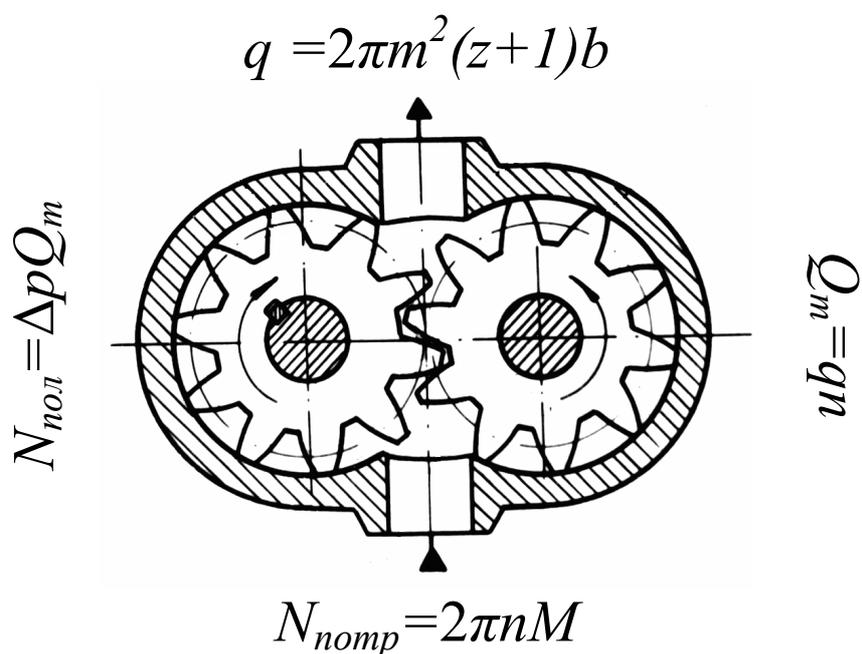


И.А. Семенова, Н.С. Галдин

СБОРНИК ЗАДАЧ ПО ГИДРАВЛИКЕ,
ГИДРОПНЕВМОПРИВОДУ



Омск • 2008

Федеральное агентство по образованию
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия
(СибАДИ)

И.А. Семенова, Н.С. Галдин

СБОРНИК ЗАДАЧ ПО ГИДРАВЛИКЕ,
ГИДРОПНЕВМОПРИВОДУ

Учебное пособие

Омск
Издательство СибАДИ
2008

УДК 532.542
ББК 39.71-022.82
С23

Рецензенты:

д-р техн. наук, доц. В.Н. Сорокин (ОмГТУ);
д-р техн. наук, проф. Г.С. Аверьянов (ОмГТУ)

Семенова И.А., Галдин Н.С.

С23 Сборник задач по гидравлике и гидропневмоприводу: Учебное пособие.
– Омск: Изд-во СибАДИ, 2008. – 105 с.

Работа одобрена редакционно-издательским советом академии в качестве учебного пособия для специальностей 190205, 190600, 190603.

ISBN 978-5-93204-403-2

Настоящее учебное пособие составлено применительно к учебной программе дисциплин «Гидравлика», «Основы гидравлики и гидропневмопривода» «Гидравлические и пневматические системы» для дорожно-строительных (транспортное направление) и строительных специальностей высших учебных заведений и колледжей. Оно включает основы гидростатики и гидродинамики, сведения о движении жидкости через отверстия, насадки, трубопроводы, определение основных параметров гидро- и пневмопривода, содержит справочные материалы.

Предназначено для студентов очной и заочной форм обучения по специальностям 190205, 190600, 190603.

Ил. 8. Библиогр.: 14 назв.

ISBN 978-5-93204-403-2

© И.А.Семенова, Н.С. Галдин, 2008

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
Часть 1. ГИДРАВЛИКА	5
1.1. Жидкость. Ее основные свойства. Газ - рабочее тело пневмопри- вода.....	5
1.2. Гидростатика.....	8
1.3. Гидродинамика	10
1.4. Режимы движения жидкости.....	13
1.5. Гидравлические сопротивления.....	14
Часть 2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ	15
2.1. Объемные гидро- и пневмомашины и их основные парамет- ры.....	15
2.1.1. Роторные гидромашины.....	17
2.1.2. Поршневые и плунжерные гидромашины.....	22
2.1.3. Гидродвигатели.....	23
2.2. Элементы гидропривода	25
2.2.1. Гидроаппаратура.....	25
2.2.2. Кондиционеры рабочей жидкости.....	26
2.2.3. Гидросети (бак, гидролинии).....	27
2.3. Объемный гидропривод.....	27
2.4. Пневмогидроаккумуляторы.....	30
Часть 3. КОНТРОЛЬНЫЕ РАБОТЫ	31
3.1. Контрольная работа № 1.....	31
3.2. Контрольная работа № 2.....	42
3.3. Контрольная работа № 3.....	53
3.4. Контрольная работа № 4.....	67
Приложение 1. Контрольные задания.....	92
Приложение 2. Таблицы.....	94
Приложение 3. Условные графические обозначения на гидравлических схемах.....	99
Приложение 4. Формулы для определения площадей и объемов геомет- рических элементов гидропривода.....	103
Библиографический список	104

ВВЕДЕНИЕ

Данное пособие рекомендуется при практическом изучении следующих курсов: «Основы гидромеханики», «Гидравлика и гидропневмопривод», а также «Гидравлические и пневматические системы», при изучении которых студенты знакомятся с законами движения жидкости и газа, а также с принципом действия, расчетом, областью применения и эксплуатацией различных гидро- и пневмомашин, объемными насосами и компрессорами, а также гидро- и пневмоприводами.

Теоретический курс /1, 2, 3/ необходимо прорабатывать последовательно, по отдельным темам; внимательно изучать основные формулы. Особо важно помнить допущения, сделанные в ходе вывода формул, так как они ограничивают применимость полученных закономерностей.

Работа с учебным пособием, а также с учебной литературой /1, 2, 3/ обязательно должна сопровождаться решением задач по изучаемому разделу. Задачи необходимо решать самостоятельно, так как только таким образом можно выявить возможные недоработки и недопонимание теоретического материала.

Варианты задач контрольных работ для студентов-заочников находятся по двум последним цифрам своего шифра, пользуясь таблицей вариантов (прил. 1). Если, например, шифр студенческой книжки М-67-6970 (последние две цифры 70), то студент-заочник должен решить следующие задачи (соответствующие этим двум последним цифрам шифра):

- для первой контрольной работы – 1.4 г, 1.24 в, 1.14 б;
- для второй контрольной работы – 2.29 г, 2.19 д, 2.9 б;
- для третьей контрольной работы – 3.6 а, 3.26 б, 3.16 г;
- для четвертой контрольной работы – 4.29 г, 4.19 д, 4.9 б.

