


Рис. 4.3. Схема к задаче 4.8.

4.9. Определить основные размеры шестеренного насоса при подаче $Q = 30$ л/мин; номинальном давлении $p_{\text{ном}} = 2$ МПа, частоте вращения $n = 1000$ об/мин, $z = 10$, $\eta_0 = 0,94$, $\eta_{\text{мех}} = 0,95$. Определить мощность на валу насоса.

4.10. Рассчитать основные размеры шестеренного насоса с рабочим объемом $V_0 = 16$ см³, частотой вращения $n = 25$ об/с при давлении $p_H = 10$ МПа и КПД $\eta_0 = 0,95$, $\eta = 0,89$.

4.11. Определить мощность трехвинтового насоса при частоте вращения $n = 2900$ об/мин, если развиваемое им давление $p = 2.2$ МПа, наружный диаметр ведомого винта $d_H = 62$ мм, КПД насоса $\eta = 0,78$, объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 0,8$.

4.12. Определить давление развиваемое трехвинтовым насосом (с двумя одинаковыми винтами) и наружный диаметр винта D (рис. 4.2), если мощность насоса $N_H = 85$ кВт при частоте вращения $n = 2000$ об/мин, внутренний диаметр винта $d = 66$ мм, подача насоса $Q = 20$ л/с, КПД насоса $\eta = 0,8$, объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 0,82$.

4.13. Реальная производительность одновинтового насоса составляет 1,6 м³/час. Геометрические характеристики насоса: эксцентриситет – 2 см; диаметр ротора – 7 см; шаг винтовой поверхности ротора – 14 см. Частота вращения ротора составляет 15 об/мин. Необходимо определить объемный коэффициент полезного действия насоса.

Тема 5. Пластинчатые гидромашины

Пластинчатая гидромашина – это роторная гидромашина с подвижными элементами в виде ротора, совершающего вращательное

движение, и пластин, совершающих вращательное и возвратно-поступательное или возвратно-поворотное движения.

Эти машины являются наиболее простыми из существующих типов и обладают при всех прочих равных условиях большим объемом рабочих камер.

Пластинчатые гидромашины делятся на машины одно-, двух- и многократного действия. В машинах однократного действия происходит один рабочий цикл, т.е. одно всасывание и нагнетание.

На рис. 5.1, а представлена конструктивная схема пластинчатого насоса однократного действия. В пазах вращающегося ротора 4, ось которого смещена относительно оси неподвижного статора 6 на величину эксцентриситета e , установлены несколько пластин 5. Вращаясь вместе с ротором, эти пластины одновременно совершают возвратно-поступательные движения в пазах 7 ротора. Рабочими камерами насоса являются объемы 1 и 3, ограниченные соседними пластинами, а также поверхностями ротора 4 и статора 6.

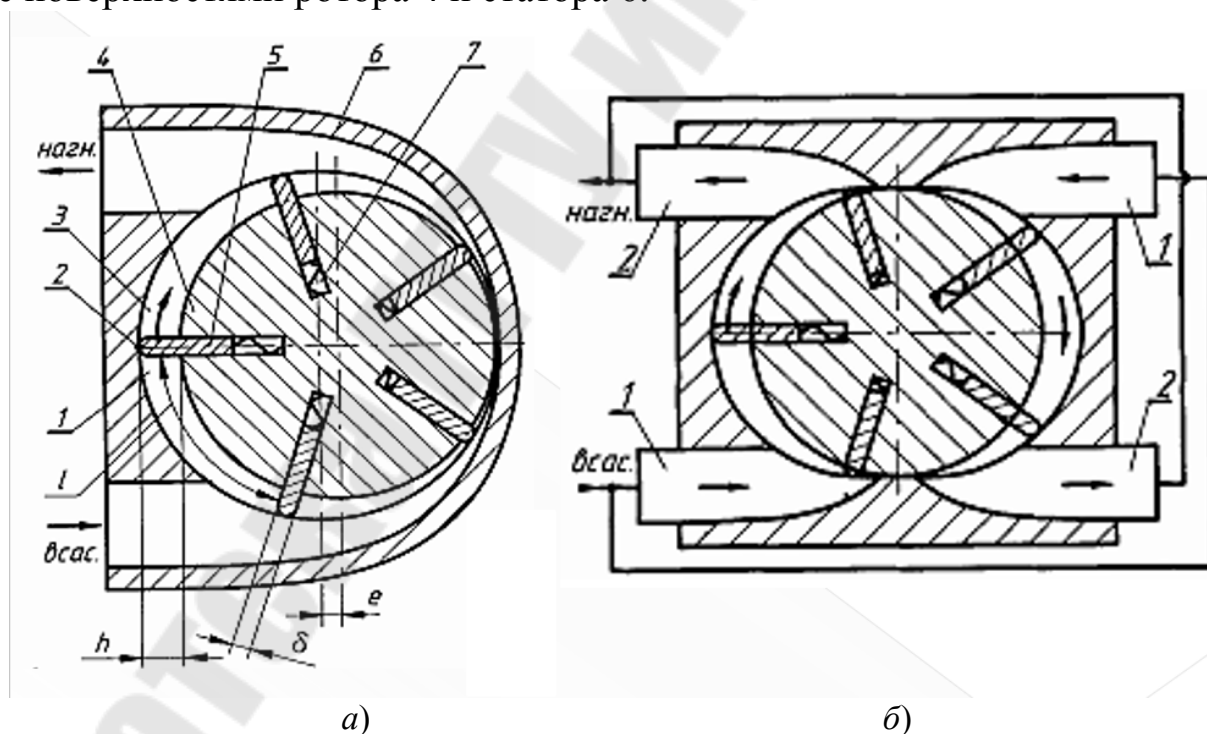


Рис. 5.1. Пластинчатые насосы:
 а – одинарного действия; б – двойного действия.

При вращении ротора рабочая камера 1, соединенная с полостью всасывания, увеличивается в объеме и происходит ее заполнение жидкостью. Затем она переносится в зону нагнетания и соединяется с напорным трубопроводом. При дальнейшем перемещении ее

объем уменьшается, и происходит вытеснение жидкости пластиной 5 (рис. 5.1, *a* из рабочей камеры 3). Затем соответствующая пластина переносится от полости нагнетания к полости всасывания, и рабочий цикл повторяется.

Рабочий объем пластинчатого насоса однократного действия:

$$V_0 = 2 \cdot e \cdot (\pi \cdot D - z \cdot \delta) \cdot B, \text{ м}^3,$$

где e – эксцентриситет, м; B – ширина пластины, м; D – диаметр статора, м; z – число пластин; δ – толщина пластины, м.

Рабочий объем насоса двукратного действия определяется по формуле:

1) при радиальном расположении пластин:

$$V_0 = 2 \cdot B \cdot \left[\pi \cdot (r_1^2 - r_2^2) - (r_1 - r_2) \cdot z \cdot \delta \right], \text{ м}^3,$$

где r_1 и r_2 – большая и малая полуоси профиля поверхности статора, м.