В условиях контрольных работ не всегда указываются все цифровые значения параметров, необходимых для решения задач (например, плотность, коэффициент вязкости или др.). Тогда недостающие параметры выбираются из таблиц, помещенных в прил. 2. Прил. 3 – для чтения принципиальных гидравлических схем, для составления своих схем самостоятельно. При расчетах обязательно соблюдение размерности в системе СИ.

По курсу «Основы гидравлики» выполняются первая и вторая контрольные работы, по курсу «Гидравлические и пневматические

системы» выполняются третья и четвертая контрольные работы, по курсу «Основы гидравлики и гидропневмопривода» могут выполняться либо все контрольные работы, либо на выбор преподавателя несколько.

Часть 1. ГИДРАВЛИКА

Гидравлика – это наука о законах движения и равновесия жидкостей и способах приложения этих законов к решению конкретных технических задач. С гидравликой связаны отрасли науки и техники, занимающиеся созданием, исследованием и использованием различных гидравлических систем: насосов, турбин, гидропередаточных устройств и гидропривода /1/.

1.1. Жидкость. Ее основные свойства.

Газ – рабочее тело пневмопривода

Объектом в гидравлике является жидкость – физическое тело, молекулы которого слабо связаны между собой, поэтому при воздействии даже незначительной силы жидкость изменяет свою форму.

Жидкость занимает промежуточное положение между твердым телом и газом. Она способна сохранять свой объем и этим сходна с твердым телом, но не способна самостоятельно сохранять свою форму, что сближает ее с газом.

Газ – рабочее тело пневмопривода. Воздух является смесью газов и имеет следующий состав: 78 % – азот, 21% – кислород, кроме того, он содержит небольшое количество двуокиси углерода, аргона, водорода, неона, гелия, криптона, ксенона и паров воды. Газ обладает большой сжимаемостью в сравнении с жидкостью.

Рассмотрим физические свойства жидкостей и газов, определяющие их поведение при гидравлических процессах и применение в различных областях техники. Основными физическими свойствами жидкостей являются: плотность, удельный вес, сжимаемость, вязкость, а для жидкостей, применяемых в гидроприводах, еще и смазывающая способность, физическая, механическая, химическая стабильность.

Плотность согласно гипотезе сплошной среды, ρ – это отношение массы однородной жидкости к ее объему (прил. 2):

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (1.1)$$

где m – масса жидкости, кг; V – объем жидкости, м³.

Практически определить плотность жидкости можно при помощи прибора ареометра, поплавковым методом по формуле /14/

$$\rho = \frac{4m}{\pi d^2 h}, \quad (1.1a)$$

где m и d – масса и диаметр ареометра, кг и м, h – глубина погружения поплавка, м.

Эта формула получена путем приравнивания силы тяжести ареометра $G=mg$ и выталкивающей (архимедовой) силы $F_A = \rho g V$, где объем погруженной части ареометра $V = (\pi d^2 / 4)h$.

Удельный вес жидкости γ – это отношение веса жидкости G к ее объему:

$$\gamma = \frac{G}{V}. \quad (1.2)$$

Между удельным весом и плотностью существует следующая связь: т.к., согласно закону Ньютона, масса и вес связаны соотношением $G=mg$, где g – ускорение свободного падения, то

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{mg}{V} = \rho g. \quad (1.3)$$

Плотность, так же как и удельный вес, зависит от давления и температуры. Плотность и удельный вес жидкостей уменьшаются с повышением температуры и уменьшением давления.

Следующее свойство – это удельный объем. Удельный объем – это величина, обратная плотности:

$$\vartheta = \frac{1}{\rho} = \frac{V}{m}. \quad (1.4)$$

Отсюда можем записать, что $\vartheta \rho = 1$. Все жидкости при изменении давления и температуры изменяют свой объем. *Сжимаемость жидкости* – это свойство жидкости изменять свой объем (плотность) при изменении давления и температуры. Величина сжатия, зависящая от давления, характеризуется коэффициентом объемного сжатия β_V (β_p).

Коэффициент объемного сжатия показывает относительное изменение объема жидкости, приходящееся на единицу изменения давления:

$$\beta_V = -\frac{\Delta V}{V_0} \cdot \frac{1}{\Delta p}, \quad (1.5)$$

где V_0 – начальный объем жидкости (при начальном давлении p_0);

$\Delta V = V_p - V_0$ – изменение объема жидкости при изменении давления на величину $\Delta p = p - p_0$.

Параметром, характеризующим сжимаемость, является объемный модуль упругости. *Объемный модуль упругости* E – это величина, обратная коэффициенту объемного сжатия жидкости (см. прил. 2):

$$E = \frac{1}{\beta_V}. \quad (1.6)$$

Единицы измерения E : в системе СИ – Н/м², СГС – дин/см², МКГСС – кгс/м².

Следующий коэффициент, характеризующий свойство жидкости сжиматься, называется *коэффициентом температурного расширения*. Коэффициент температурного расширения показывает относительное изменение объема жидкости, приходящееся на единицу изменения температуры:

$$\beta_t = \frac{\Delta V}{V_0} \cdot \frac{1}{\Delta t}, \quad (1.7)$$

где $\Delta V = V_t - V_0$ – изменение объема жидкости, вызванное изменением температуры на величину $\Delta t = t - t_0$.

Объем жидкости при нагревании до температуры t вычисляется по формуле

$$V_t = V_0(1 + \beta_t \Delta t) = V_0[1 + \beta_t(t - t_0)]. \quad (1.8)$$

Следующее важное свойство жидкости называется вязкостью.

Вязкость – это свойство жидкости и газа оказывать сопротивление относительному перемещению (сдвигу) отдельных частиц или слоев жидкости при приложении внешних сил. Вязкость жидкостей и газов зависит от температуры и давления. При увеличении температуры вязкость капельных жидкостей уменьшается, а вязкость газов увеличивается. При течении вязкой жидкости происходит проскальзывание между слоями жидкости, которое сопровождается возникновением касательных напряжений (напряжений трения) (см. прил. 2).

Согласно гипотезе, высказанной И. Ньютоном в 1686 г. и экспериментально обоснованной проф. Н.П.Петровым в 1883 г., удельная сила трения (касательные напряжения в жидкости τ) прямо пропорциональна поперечному градиенту скорости и зависит от рода жидкости.

Таким образом, τ определяется по формуле (закон вязкого трения Ньютона)

$$\tau = \mu \frac{\Delta V}{\Delta y}, \quad (1.9)$$

где μ – динамический коэффициент вязкости, Па·с; $\Delta V / \Delta y$ – поперечный градиент скорости.

Градиент скорости характеризует изменение скорости, приходящееся на единицу длины между слоями в направлении оси y . Градиент скорости показывает интенсивность сдвига слоев жидкости в данной точке.

Сила трения между слоями жидкости определяется по формуле

$$T = S\tau = S\mu \frac{\Delta V}{\Delta y}, \quad (1.10)$$

где S – площадь соприкасающихся слоев, м².

Кинематический коэффициент вязкости ν – это отношение динамического коэффициента вязкости к плотности жидкости $/1/$:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (1.11)$$

Вязкость жидкости на практике можно определять при помощи вискозиметров (капиллярного, Стокса и т.д.). Наиболее простым способом определения вязкости является использование вискозиметра Стокса, который содержит цилиндрическую емкость, заполненную жидкостью, и шарик.

Прибор позволяет определить кинематическую вязкость жидкости по времени падения шарика в ней по следующей формуле $/14/$:

$$\nu = gd^2t \left(\frac{\rho_w}{\rho} - 1 \right) / (18l + 43,2l \frac{d}{D}), \quad (1.11a)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²; d, D – диаметры шарика и цилиндрической емкости, м; ρ, ρ_w – плотности жидкости и материала шарика, кг/м³; t – время прохождения шариком расстояния l между условными метками, с.

1.2. Гидростатика

Гидростатика – это раздел гидравлики, в котором изучаются законы равновесия жидкостей и их практические приложения (взаимодействие этой жидкости с ограничивающими ее поверхностями).

Отношение силы давления к площади обозначается p_{cp} и называется *средним гидромеханическим давлением*, или давлением, т.е.

$$p_{cp} = \frac{F}{S}; \quad (1.12)$$

$$p = p_0 + \rho gh. \quad (1.13)$$

Таким образом, давление в точке покоящейся жидкости зависит от плотности жидкости ρ , расстояния точки от свободной поверхности h и давления p_0 , действующего на свободную поверхность жидкости.

В открытых сосудах на свободную поверхность жидкости действует атмосферное давление, которое будем обозначать p_{am} . В этом случае основное уравнение гидростатики можно записать так:

$$p = p_{am} + \rho gh, \quad (1.14)$$

где p – абсолютное или полное давление в точке.

Гидростатическое давление, определяемое по выражению основного закона гидростатики, называется *абсолютным давлением*.

Рассмотрим два случая.

1. Если $p > p_{am}$.

Разность между абсолютным давлением и атмосферным называется избыточным или *манометрическим давлением*:

$$p_m = p - p_{am}. \quad (1.15)$$

Давление p_m может изменяться от нуля до бесконечности.

2. Если $p < p_{am}$.

Разность между атмосферным давлением и абсолютным, когда последнее меньше атмосферного, называется *вакуумметрическим давлением* (или давлением разряжения):

$$p_B = p_{am} - p. \quad (1.16)$$

Оно показывает недостаток давления в данной точке до атмосферного. Давление p_B может изменяться от нуля до $p_{am} / 1$.

Закон Архимеда

Архимедова сила определяется по формуле

$$F_A = \rho g V. \quad (1.17)$$

Сила F_A называется *архимедовой силой* или силой поддержания.

Математическое выражение закона Архимеда формулируется следующим образом: «Тело, погруженное в жидкость, теряет в своем весе столько, сколько весит вытесненная им жидкость».

Тело, погруженное в жидкость, находится под действием двух сил: силы тяжести G и архимедовой силы F_A .

Тело тонет, если сила тяжести больше архимедовой силы, т.е. при $G > F_A$.

Тело находится в состоянии равновесия (плавает), когда $G = F_A$.

Тело всплывает, если $F_A > G$.

1.3. Гидродинамика

Расход потока – это количество жидкости, проходящее через живое сечение потока в единицу времени. Объемный расход Q – это объем жидкости, протекающей через живое сечение в единицу времени:

$$Q = \frac{V}{t}, \quad (1.18)$$

где V – объем жидкости, м^3 ; t – время, с.

В системе СИ объемный расход измеряется в $\text{м}^3/\text{с}$; $\text{дм}^3/\text{с}$ (л/с); $\text{см}^3/\text{с}$; $\text{м}^3/\text{ч}$.

Массовый расход – это масса жидкости, проходящая через данное живое сечение в единицу времени. Массовый расход можно определить по формуле

$$M = \rho Q, \quad (1.19)$$

где Q – объемный расход; ρ – плотность жидкости.

Весовой расход – это вес жидкости, проходящей через данное живое сечение в единицу времени, определяется по формуле

$$G = \gamma Q = \rho g Q. \quad (1.20)$$

Средняя скорость потока определяется по формуле

$$v = v_{cp} = \frac{Q}{S} \quad \text{или} \quad Q = v_{cp} S. \quad (1.21)$$

В гидравлике существует два понятия: реальная жидкость и идеальная жидкость.

Реальная жидкость – это жидкость, существующая в природе.

Идеальная жидкость – это несжимаемая, нерасширяющаяся, обладающая абсолютной подвижностью частиц, отсутствием сил внутреннего трения. Это понятие введено для облегчения решения задач.

Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = \text{const}. \quad (1.22)$$

Сумма трех слагаемых, входящих в уравнение, называется *полным напором* в данном сечении и обозначается H_D .

$$H_D = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = \text{const.} \quad (1.23)$$

Умножим все члены уравнения (1.23) на ускорение свободного падения g и заменим γ на произведение ρg ($\gamma = \rho g$), получим уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости в энергетической форме:

$$E = zg + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = \text{const.} \quad (1.24)$$

В данном уравнении каждое слагаемое представляет величину удельной (по отношению к единице массы) энергии: zg – удельная потенциальная энергия положения; p/ρ – удельная потенциальная энергия давления; $v^2/2$ – удельная кинетическая энергия.

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{\text{ном}_{1-2}}. \quad (1.25)$$

В уравнении Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости значение коэффициента $\alpha = 1$.

Коэффициент α называется коэффициентом кинетической энергии или коэффициентом Кориолиса и определяется обычно опытным путем. Для установившегося движения жидкости среднее значение коэффициента α принимается равным 1,05...1,11 при турбулентном режиме, при ламинарном режиме $\alpha = 2$.