2) при расположении пазов под углом к радиусу ротора:

$$V_0 = 2 \cdot B \cdot \left[\pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) - \frac{(r_2 - r_1) \cdot \delta \cdot z}{\cos \alpha} \right], \text{ м}^3.$$

Подача пластинчатого насоса может быть вычислена по общей формуле с учетом объемного КПД $\eta_{об} = 0,75 \dots 0,98$.

Рабочий объем и подачу пластинчатого насоса однократного действия можно регулировать путем изменения эксцентриситета e .

Упрощенный расчет размеров пластинчатых насосов производят по следующим формулам.

Максимальный эксцентриситет определяется по рабочему объему:

$$e_{\max} = k \cdot \sqrt[3]{\frac{V_0}{\eta_{об}}}, \text{ см},$$

где $k = 1$ при $V_0 = 200 \text{ см}^3$;

$k = 0,8$ при $200 < V_0 < 500 \text{ см}^3$;

$k = 0,6$ при $500 < V_0 < 4000 \text{ см}^3$.

Диаметр направляющей статора:

$$D = 2 \cdot R \cdot \sqrt[3]{\frac{V_0 \cdot 500}{\pi \cdot k_1 \cdot \eta_0 \cdot e_{\max}}}, \text{ мм}$$

где $k_1 = 0,2 \dots 0,55$ – коэффициент, который увеличивается с уменьшением параметра.

Диаметр ротора:

$$D_p = D - 2 \cdot e_{\max}.$$

Диаметр статора:

$$D = \frac{D_p}{2} + e_{\max} + c \quad (c - \text{зазор между ротором и статором, принимается равным } 1 \text{ мм}).$$

Ширина ротора и пластин:

$$b = k_1 \cdot D.$$

Радиальная длина пластин:

$$l \geq b \cdot e_{\max}.$$

Число пластин:

$$7 \dots 16.$$

Задачи

5.1. Определить мощность пластинчатого насоса однократного действия, если вакуум на входе $p_{\text{вак}} = 30$ кПа, манометрическое давление развиваемое насосом $p_{\text{ман}} = 1,5$ МПа, радиус статора $R = 30$ мм, число пластин $z = 8$, толщина пластин $\delta = 2$ мм, ширина пластины $b = 30$ мм, эксцентриситет $e = 3$ мм, частота вращения $n = 1000$ об/мин, объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 0,65$, КПД насоса $\eta = 0,55$. Диаметры всасывающей и напорной гидрولينий одинаковы.

5.2. Пластинчатый насос однократного действия (рис. 5.2, а) имеет следующие размеры: диаметр внутренней поверхности статора $D = 100$ мм, толщина пластин $\delta = 3$ мм, ширина пластин $b = 40$ мм, эксцентриситет $e = 10$ мм, количество пластин $z = 5$. Определить мощность, потребляемую насосом при частоте вращения $n = 1450$ об/мин и давлении на выходе из насоса $p = 5$ МПа. Механический КПД $\eta_{\text{мех}} = 0,9$, объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 0,88$.

5.3. Определить ширину пластин пластинчатого насоса двукратного действия (рис. 5.1, б) и мощность приводного электродвигателя при частоте вращения $n = 1500$ об/мин и давлении на выходе из насоса $p = 10$ МПа. КПД насоса $\eta = 0,75$, объемный КПД $\eta_{\text{об}} = 0,85$. Большая полуось профиля поверхности статора $R_1 = 50$ мм, малая полуось профиля поверхности статора $R_2 = 40$ мм, толщина пластин $\delta = 2$ мм, количество пластин $z = 6$, рабочий объем $V_0 = 160 \text{ см}^3$.

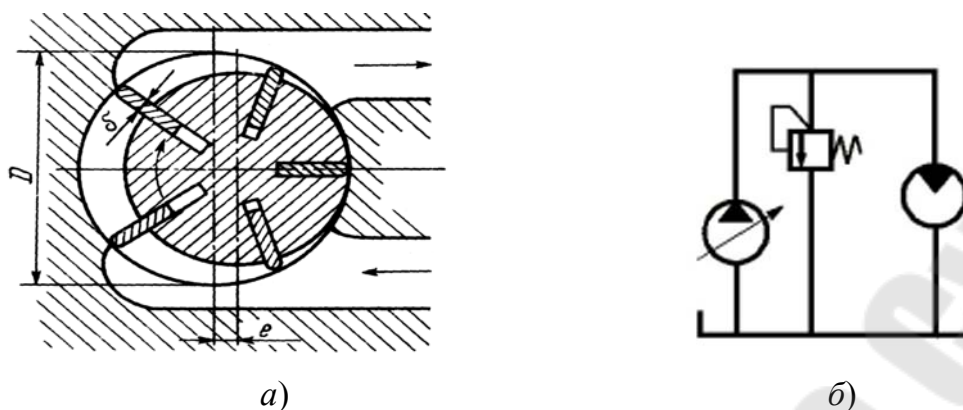


Рис. 5.2. Схемы к задачам

5.4. Вычислить подачу Q и потребляемую мощность $N_{\text{дв}}$ роторного пластинчатого насоса при следующих данных: эксцентриситет $e_1 = 3$ см, ширина пластины $b = 3$ см, частота вращения ротора $n = 24$ об/с, число пластин 11, толщина пластин $\delta = 0,002$ м, объемный КПД насоса $\eta_{\text{об}} = 0,85$, а полный КПД $\eta = 0,78$.

Решить задачу для двух значений e_1 и $e_2 = 1$ см, сделать вывод о характере влияния величины эксцентриситета ротора на подачу и мощность насоса. Давление нагнетания $p = 4,0$ МПа, диаметр $D = 7$ см.

5.5. Определить рабочий объем, подачу и выходное давление пластинчатого насоса однократного действия (рис. 5.2, б), необходимые для передачи момента на гидродвигателе $M_{\text{ГМ}} = 5$ Нм при вращении его со скоростью $n = 500$ об/мин. Рабочий объем гидромотора $V_{\text{ГМ}} = 40$ см³/об, объемный и гидромеханический КПД $\eta_{\text{об}} = \eta_{\text{Г.мех}} = 0,85$.

Конструктивные параметры насоса: диаметр статора $D = 100$ мм, ширина пластин $b = 32$ мм, максимальный эксцентриситет $e = 6$ мм. Потерями напора в гидрелиниях пренебречь. Полагать, что пластины - радиальные и пренебречь их толщиной.

5.6. Рассчитать основные размеры и мощность на валу пластинчатого насоса однократного действия с рабочим объемом $V_0 = 63$ см³, частотой вращения $n = 20$ с⁻¹ при давлении $p = 6,3$ МПа. Объемный КПД насоса $\eta_{\text{об}} = 0,9$, а полный КПД $\eta = 0,85$.

5.7. Разработать и выбрать параметры пластинчатого насоса на подачу $Q_{\text{эф}} = 75$ л/мин с частотой вращения $n = 20$ с⁻¹ при давлении $p = 70$ кгс/см². Предполагаемые значения механического и объемного к. п. д. равны 0,9. Определить мощность на валу насоса.