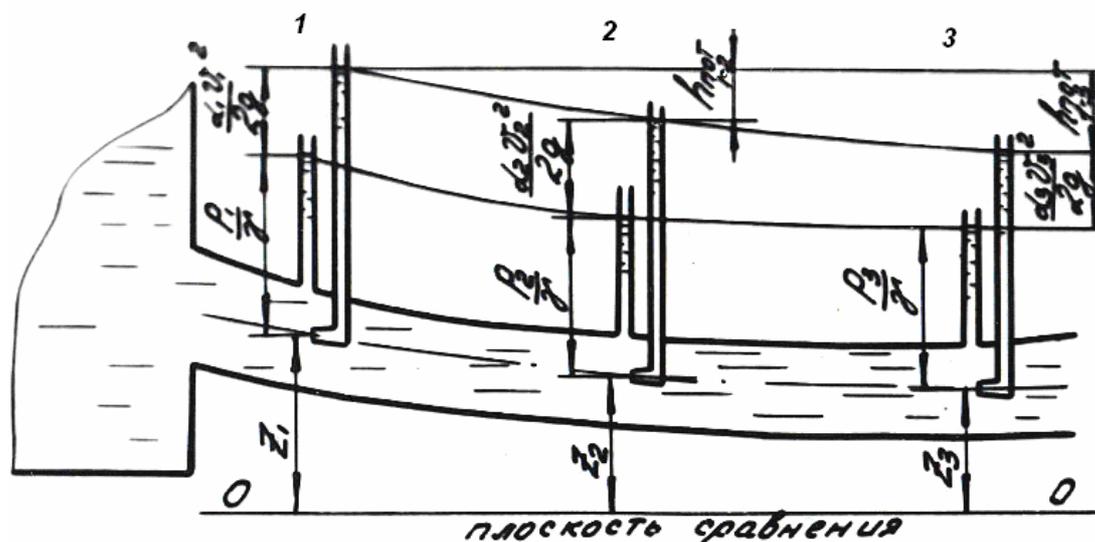


Рис.1.1. Графическое представление уравнения Бернулли

Пьезометрический уклон I_p на участке между сечениями 1 и 2 (рис. 1.1) определяется по формуле

$$I_p = \frac{(z_1 + p_1/\gamma) - (z_2 + p_2/\gamma)}{L_{1-2}}. \quad (1.26)$$

Гидравлический уклон i_{1-2} на участке между сечениями 1 и 2 определяется по формуле

$$i_{1-2} = \frac{h_{nom_{1-2}}}{L_{1-2}} = \frac{\left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}\right)}{L_{1-2}}, \quad (1.27)$$

где $h_{nom_{1-2}}$ – потери напора на участке 1–2; L_{1-2} – длина участка трубопровода между сечениями 1–2 (см. рис. 1.1).

На основе использования уравнения Бернулли сконструированы различные устройства, такие как водомер Вентури, водоструйный насос, карбюратор поршневых двигателей внутреннего сгорания и др.

Рассмотрим водомер (расходомер) Вентури.

Водомер Вентури (рис. 1.2) включает трубопровод диаметром D , на котором устроено сужение диаметром d . В нормальной и суженной частях установлены два пьезометра.

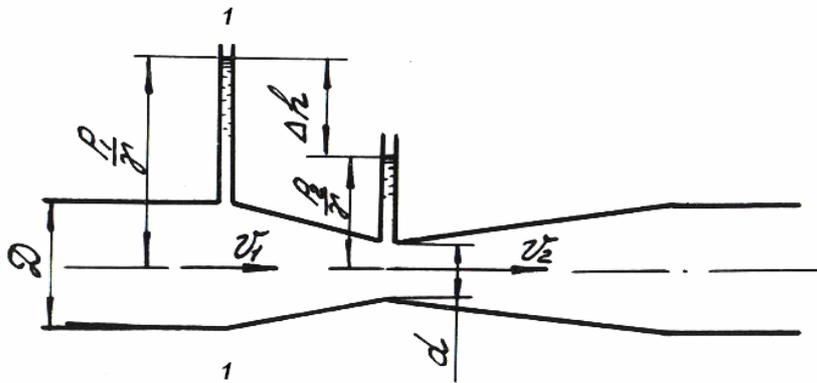


Рис. 1.2. Принципиальная схема расходомера Вентури

Из условия если

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}, \quad (1.28)$$

отсюда

$$\Delta p = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (1.29)$$

Согласно уравнению неразрывности потока,

$$v_2 S_2 = v_1 S_1 \text{ и } v_2 = \frac{v_1 S_1}{S_2}.$$

Следовательно,

$$\Delta h = \frac{v_1^2}{2g} \left[\left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 - 1 \right]. \quad (1.30)$$

Из уравнения (1.30) найдем значение скорости жидкости в сечении $I-I$:

$$v_1 = \sqrt{\frac{2g\Delta h}{\left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 - 1}}. \quad (1.31)$$

Зная среднюю скорость потока жидкости, можно определить расход жидкости по формуле

$$Q = v_1 S_1.$$

1.4. Режимы движения жидкости

Рейнольдс установил, что критерием режима движения жидкости является безразмерная величина, которая впоследствии была названа числом Рейнольдса R_e .

В общем случае число Рейнольдса R_e определяют по формуле

$$R_e = \frac{v D_e}{\nu}, \quad (1.32)$$

где v – средняя скорость потока; D_e – гидравлический диаметр сечения, $D_e = 4R_e$; ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Для потоков в трубах круглого сечения число R_e определяется по формуле

$$R_e = \frac{vd}{\nu}, \quad (1.33)$$

где d – внутренний диаметр трубы.

Значение числа Рейнольдса, соответствующее переходу ламинарного режима движения жидкости в турбулентный и наоборот, называется *критическим числом Рейнольдса* $R_{e_{кр}}$.

Если $R_e > R_{e_{кр}}$, режим турбулентный.

Если $R_e < R_{e_{кр}}$, режим ламинарный.

Значения $R_{e_{кр}}$ различны для определенных элементов гидропривода. Для жесткой трубы круглого сечения $R_{e_{кр}} = 2320$.

1.5. Гидравлические сопротивления

Потери напора (давления) в потоке жидкости вызываются сопротивлениями двух видов: местными и сопротивлениями по длине трубопровода. Местные сопротивления обусловлены изменениями скорости потока по величине или направлению. Сопротивления по длине трубопровода обусловлены силами трения.

Потери напора по длине трубопровода h_ℓ определяются по формуле Дарси-Вейсбаха. В соответствии с этой формулой

$$h_\ell = \lambda \frac{\ell v^2}{d 2g}, \quad (1.34)$$

где λ – коэффициент Дарси (коэффициент гидравлического трения, коэффициент путевых потерь), величина безразмерная; ℓ – длина трубопровода; d – внутренний диаметр трубопровода; v – средняя скорость потока; g – ускорение свободного падения.

Для ламинарного режима движения жидкости используется формула Дарси-Вейсбаха для ламинарного режима движения жидкости

$$\lambda = \frac{75}{R_e}. \quad (1.35)$$

При расчетах коэффициента Дарси для турбулентного режима движения жидкости в основном пользуются формулой Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{R_e^{0,25}}. \quad (1.36)$$

Местные потери напора h_m определяются по формуле Вейсбаха

$$h_m = \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (1.37)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления, величина безразмерная.

Коэффициент ξ находится опытным путем, берется из справочников. В некоторых случаях коэффициент ξ может быть определен теоретически (см. прил. 2).

Общие потери напора в трубопроводе находятся путем арифметического суммирования потерь напора на прямолинейных участках трубопровода и на местных сопротивлениях. Этот метод называется

методом наложения потерь напора. Коэффициенты λ и ζ зависят от многих факторов: как уже было сказано, от режима движения жидкости, а также от шероховатости ограждающих поверхностей (трубопроводов).