5.8. Разработать пластинчатый насос на подачу $Q_{\text{эф}} = 100$ л/мин с частотой вращения $n = 960$ об/мин при давлении $p = 3$ МПа. Объемный к. п. д. равен 0,9. Определить мощность на валу насоса.

Тема 6. Гидродвигатели поступательного и поворотного движения

Объемным гидродвигателем называется гидравлическая машина, предназначенная для преобразования энергии потока рабочей жидкости в энергию движения выходного звена. По характеру движения выходного звена объемные гидродвигатели делятся на гидромоторы, гидроцилиндры и поворотные гидродвигатели.

6.1. Гидроцилиндры

Силовые гидравлические цилиндры являются гидравлическими двигателями возвратно-поступательного действия, работающими по принципу обращенных поршневых насосов. В отличие от последних силовые гидроцилиндры не имеют клапанов. Гидроцилиндры могут быть одностороннего и двустороннего действия, поршневые с односторонним и двусторонним штоком, телескопические. В гидроцилиндрах одностороннего действия обратный ход совершается под действием внешней нагрузки, а в гидроцилиндрах двойного действия прямой и обратный ход поршня осуществляется под давлением жидкости.

По направлению действия рабочей жидкости различают:

- гидроцилиндры одностороннего действия;
- гидроцилиндры двухстороннего действия.

На рабочий орган гидроцилиндра одностороннего действия жидкость может оказывать воздействие только с одной стороны (рис. 6.1, в), движение в обратную сторону обеспечивается за счет пружины или веса груза. Перемещение рабочего органа гидроцилиндра двухстороннего действия обеспечивается за счет рабочей жидкости (рис. 6.1, а, б).

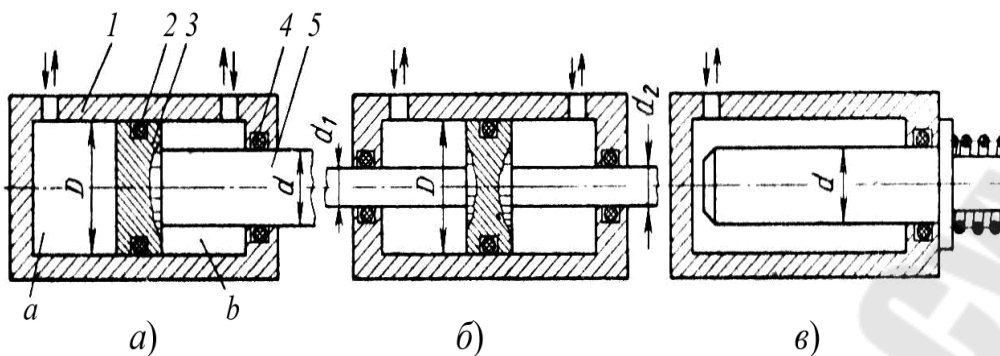


Рис. 6.1. Схемы гидроцилиндров

По конструкции рабочего органа гидроцилиндры делятся на:

- плунжерные (рис. 6.1, в);
- поршневые (рис. 6.1, а, б).

Поршневые гидроцилиндры бывают:

- с односторонним штоком (рис. 6.1, а);
- с двухсторонним штоком (рис. 6.1, б).

По характеру хода выходного звена гидроцилиндры делятся на:

- одноступенчатые (рис. 6.1);
- многоступенчатые (со ступенчатым поршнем, телескопические).

Конструктивно поршневой гидроцилиндр двухстороннего действия имеет корпус **1** (рис. 6.1, а), в котором находится поршень **3** шток **5** поршня выходит наружу и соединяется с нагрузкой. Для устранения наружных утечек рабочей жидкости по неподвижным и подвижным соединениям, а также внутренних перетечек жидкости из одной рабочей полости в другую, эти соединения герметизируются при помощи уплотнительных колец **2** и **4** или иных уплотнительных устройств. Жидкость, поступающая в цилиндр под некоторым давлением, действуя на его поршень, развивает усилие, преодолевающее трение и внешнюю нагрузку, приложенную к штоку **5**.

Часть рабочей камеры **а** гидроцилиндра, ограниченная корпусом, поршнем и крышкой, называется **поршневой** полостью, а часть рабочей камеры **б** гидроцилиндра, ограниченная рабочими поверхностями корпуса, поршня, штока и крышкой, называется **штоковой** полостью.

Расчетное движущее усилие F на штоке, развиваемое давлением p жидкости на поршень, упрощенно определяется по формуле:

$$F = p \cdot S, \text{ Н,}$$

где S – рабочая (эффективная) площадь поршневой или штоковой полости:

1) при подаче жидкости в поршневую полость:

$$S_{\text{п}} = \pi \cdot D^2 / 4,$$

2) при подаче жидкости в штоковую полость:

$$S_{\text{шт}} = \pi \cdot (D^2 - d^2) / 4,$$

где D и d – диаметры поршня и штока.

При равной подаче жидкости в поршневую и штоковую полости, скорости перемещения подвижной части цилиндра будут определяться (без учета утечек жидкости) из уравнения расхода Q жидкости, поступающей в цилиндр по формулам:

$$v_{\text{п}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2}; \quad v_{\text{шт}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (D^2 - d^2)}, \text{ м/с.}$$

Согласно расчетной схеме (рис. 6.2), условие равновесия поршня гидроцилиндра в период разгона с полезной нагрузкой до скорости установившегося движения определяется зависимостью:

$$F_{\text{ст}} = F + F_f + F_{\text{тр}} + F_{\text{ин}} + F_c$$

где $F_{\text{ст}}$ – расчетная (статическая) нагрузка, Н; F – полезная нагрузка, приложенная к штоку цилиндра Н; F_f – сила трения подвижных частей гидроцилиндра, учитывается при горизонтальном расположении последнего, Н; $F_{\text{тр}}$ – сила трения, возникавшая в уплотнениях штока и поршня, Н; $F_{\text{ин}}$ – сила инерции движущихся масс, кинематически жестко связанных со штоком поршня, Н; F_c – сила противодействия, Н.

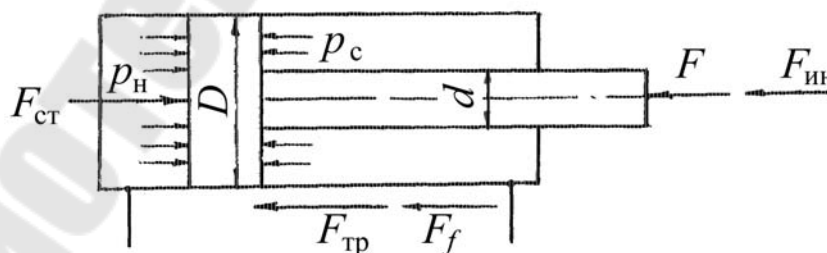


Рис. 6.2. Расчетная схема гидроцилиндра

Расчетная сила $F_{\text{ст}}$ – является движущей силой, составной частью затраченной энергии в гидроцилиндре.

$$\text{При движении поршня вправо: } F_{\text{ст}} = p_{\text{н}} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4},$$

где D – диаметр цилиндра, м; $p_{\text{н}}$ – давление жидкости в напорной полости цилиндра, Па.

$$\text{При движении поршня влево: } F_{\text{ст}} = p_{\text{н}} \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}$$

где d – диаметр штока, м.