Для определения потерь давления необходимо потери напора h_ℓ или h_m умножить на удельный вес жидкости, т.е.

$$\Delta p_\ell = \gamma h_\ell; \quad \Delta p_m = \gamma h_m, \quad (1.38)$$

где γ – удельный вес жидкости, $\gamma = \rho g$.

Часть 2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

В современном машиностроении используются гидравлические системы двух типов: гидравлические системы для подачи жидкости, гидравлические приводы. Для гидравлических систем, обеспечивающих подачу жидкости, характерно преобразование механической энергии в энергию потока жидкости. Гидравлическим приводом называется совокупность устройств, предназначенная для передачи механической энергии и преобразования движения посредством рабочей жидкости. Аналогичное разделение по функциям существует и для пневматических систем. Для пневматических систем, обеспечивающих подачу воздуха (газа), характерно преобразование механической энергии в энергию потока воздуха (газа).

Пневматическим приводом называется совокупность устройств, предназначенная для передачи механической энергии и преобразования движения посредством воздуха (газа).

2.1. Объемные гидро- и пневмомашинны и их основные параметры

Объемные гидромашинны характеризуются рядом параметров, основными из которых являются: давление p , подача (расход) Q , рабочий объем q , мощность N , частота вращения вала n , полный КПД η . *Объемной подачей* называется объем рабочей жидкости, проходящей через гидромашинну в единицу времени /2, 3, 4/.

Объемную теоретическую подачу определяют по формуле

$$Q_m = qn, \quad (2.1)$$

где Q_m – теоретическая подача насоса, м³/с; q – рабочий объем насоса, м³ (м³/об); n – частота вращения вала насоса, с⁻¹.

Перепадом давления на насосе (рабочим давлением насоса) называется разность давлений нагнетания (на выходе из насоса) и всасывания (на входе в насос):

$$\Delta p_n = p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}, \quad (2.2)$$

где Δp_n – перепад давления на насосе; $p_{\text{вых}}$ – давление на выходе из насоса; $p_{\text{вх}}$ – давление на входе в насос.

Различают полезную (выходную) и потребляемую (входную) мощности гидромашины. Полезная мощность насоса представляет собой энергию, которая сообщается жидкости в единицу времени и определяется параметрами потока рабочей жидкости:

$$N_{\text{пл}} = \Delta p_n Q_n, \quad (2.3)$$

где $N_{\text{пл}}$ – полезная мощность насоса, Вт; Δp_n – перепад давления на насосе, Па, $\Delta p_n = p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}$, здесь $p_{\text{вых}}$ – давление на выходе из насоса; $p_{\text{вх}}$ – давление на входе в насос; Q_n – подача насоса, м³/с.

Мощность, потребляемая насосом (мощность насоса), определяется по формуле

$$N_n = M_n \omega_n = M_n 2\pi n_n, \quad (2.4)$$

где N_n – мощность насоса, Вт; M_n – крутящий момент на валу насоса, Н·м; ω_n – угловая скорость вращения вала насоса, с⁻¹; n_n – частота вращения вала, с⁻¹.

Рассмотрим полезную и потребляемую мощности для гидродвигателей. Для гидромотора полезная мощность определяется выражением

$$N_{\text{мн}} = M_m \omega_m = M_m 2\pi n_m, \quad (2.5)$$

где $N_{\text{мн}}$ – полезная мощность гидромотора, Вт; M_m – крутящий момент на валу гидромотора, Н·м; ω_m – угловая скорость вращения вала гидромотора, с⁻¹; n_m – частота вращения вала, с⁻¹.

Мощность, потребляемая гидромотором, определяется по формуле

$$N_m = \Delta p_m Q_m = \Delta p_m q_m n_m, \quad (2.6)$$

где N_m – мощность, потребляемая гидромотором, Вт; Δp_m – перепад давления на гидромоторе, Па, $\Delta p_m = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$, здесь $p_{\text{вх}}$ – давление на входе в гидромотор; $p_{\text{вых}}$ – давление на выходе из гидромотора; Q_m – расход жидкости, м³/с; q_m – рабочий объем гидромотора, м³ (м³/об); n_m – частота вращения вала, с⁻¹ (об/с).

Полезная мощность гидроцилиндра определяется выражением

$$N_{\text{уп}} = FV, \quad (2.7)$$

где $N_{\text{уп}}$ – полезная мощность, развиваемая гидроцилиндром, Вт; F – усилие на штоке, Н; V – скорость движения штока, м/с.

Мощность, потребляемая гидроцилиндром, определяется параметрами потока рабочей жидкости по формуле

$$N_{\text{ц}} = \Delta p_{\text{ц}} Q_{\text{ц}}, \quad (2.8)$$

где $N_{\text{ц}}$ – мощность гидроцилиндра, Вт; $\Delta p_{\text{ц}}$ – перепад давления на гидроцилиндре, Па; $Q_{\text{ц}}$ – расход жидкости, м³/с.

Потери мощности в гидромашинах оцениваются полным КПД.

В общем виде полный КПД гидромашин определяется отношением мощности на выходе (полезной) к мощности на входе (потребляемой):

$$\eta = \frac{N_{\text{вых}}}{N_{\text{вх}}} \quad (2.9)$$

или

$$\eta = \eta_{\text{г}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{об}}, \quad (2.10)$$

$$\eta = \eta_{\text{гм}} \eta_{\text{об}},$$

где $\eta_{\text{гм}}$ – гидромеханический КПД, $\eta_{\text{гм}} = \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}$.

Полный КПД гидромашин зависит от ее конструкции и технического состояния. Принцип действия пневматических и гидравлических машин одинаков. Поэтому уравнения, описывающие работу гидравлических машин, формулы для определения их основных параметров и характеристики полностью или частично справедливы также и для пневматических машин /2/.

2.1.1. Роторные гидромашинны

К роторным насосам относятся шестеренные, пластинчатые, аксиально-поршневые, радиально-поршневые.

Шестеренные гидромашинны

Шестеренные гидромашинны /2/ (рис. 2.1) имеют рабочие камеры, образованные рабочими поверхностями зубчатых колес, корпуса и боковых крышек, а вытеснители совершают только вращательное движение.

Рабочий объем шестеренного насоса определяется по формуле

$$q = 2\pi m^2 (z + 1)b, \quad (2.11)$$

где m – модуль зубчатого зацепления; z – число зубьев шестерни, $z = 6 \dots 16$; b – ширина шестерни.