Сила трения F_f состоит из силы трения покоя $F_{fп}$ и силы трения движения F_{fd} , которые определяются по формулам:

$$F_{fп} = \mu_0 \cdot G \text{ и } F_{fd} = \mu \cdot G,$$

где μ_0 – коэффициент трения покоя $\mu_0 = 0,15$.

G – вес подвижных масс, кинематически жестко связанных со штоком поршня, Н.

μ – коэффициент трения движения; при низких скоростях ($v < 0,05$ м/с) и установившемся движении $\mu = 0,1 \dots 0,12$; при больших скоростях ($v > 0,05$ м/с) и хорошей смазке $\mu = 0,05 \dots 0,08$.

Если в качестве уплотнений штока и поршня применены резиновые манжеты или же манжеты уменьшенного сечения, то сила трения, создаваемая этими уплотнениями, составляет величины:

$$F_{\text{тр1}} = \pi \cdot d \cdot b \cdot k \text{ и } F_{\text{тр2}} = \pi \cdot D \cdot b \cdot k,$$

где D и d – уплотнительные диаметры, м; b – ширина уплотнения, м; k – удельное трение; при работе на минеральном масле $k = 0,22$ МПа.

Если в поршне для уплотнения применены металлические кольца, то сила трения определяется по формуле:

$$F_{\text{тр}} = \pi \cdot D \cdot b \cdot (i \cdot p_{\text{к}} + p) \cdot f_1,$$

где b – ширина кольца, м; $p_{\text{к}} = 0,09 \dots 0,1$ МПа – давление кольца на внутренней поверхности цилиндра; f_1 – коэффициент трения: при установившемся движении $f_1 = 0,07$, при разгоне $f_1 = 0,15$.

Сила инерции $F_{\text{ин}}$ определяется по формуле:

$$F_{\text{ин}} = -m \cdot a = -\frac{G}{g} \cdot \frac{v_{\text{ср}}^2}{2 \cdot l_{\text{п}}}$$

где m – масса подвижных частей, кг; a – ускорение м/с²; $v_{\text{ср}}$ – средняя скорость в момент разгона, м/с; $l_{\text{п}}$ – путь, пройденный поршнем в период разгона, м.

Задаваясь общим временем перемещения поршня гидроцилиндра t и пройденным им расстоянием (ходом) l определяет среднюю скорость:

$$v_{\text{cp}} = \frac{l}{t \cdot k_t},$$

где $k_t = 1,25$ – коэффициент потери времени на разгон и торможение.

Общее время для перемещения поршня t составит величину

$$t = t_p + t_y + t_T,$$

где t_p , t_y , t_T – время, затрачиваемое на разгон, установившееся движение и торможение, определяются по формулам

$$t_p = \frac{2 \cdot l_p}{v_{\text{cp}}}, \quad t_y = \frac{l_y}{v_{\text{cp}}}, \quad t_T = \frac{2 \cdot l_T}{v_{\text{cp}}}$$

где l_y , l_T – путь, пройденный поршнем в период установившегося движения и торможения.

Сила противодействия рабочей жидкости F_c определяется давлением рабочей жидкости в полости слива p_c .

$$\text{При движении поршня вправо: } F_c = p_c \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}.$$

$$\text{При движении поршня влево: } F_c = p_c \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}.$$

Эффективность работы гидроцилиндров оценивается по величине его полного КПД:

$$\eta = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{затр}}} = \frac{F \cdot v}{p_n \cdot Q_T},$$

где $N_{\text{пол}}$ и $N_{\text{затр}}$ – мощность, отведенная от силового цилиндра и подведенная к нему; v – реальная скорость поршня; Q_T – подача рабочей жидкости на входе в гидроцилиндр; p_n – давление рабочей жидкости в напорной полости силового цилиндра.

Общий КПД гидроцилиндра может быть также вычислен по зависимости:

$$\eta = \eta_{\text{гмех}} \cdot \eta_{\text{об}}$$

где $\eta_{\text{гмех}} = 0,85...0,97$ – механический КПД гидроцилиндра, $\eta_{\text{об}} = v/v_T$ – объемный КПД гидроцилиндра. Величина объемного КПД зависит от конструкции уплотнений. В гидроцилиндрах, поршни и штоки которых уплотнены кожаными или резиновыми манжетами объемный КПД равен 1. При уплотнении поршней металлическими разрезными кольцами объемный КПД составляет величину 0,98...0,99.

6.2. Поворотные гидродвигатели

Поворотный гидродвигатель – это объемный гидродвигатель с ограниченным углом поворота выходного звена

Наибольшее распространение получили пластинчатые поворотные гидродвигатели (рисунок 6.3, а), в которых рабочим органом является пластина, жестко заделанная в вал двигателя.

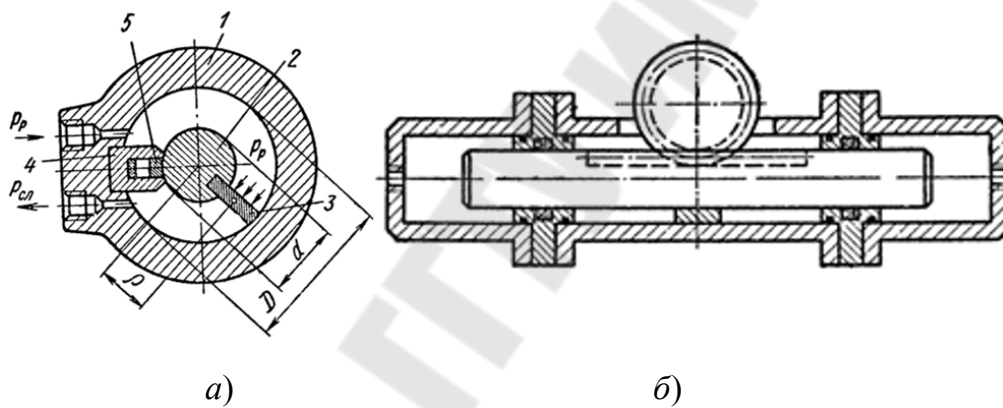


Рис. 6.3. Схемы моментных гидроцилиндров:
а – пластинчатого; б – непластинчатого

Поворотный гидродвигатель (рис. 6.3, а) состоит из корпуса 1 и поворотного ротора (вала) 2, несущего пластину 3. Кольцевая полость между внутренней поверхностью цилиндра и ротора разделена уплотнительной перемычкой 4 с пружинящим поджимом к ротору уплотнительного элемента 5. При подаче жидкости под давлением в верхний канал пластина 3 с втулкой 2 будет поворачиваться по часовой стрелке. Угол поворота вала цилиндра с одной рабочей пластиной обычно не превышает 270–280°.