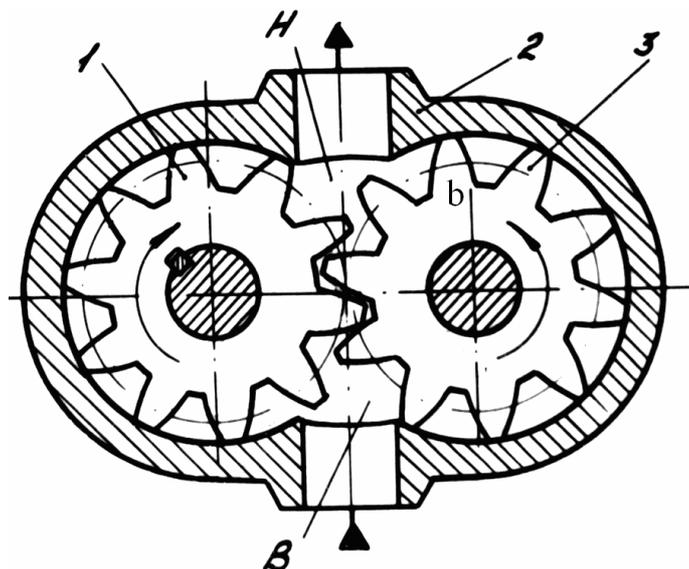


Рис. 2.1. Схема шестеренного насоса:
 1 – ведущая шестерня (ротор); 2 – корпус (статор);
 3 – ведомая шестерня (вытеснитель);
 В – всасывание; Н – нагнетание

Пластинчатые гидромашины

Рабочие камеры пластинчатых гидромашин (рис. 2.2) образованы рабочими поверхностями ротора, статора (корпуса), двух смежных пластин (вытеснителей) и боковых крышек. Пластинчатые гидромашины разделяются на машины одно-, двух- и многократного действия /2/. В насосах однократного действия за один оборот ротора насос подает в напорную гидролинию один объем рабочей жидкости, в насосах двухкратного действия – два объема и т.д.

Рабочий объем насоса регулируют, изменяя эксцентриситет. Путем смещения статора можно получать различные значения эксцентриситета по обе стороны от ротора, что позволяет осуществлять реверс подачи насоса.

Рабочий объем пластинчатого насоса однократного действия зависит от радиусов R статора и r ротора, которые связаны с эксцентриситетом, и определяется по формуле

$$q = 2e(\pi D - \delta z)b, \quad (2.12)$$

где e – эксцентриситет, $e = R - r$; D – диаметр статора, $D = 2R$; δ – толщина пластины; z – число пластин; b – ширина пластины.

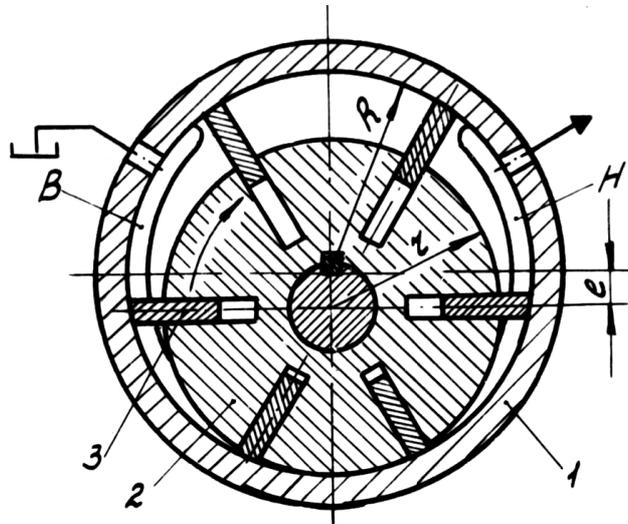


Рис. 2.2. Схема пластинчатого насоса:
 1 – статор (корпус); 2 – ротор;
 3 – пластина (вытеснитель);
 B – всасывание; H – нагнетание

Аксиально-поршневые гидромашины

Аксиально-поршневые гидромашины (рис. 2.3) относятся к роторно-поршневым гидромашинам с пространственной кинематикой, в которых вращательное движение вала (для насосов) преобразуется в возвратно-поступательное движение поршней (вытеснителей). У этих гидромашин рабочие камеры образованы рабочими поверхностями цилиндров и поршней, а оси поршней параллельны (аксиальны) оси блока цилиндров (ротору) или составляют с ней угол не более 45° . По кинематическим схемам, заложенным в основу конструкции, аксиально-поршневые гидромашины разделяют на гидромашины с наклонным блоком цилиндров и с наклонным диском [2].

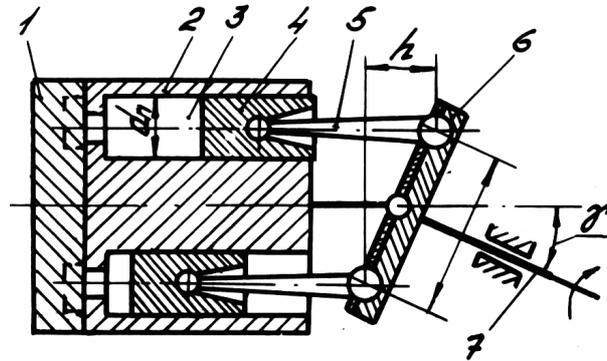
Рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком характеризуется суммарным объемом жидкости, вытесняемой поршнями за один оборот вала, и определяется по формуле

$$q = \frac{\pi d_n^2}{4} z h = \frac{\pi d_n^2}{4} z D_1 \sin \gamma, \quad (2.13)$$

где d_n – диаметр поршня; z – число всех поршней; h – максимальный ход поршня, $h = D_1 \sin \gamma$, здесь D_1 – диаметр окружности упорного

фланца, на котором расположены центры шаровых шарниров шатунов; γ – угол наклона оси блоков цилиндров к оси приводного вала, обычно $\gamma = 15 \dots 25^\circ$ (иногда до 40°).

а)



б)

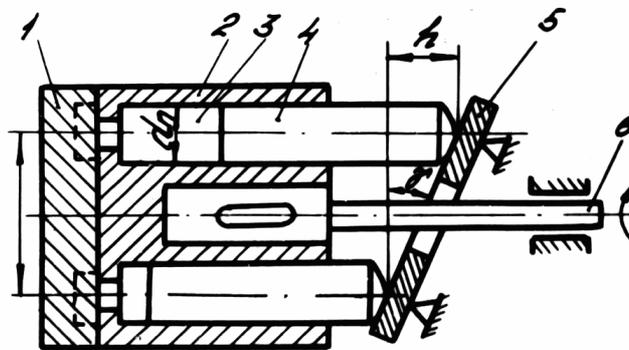


Рис. 2.3. Схема аксиально-поршневого насоса:

а – с наклонным блоком;

1 – распределительный диск; 2 – блок цилиндров;

3 – рабочая камера; 4 – поршень (вытеснитель);

5 – шатун; 6 – упорный фланец; 7 – приводной вал;

б – с наклонным диском;

1 – распределительный диск; 2 – блок цилиндров;

3 – рабочая камера; 4 – поршень (вытеснитель);

5 – наклонный диск; 6 – приводной вал

Из формулы (2.13) видно, что рабочий объем насоса зависит от угла наклона блока цилиндров. Изменяя угол наклона блока цилиндров, можно изменять рабочий объем, а следовательно, и подачу насоса.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным диском определяется по формуле

$$q = \frac{\pi d_n^2}{4} z h = \frac{\pi d_n^2}{4} z D \operatorname{tg} \gamma, \quad (2.14)$$

где d_n – диаметр поршня; z – число всех поршней; h – максимальный ход поршня, $h = D \operatorname{tg} \gamma$; D – диаметр окружности блока, на котором расположены оси цилиндров; γ – угол наклона диска, обычно $\gamma = 20 \dots 25^\circ$.

Регулирование рабочего объема достигается изменением угла наклона блока цилиндров с торцевым распределителем относительно оси вала.

Радиально-поршневые гидромашины

Радиально-поршневой гидромашиной называют роторно-поршневую гидромашину (рис. 2.4), у которой рабочие камеры образованы рабочими поверхностями цилиндров и поршней, а оси поршней расположены перпендикулярно оси блока цилиндров (ротору) или составляют с ней угол более 45° .

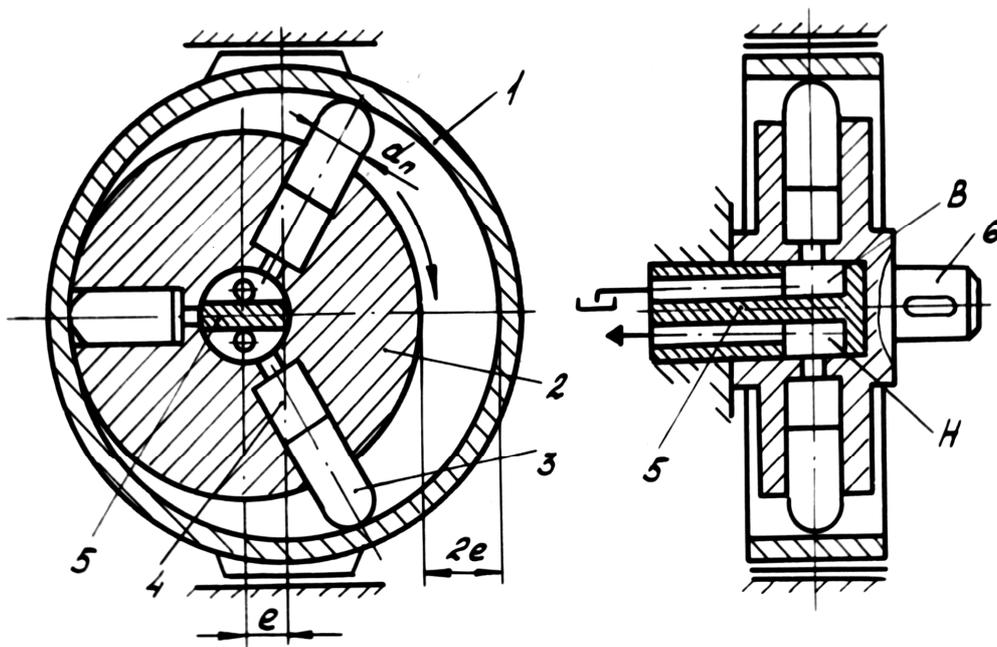


Рис. 2.4. Схема радиально-поршневого насоса однократного действия:

- 1 – статор (корпус); 2 – блок цилиндров (ротор);
- 3 – поршень (вытеснитель); 4 – рабочая камера;
- 5 – цапфенный распределитель; 6 – приводной вал

Рабочий объем радиально-поршневого насоса зависит от хода поршней, их количества, диаметра поршня и определяется по формуле

$$q = \frac{\pi d_n^2}{4} z z_p h, \quad (2.15)$$

где d_n – диаметр поршня; z – число всех поршней в одном ряду; z_p – число рядов поршней, $z_p = 1 \dots 3$; h – полный ход поршня, $h = 2e$, здесь e – эксцентриситет.

Так как эксцентриситет e определяет ход поршня, то изменением эксцентриситета регулируют рабочий объем, а следовательно, и подачу насоса /2/.

2.1.2. Поршневые и плунжерные гидромашины

Для перекачивания жидкости применяют поршневые насосы (рис. 2.5), принцип действия которых основан на перемещении жидкости под действием вытеснителя,двигающегося возвратно-поступательно относительно неподвижной рабочей камеры /2/.

Рабочий цикл насоса состоит из двух фаз: всасывания и нагнетания. Возвратно-поступательное движение вытеснителей (поршней, плунжеров, диафрагм и т.д.) чаще всего осуществляется посредством кривошипно-шатунного механизма, но применяются и другие механизмы (кулачковые, эксцентриковые и т.п.).

Рабочий объем шестеренного насоса определяется по формуле

$$q = S_n 2r_{кр}, \quad (2.16)$$

где $r_{кр}$ – радиус кривошипа; S_n – площадь поршня насоса.

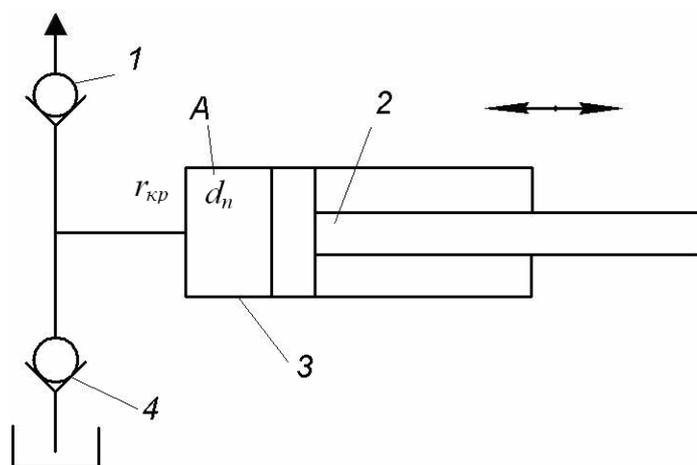


Рис. 2.5. Схема поршневого насоса:
1, 4 – обратные клапаны; 2 – вытеснитель (поршень);
3 – цилиндр; A – рабочая камера

2.1.3. Гидродвигатели

В зависимости от характера движения выходного звена гидродвигатели делятся на возвратно-поступательные (гидроцилиндры) и вращательные (гидромоторы).

Гидро- и пневмоцилиндры

Гидравлические (пневматические) цилиндры (силовые гидроцилиндры) предназначены для преобразования энергии движущейся жидкости в механическую энергию поступательного движения выходного звена.

Теоретическое усилие, развиваемое гидроцилиндром при выталкивании одностороннего штока (жидкость поступает в поршневую полость) без учета сил инерции, тяжести и трения, определяется из условия равновесия всех сил, действующих на шток, по формуле

$$F_1 = p_1 S_1 - p_2 S_2, \quad (2.17)$$

где F_1 – усилие на штоке, Н; p_1 – давление в поршневой полости, Па; S_1 – рабочая (эффективная) площадь поршневой полости, m^2 , $S_1 = \pi D^2 / 4$; p_2 – давление в штоковой полости, Па; S_2 – рабочая (эффективная) площадь штоковой полости, m^2 , $S_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$.