При применении двух- и трехпластинчатых поворотных гидроцилиндров можно соответственно увеличить крутящий момент; однако угол поворота при этом уменьшаются. Углы поворота ротора при одной, двух и трех пластинах соответственно равны 280, 140 и 70°.

Расчетный крутящий момент на валу рассматриваемого гидроцилиндра с одной пластиной равен произведению силы, развиваемой перепадом давления жидкости на рабочую площадь пластины, на плечо приложения этой силы (расстояние от оси вращения до центра давления площади пластины):

$$M = \frac{\Delta p \cdot b \cdot z}{8} \cdot (D^2 - d^2) \cdot \eta_{\text{мех}},$$

где Δp – рабочее давление; D – диаметр корпуса гидроцилиндра (рис. 6.3, а); d – диаметр вала; b – ширина рабочей пластины; z – число рабочих пластин; $\eta_{\text{мех}}$ – механический КПД гидроцилиндра.

Расход рабочей жидкости для поворотного гидроцилиндра определяется по формуле:

$$Q_{\text{гц}} = \frac{\omega \cdot b \cdot z}{8} \cdot (D^2 - d^2) \cdot \frac{1}{\eta_{\text{об}}},$$

где ω – угловая скорость поворота вала; $\eta_{\text{об}}$ – объемный КПД гидроцилиндра.

Задачи

6.1. Шток силового цилиндра Ц нагружен силой $F = 30$ кН (рис. 6.4, а) и под действием давления p перемещается вправо, совершая рабочий ход $S = 500$ мм за время $t = 20$ с. Рабочая жидкость при этом из штоковой полости цилиндра сливается через дроссель Др. Диаметры поршня и штока равны $D = 160$ мм и $d = 50$ мм. Определить необходимое давление p рабочей жидкости в левой части цилиндра и потребную подачу Q . Потери давления на дросселе $\Delta p_{\text{др}} = 250$ кПа. Механический и объемный КПД цилиндра $\eta_{\text{мех}} = 0,9$; $\eta_{\text{об}} = 0,97$.

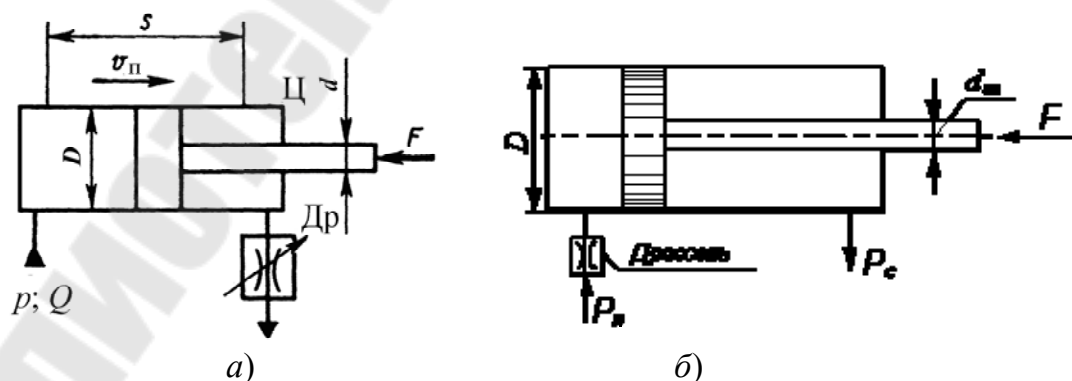


Рис. 6.4. Схемы к задачам

6.2. Жидкость плотностью 900 кг/м^3 поступает в левую полость цилиндра через дроссель с коэффициентом расхода $\mu = 0,62$ и диаметром $d = 1,2 \text{ мм}$ под избыточным давлением $p_n = 20 \text{ МПа}$; давление на сливе $p_c = 0,3 \text{ МПа}$ (рис. 6.4, б).

Поршень гидроцилиндра диаметром $D = 70 \text{ мм}$ под действием разности давлений в левой и правой полостях цилиндра движется слева направо с некоторой скоростью $v = 2 \text{ см/с}$. Требуется определить значение силы F , преодолеваемой штоком гидроцилиндра диаметром $d_{шт} = 30 \text{ мм}$ при движении его против нагрузки со скоростью v .

6.3. Считая жидкость несжимаемой, определить скорость движения поршня под действием силы $F = 10 \text{ кН}$ на штоке (рис. 6.5, а). Диаметр поршня $D = 80 \text{ мм}$, диаметр штока $d = 30 \text{ мм}$, проходное сечение дросселя $S_{др} = 2 \text{ мм}^2$, его коэффициент расхода $\mu = 0,75$, избыточное давление слива $p_c = 0$, плотность рабочей жидкости $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

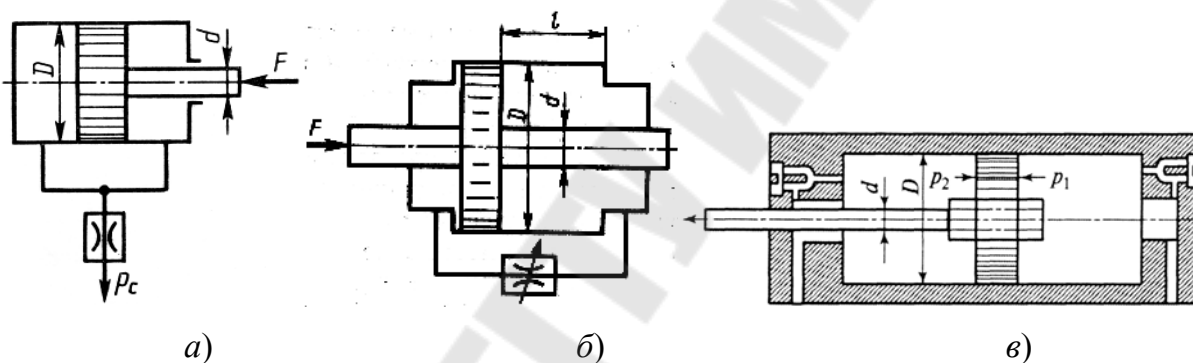


Рис. 6.5. Схемы к задачам

6.4. Правая и левая полости цилиндра гидротормоза (рис. 6.5, б), имеющего диаметр поршня $D = 140 \text{ мм}$ и диаметр штока $d = 60 \text{ мм}$, сообщаются между собой через дроссель с площадью проходного сечения $S_{др} = 20 \text{ мм}^2$ и коэффициентом расхода $\mu = 0,65$. Определить время, за которое поршень переместится на величину хода $l = 350 \text{ мм}$ под действием силы $F = 15 \text{ кН}$, плотность жидкости $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

6.6. Определить давление p_1 , которое нужно приложить к поршню силового цилиндра (рис. 6.5, в) для создания силы $F = 7850 \text{ Н}$ вдоль штока. Силы трения поршня в цилиндре и штока в сальнике равны 10% от полного давления на поршень. Избыточное давление на левую сторону поршня $p_2 = 9,81 \text{ Н/см}^2$; диаметр поршня $D = 100 \text{ мм}$; диаметр штока $d = 30 \text{ мм}$.

6.7. Определить основные рабочие параметры силового цилиндра по следующим данным: рабочая нагрузка $F = 8000 \text{ Н}$, максималь-

ная скорость перемещения поршня $v = 0,5$ м/с, время разгона поршня с 0 до 0,5 м/с, $\Delta t = 0,1$ с и давление в поршневой полости гидроцилиндра $p = 3$ МПа.

6.8. Диаметр гидравлического цилиндра (рис. 6.6, а) $D = 40$ мм, диаметр штока $d = 20$ мм. При рабочем ходе штока давление в бесштоковой полости цилиндра $p_0 = 10$ МПа, а в штоковой полости $p_{ш} = 0,5$ МПа. Уплотнение штока и поршня выполнено шевронными резиновыми манжетами (ширина уплотнения штока $b_{ш} = 15$ мм, ширина уплотнения поршня $b_{п} = 30$ мм).

Требуется определить: 1) силу трения в уплотнениях поршня и штока при рабочем ходе; 2) усилие на штоке P ; 3) КПД гидроцилиндра при рабочем ходе (рабочий ход соответствует выходу штока из цилиндра).

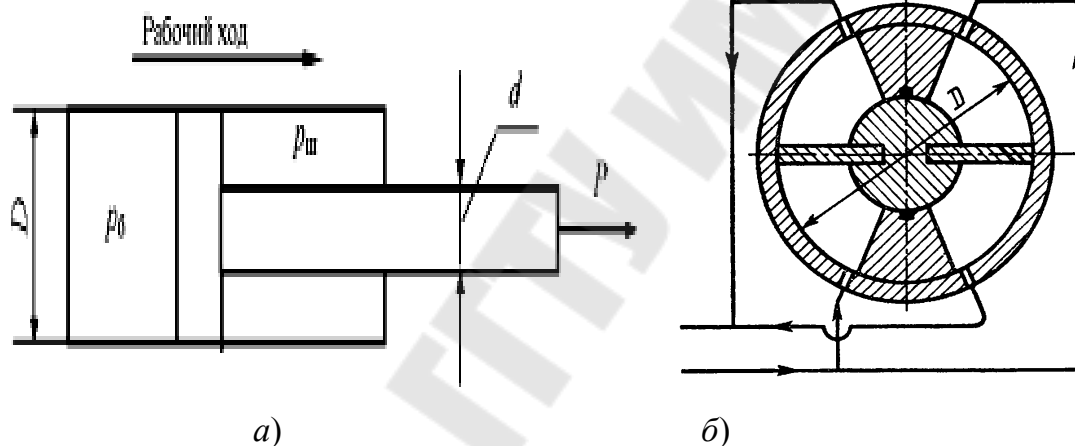


Рис. 6.6. Схемы к задачам

6.9. Построить зависимость усилия F на поршне гидроцилиндра и скорости перемещения поршня при изменении диаметра штока d (рис. 6.2). Исходные данные: диаметр поршня $D = 100$ мм, давление в линии нагнетания $p_n = 4$ МПа, давление в линии слива $p_c = 0,2$ МПа, подача масла в гидроцилиндр $Q = 0,002$ м³/с, а сопротивление уплотнений $F_y = 500$ Н, объемный КПД гидроцилиндра составляет 0,9.

6.10. Двухкамерный гидродвигатель поворотного движения (рис. 6.6, б) должен создавать момент на валу, равный $M = 2$ кН·м при скорости поворота $\omega = 2$ с⁻¹. Размеры гидродвигателя: $D = 200$ мм; $d = 100$ мм; ширина лопастей $b = 60$ мм. Принять механический КПД $\eta_m = 0,9$; объемный КПД $\eta_0 = 0,75$. Определить требуемое давление насоса и необходимую подачу.

Тема 7. Пневматические машины

Пневматическая система – это техническая система, состоящая из устройств, находящихся в непосредственном контакте с рабочим газом (воздухом).

Сжатый воздух для питания пневматических систем обычно вырабатывается компрессорами, обслуживающими пневматические машины всего предприятия, либо определенную их группу. Применяются преимущественно компрессоры объемных типов, главным образом пластинчатые и поршневые.

Принцип действия пневматических машин аналогичный принципу действия гидравлических машин, однако при расчетах необходимо учитывать процесс сжатия газа:

Уравнение состояния газа (уравнение Клапейрона):

$$p \cdot V = R \cdot T ,$$

где R – универсальная газовая постоянная, $R \approx 29,27$ кгс·м/кг·°С),

Уравнение изотермического процесса $p \cdot V = const$.

Уравнение адиабатного процесса:

$$p \cdot V^k = const ,$$

где $k = 1,405$ - показатель адиабаты для воздуха.

Уравнение политропного процесса:

$$p \cdot V^n = const ,$$

где n - показатель политропы, выбирается из условия $1 < n < k$.

При расчетах параметров компрессоров (пневматических насосов) необходимо учитывать степень наполнения компрессора.

Подача идеального поршневого компрессора одинарного действия поршневого типа определяется по формуле:

$$Q_T = V_{\Pi} \cdot n = S \cdot h \cdot n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h \cdot n ,$$

где D и $h = 2 \cdot r$ – диаметр и ход поршня; r – радиус кривошипа; V_{Π} и n – объем, описываемый поршнем за один ход и частота вращения.

С учетом степени наполнения λ фактическая подача равна:

$$Q_{\text{эф}} = \lambda \cdot Q_T = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h \cdot n \cdot \lambda .$$

Степень наполнения компрессора газом это отношение объема газа, поданного компрессором и приведенного к давлению p_1 (рис. 7.1, а), к объему описанному поршнем.

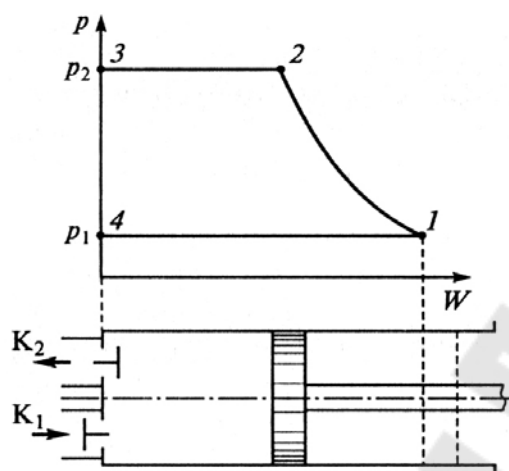


Рис. 7.1. Схема поршневого одноступенчатого компрессора и теоретическая индикаторная диаграмма одной ступени

Если отсутствуют утечки газа, нагревание газа при всасывании, то степень наполнения равна объемному КПД. В реальных условиях степень наполнения принимается равной

$$\lambda = \eta_{об} - 0,04$$

Подача поршневого компрессора двойного действия определяется по формуле

$$Q_{эф} = (2 \cdot S - S_{шт}) \cdot h \cdot n \cdot \lambda$$

где $S_{шт}$ – площадь штока.

В реальном компрессоре существует мертвое пространство – объема, заключенного между левым мертвым положением поршня и крышкой цилиндра. Вредное пространство обычно выражается в долях хода поршня h :

$$m = h_0 / h$$

А также характеризуется объемным КПД:

$$\text{– при изотермическом расширении: } \eta_{об} = 1 - m \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} - 1 \right);$$

– при политропном расширении (в общем случае):

$$\eta_{об} = 1 - m \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right].$$

Задачи

7.1. Определить величину подачи поршневого компрессора двойного (двустороннего) действия, если диаметр его поршня $D = 500$ мм, ход поршня $h = 800$ мм, диаметр штока $d_{шт} = 125$ мм, частота вращения $n = 90$ об/мин, абсолютное давление на входе $p_1 = 0,8$ атм, абсолютное давление на выходе $p_2 = 1,8$ атм; относительный объем вредного пространства $m = 0,05$.

7.2. Поршень одноступенчатого одноцилиндрового компрессора одинарного действия имеет диаметр $D = 150$ мм, а ход поршня составляет $h = 120$ мм. Вал компрессора вращается со скоростью $n = 120$ об/мин. Воздух в компрессоре претерпевает сжатие от давления $p_1 = 0,1$ МПа до $p_2 = 0,32$ МПа. Производительность компрессора составляет $Q = 0,5$ м³/мин. Принять показатель политропы $n = 1,3$.

Определить величину вредного пространства в цилиндре.

7.3. Одноступенчатый двухцилиндровый компрессор двойного действия имеет поршни с диаметром $D = 0,6$ м, величина хода которых составляет $h = 0,5$ м, а величина вредного пространства $m = 0,036$. Вал компрессора вращается со скоростью $n = 180$ об/мин. Воздух при температуре 20° в компрессоре претерпевает сжатие от давления $p_1 = 0,1$ МПа, до $p_2 = 0,28$ МПа. При расчетах принять показатель политропы $n = 1,2$, а механический $\eta_{мех}$ и адиабатический (объемный) $\eta_{ад}$ КПД взять равными $0,95$ и $0,85$ соответственно.

Определить расход и потребляемую мощность компрессора.

7.4. Определить расход воздуха шестеренного косозубого пневмодвигателя К0,25, если начальное абсолютное давление сжатого воздуха $p_1 = 0,5$ МПа, конечное абсолютное давление при выхлопе $p_2 = 0,12$ МПа, начальная и конечная температуры воздуха 20°C , частота вращения ротора $n = 3000$ об/мин, относительная величина вредного пространства $m = 0,15$, объемный КПД $0,9$.

7.5. В цилиндре под поршнем находится воздух при манометрическом давлении $0,02$ МПа. Определить перемещение поршня и давление в конце процесса изотермического сжатия, если на поршень дополнительно действует груз массой 5 кг. Диаметр поршня $D = 100$ мм. Высота начального положения поршня $h = 500$ мм.

Литература

1. Орлов, Ю. М. Объемные гидравлические машины: конструкция, проектирование, расчет / Ю. М. Орлов. – М. : Машиностроение, 2006. – 223 с.
2. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод: учеб. пособие для вузов / Т. В. Артемьева [и др.] ; под ред. С. П. Стесина. – 4-е изд. – М. : Академия, 2008. – 335 с.
3. Городецкий, К. И. Конструирование и расчет составных частей объемного гидропривода / К. И. Городецкий, Л. Н. Крумбольт, Н. А. Щельцын ; под редакцией В. М. Шарипова. – М. : МАМИ, 1994. – 139 с.
4. Башта, Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем : учеб. для вузов. – М. : Машиностроение, 1974. – 606 с.
5. Юдин, Е. М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет / Е. М. Юдин. – 2-е изд. – М. : Машиностроение, 1964. – 237 с.
6. Пневматические устройства и системы в машиностроении : справочник / Е. В. Герц [и др.] ; под общ. ред. Е. В. Герца. – М. : Машиностроение, 1981. – 408 с.
7. Андреевец, Ю. А. Объемные гидро- и пневмомашинны : электрон. учеб.-метод. комплекс дисциплины для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» / Ю. А. Андреевец, Д. И. Лаевский, Д. Н. Андрианов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2011. – Режим доступа <https://elib.gstu.by/handle/220612/1984> .
8. Андреевец, Ю. А. Объемные гидро- и пневмомашинны : пособие по одноим. курсу для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» днев. и заоч. форм обучения / Ю. А. Андреевец. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2009. – 97 с. – Режим доступа: <http://elib.gstu.by/handle/220612/1288>.
9. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер [и др.]. – Минск : Выш. шк., 1985. – 382 с.

Приложение А

Таблица П.1

Преобразование единиц

<i>Расход (подача), объемный расход (объемная подача)</i>			
м ³ /с	м ³ /ч	л/с	галл./мин
1	3600	1000	158,52
$0,277778 \cdot 10^{-3}$	1	0,277778	4,4
10^{-3}	3,6	1	15,852
0,000063	0,2271	0,063	1
<i>Массовый расход</i>			
кг/с		кг/ч	
1		3600	
$0,277778 \cdot 10^{-3}$		1	
<i>Скорость</i>			
м/с	км/ч	фут/с	
1	3600	3,28	
$0,277778 \cdot 10^{-3}$	1	0,9119	
0,3048	1,097	1	
<i>Частота вращения</i>			
об./мин	с ⁻¹	рад/с	
1	$16,67 \cdot 10^{-3}$	0,105	
60	1	6,28	
9,55	0,1592	1	
<i>Давление</i>			
кПа	бар	м вод.с.	
1	0,01	0,102	
100	1	10,197	
9,807	$98,07 \cdot 10^{-3}$	1	
<i>Температура</i>			
К		°С	
1		$t(^{\circ}\text{C}) = T - 273,15\text{K}$	
$T(\text{кельвин}) = 273,1541 + t$		1	
<i>Работа, энергия</i>			
Дж		кВт·ч	
1		$0,277778 \cdot 10^{-6}$	
$3,6 \cdot 10^6$		1	
<i>Кинематическая вязкость</i>		<i>Динамическая вязкость</i>	
м ² /с	сСт	Па·с	сП
1	10^6	1	10^3
10^{-6}	1	10^{-3}	1

Характеристики некоторых жидкостей при давлении 0,1 МПа

Жидкость	Температура t , °С	Плотность ρ , кг/м ³	Удельный вес γ , Н/м ³	Относительная плотность δ
Аммиак	–34	684	6710	0,684
Анилин	15	1004	9849	1,004
Ацетон	20	792	7770	0,792
Бензин:				
– авиационный	20	739–780	7250–7652	0,739–0,780
– автомобильный	20	712–761	6980–7470	0,712–0,761
Глицерин (безводный)	20	1260	12360	1,26
Вода:				
– дистиллированная	20	998,2	9790	0,998
– морская	20	1020–1030	10006–10104	1,02–1,03
Керосин (ГОСТ 4753–68)	20	790–860	7770–8240	0,79–0,86
Мазут	15	890–940	8731–9221	0,89–0,94
Дизельное топливо	20	831–861	8150–8450	0,831–0,861
Масло:				
– автотракторное	20	925–930	9070–9120	0,925–0,93
– веретенное АУ (ГОСТ 6794–75)	50	888–896	8711–8790	0,888–0,896
– для гидравлических систем АМГ–30 (ГОСТ 6794–75)	50	850	8340	0,85
Масло промышленное общего назначения без присадок (ГОСТ 20799–75)				
– И–5А	50	890	8731	0,89
– И–8А	50	900	8829	0,90
– И–12А	50	880	8633	0,88
– И–20А	50	885	8682	0,885
– И–25А; И–30А	50	890	8731	0,89
– И–40А	50	895	8780	0,895
– И–50А; И–70А	50	910	8927	0,91
– И–100А	50	920	9025	0,92

Окончание табл. П-2

Жидкость	Температура t , °С	Плотность ρ , кг/м ³	Удельный вес γ , Н/м ³	Относительная плотность δ
Масло:				
– касторовое	20	960	9418	0,96
– кокосовое	15	930	9123	0,93
– турбинное 22; 30; 46; (ГОСТ 32–74)	50	900	8829	0,90
Молоко цельное	20	1029	10094	1,029
Нефть натуральная	20	760–900	7456–8829	0,76–0,90
Сероуглерод	20	1260–1290	12360–12650	1,26–1,29
Спирт:				
– метиловый	15	810	7946	0,81
– этиловый безводный	20	789	7740	0,789

Таблица П.3

Кинематическая вязкость некоторых жидкостей

Жидкость	t , °С	$\nu \cdot 10^{-4}$, м ² /с
Анилин	20	0,0430
Бензин	18	0,0065
Глицерин:		
– 50%-й водный раствор	20	0,0598
– 86%-й водный раствор	20	1,0590
– безводный	20	8,7000
Дизельные топлива (ГОСТ 305–82)	20	0,018–0,060
Керосин	18	0,025
Мазут топочный (ГОСТ 10585–75)	80	0,438–1,18
Масло:		
– авиационное МС, МК, (ГОСТ 21743–76)	100	0,14–0,22
– веретенное АУ (ГОСТ 1642–75)	20	0,49
– индустриальное (ГОСТ 20799–75):		
– И–5А	50	0,04–0,05
– И–8А	50	0,06–0,08
– И–12А	50	0,10–0,14

Окончание табл. П.3

Жидкость	$t, ^\circ\text{C}$	$\nu \cdot 10^{-4}, \text{м}^2/\text{с}$
– И–25А	50	0,24–0,27
– И–30А	50	0,28–0,33
– И–40А	50	0,35–0,45
– И–70А	50	0,65–0,75
– И–100А	50	0,90–1,18
– касторовое	20	10,02
– турбинное (ГОСТ 32–74; 9972–74):		
– ТП–30	50	0,28–0,32
– ТП–46	50	0,44–0,48
Молоко цельное	20	0,0174
Нефть:		
– легкая	18	0,250
– тяжелая	18	1,400
Сероуглерод	20	0,0029
Спирт этиловый безводный	20	0,0151
Эфир	20	0,0039

Таблица П.4

Кинематическая вязкость некоторых масел при разных температурах

Масло	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^{-4}, \text{м}^2/\text{с}$, при температуре $t, ^\circ\text{C}$					
	100	50	10	0	–5	–10
Автотракторное АК–15	0,50	1,24	40,8	155,2	450,0	1047
Веретенное АУ (ГОСТ 1642–75)	0,036	0,13	0,90	1,80	2,80	4,40
Для гидравлических систем АМГ–10 (ГОСТ 6794–75)	0,047	0,11	0,30	0,44	0,54	0,67
Индустриальное (ГОСТ 20799–75):						
– И–20	0,048	0,18	1,13	2,75	4,20	6,40
– И–45	0,081	0,42	5,01	11,90	19,5	59,9
– И–50 (машинное СУ)	0,085	0,50	8,33	22,9	41,7	83,8
Трансформаторное с присадкой ионол	0,03	0,09	0,50	0,89	1,24	1,77

Окончание табл. П.4

Масло	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^{-4}$, м ² /с, при температуре t , °С					
	100	50	10	0	-5	-10
Турбинное (ГОСТ 32–74; 9972–74):						
– ТП–22	0,06	0,22	2,13	4,76	7,73	9,10
– ТП–22 (из сернистых нефтей)	0,05	0,21	1,72	3,75	5,68	25,3
– ТП–30УТ	0,06	0,42	3,59	8,63	14,4	33,1

Таблица П.5

**Зависимость плотности ρ и кинематического коэффициента
вязкости ν некоторых жидкостей от температуры**

Вид жидкости	ρ , кг/м ³ при t °С		$\nu \cdot 10^{-4}$ м ² /с при t °С			
	20	50	20	40	60	80
Вода	998	–	0,010	0,0065	0,0047	0,0036
Нефть легкая	884	–	0,25	0,15	–	–
Нефть тяжелая	924	–	1,4	1,2	–	–
Бензин	745	–	0,0073	0,0059	0,0049	–
Керосин Т–1	808	–	0,025	0,018	0,012	0,010
Диз. топливо	846	–	0,38	0,12	–	–
Глицерин	1245	–	9,7	8,3	0,88	0,25
Ртуть	13550	–	0,0016	0,0014	0,0010	–
Масла:						
– трансформаторное	884	880	0,28	0,13	0,078	0,048
– АМГ–10	–	850	0,17	0,11	0,085	0,65
– веретенное АУ	–	892	0,48	0,19	0,098	0,059
– промышленное 12	–	883	0,48	0,19	0,098	0,059
– промышленное 20	–	891	0,85	0,33	0,14	0,08
– промышленное 30	–	901	1,8	0,56	0,21	0,11
– промышленное 50	–	910	5,3	1,1	0,38	0,16
– турбинное	–	900	0,97	0,38	0,16	0,088

Содержание

Введение.....	3
Тема 1. Рабочие параметры и характеристики объемных гидромашин	5
1.1. Рабочие параметры объемных гидромашин	5
1.2. Поршневые насосы	14
Тема 2. Радиально-поршневые гидромашины	22
Тема 3. Аксиально-поршневые гидромашины	28
Тема 4. Шестеренные и винтовые гидромашины.....	33
Тема 5. Пластинчатые гидромашины	38
Тема 6. Гидродвигатели поступательного и поворотного движения	43
6.1. Гидроцилиндры	43
6.2. Поворотные гидродвигатели	48
Тема 7. Пневматические машины	52
Литература	55
Приложение	56

Андреевца Юлиа Ахатовна

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРО- И ПНЕВМОМАШИНЫ

**Практикум
для студентов специальности 1-36 01 07
«Гидропневмосистемы мобильных
и технологических машин»
дневной формы обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 18.04.22.

Рег. № 11Е.
<http://www.gstu.by>