Расчетная скорость движения штока без учета утечек рабочей жидкости определяется из условия неразрывности потока по формуле

$$V_1 = \frac{Q_u}{S_1}, \quad (2.18)$$

где V_1 – скорость движения штока, м/с; Q_u – расход рабочей жидкости, m^3/c ; S_1 – рабочая площадь поршневой полости, m^2 , $S_1 = \pi D^2 / 4$.

При втягивании штока, когда жидкость подается в штоковую полость, теоретическое усилие, развиваемое гидроцилиндром, определяется по формуле

$$F_2 = p_2 S_2 - p_1 S_1. \quad (2.19)$$

$$V_2 = \frac{Q_u}{S_2}. \quad (2.20)$$

При дифференциальном включении поршня можно получить одинаковые скорости движения штока в обоих направлениях. Для этого необходимо, чтобы

$$d = \frac{D\sqrt{2}}{2}. \quad (2.21)$$

При проектировании гидроцилиндров задаются отношением диаметра штока к диаметру поршня, равному $\varphi = d / D = 0,3 \dots 0,7$ (при давлении в гидроприводе $p < 1,5$ МПа рекомендуется принимать $\varphi = 0,3$; при $1,5 \text{ МПа} < p < 5,0 \text{ МПа}$ – $\varphi = 0,5$, а при $5,0 \text{ МПа} < p < 30 \text{ МПа}$ – $\varphi = 0,7$).

Толщины стенки, днища корпуса гидроцилиндра вычисляются по формулам

$$\delta_{ст} \geq \frac{p_{\max} D}{2[\sigma]}; \quad (2.22)$$

$$\delta_{дн} \geq 0,433D \sqrt{\frac{p_{\max}}{[\sigma]}}, \quad (2.23)$$

где $\delta_{ст}$, $\delta_{дн}$ – толщины стенки и днища соответственно; p_{\max} – максимальное давление в полостях гидроцилиндра; D – диаметр поршня; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение растяжения материала корпуса /2/.

Гидро- и пневмомоторы

Гидро- и пневмомоторы предназначены для преобразования энергии движущейся жидкости в механическую энергию вращения исполнительного органа различных машин и механизмов. Основным требованием при выборе гидромотора является обеспечение исполнительным органом машины необходимого крутящего момента M_m и частоты вращения n_m /2/.

Регулирование скорости вращения вала гидромотора осуществляется изменением количества поступающей к нему жидкости или изменением рабочего объема гидромотора, что видно из выражений

$$Q_m = q_m n_m; \quad n_m = Q_m / q_m, \quad (2.24)$$

где Q_m – расход жидкости через гидромотор, м³/с; q_m – рабочий объем гидромотора, м³; n_m – частота вращения вала гидромотора, с⁻¹.

Основными выражениями, которые используются при расчете гидромотора, являются формулы (2.5), (2.6). Если пренебречь потерями мощности ($\eta = 1,0$), можно определить рабочий объем гидромотора:

$$q_m = \frac{M_m 2\pi}{\Delta p_m}. \quad (2.25)$$

По номинальному давлению, расчетному значению рабочего объема и остальным параметрам выбирается нужный гидромотор.

Если решить выражение (2.25) относительно крутящего момента, развиваемого гидромотором, то получим следующее выражение:

$$M_m = \frac{q_m \Delta p_m}{2\pi}. \quad (2.26)$$

2.2. Элементы гидропривода

2.2.1. Гидроаппаратура

Гидравлическим аппаратом (рис. 2.6) называется устройство гидропривода, которое управляет потоком рабочей жидкости и выполняет хотя бы одну из следующих функций: изменяет направление потока рабочей жидкости, открывает или перекрывает поток рабочей жидкости, меняет параметры потока (расход, давление) или поддерживает их заданные значения /2, 3/. Основными параметрами гидроаппаратов являются условный проход d_y , номинальное давление $p_{ном}$ и расход $Q_{ном}$ рабочей жидкости, площадь рабочего проходного сечения S . По этим параметрам и выбирается гидроаппаратура.

Размеры золотника определяются в основном расходом и допустимой скоростью течения жидкости в его каналах, которая, в свою очередь, зависит от назначения золотника, рабочего давления в гидросистеме.

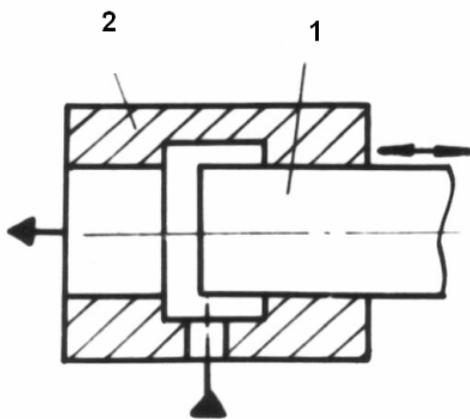


Рис. 2.6. Конструкция золотникового гидроаппарата

Размеры цилиндрических золотников с кольцевыми проточками в корпусе находят из соотношения

$$S = \pi d_1 x = \frac{Q}{V}, \quad (2.27)$$

где S – площадь рабочего проходного сечения, м^2 ; d_1 – диаметр золотника, м ; x – смещение золотника (величина открытия щели), м , $x < t$, t – ширина цилиндрической расточки корпуса золотника; Q – расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$; V – скорость рабочей жидкости в каналах распределителя, принимается равной 10...15 $\text{м}/\text{с}$.

Расход рабочей жидкости через золотниковый распределитель определяется по формуле

$$Q = \psi S \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} = \psi \pi d_1 x \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, \quad (2.28)$$

где $\psi = \frac{1}{\sqrt{\xi}}$ – коэффициент расхода гидрораспределителя, $\psi = 0,50 \dots 0,71$.

Расход жидкости через квадратичный дроссель определяется по формуле

$$Q_{др} = \psi S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{др}}, \quad (2.29)$$

где $Q_{др}$ – расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$; ψ – коэффициент расхода, $\psi = 0,6 \dots 0,7$; $S_{др}$ – площадь рабочего проходного сечения дросселя м^2 ; $\Delta p_{др}$ – перепад давления, Па , $\Delta p = p_1 - p_2$, здесь p_1 – давление на входе в дроссель; p_2 – давление на выходе из дросселя; ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$.

2.2.2. Кондиционеры рабочей жидкости

К кондиционерам рабочей жидкости относятся фильтры, теплообменники и т.д. /2/.

$$\Delta p = \frac{Q \mu}{k S}, \quad (2.30)$$

где Δp – перепад давления на фильтре, Па ; Q – расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$; μ – динамический коэффициент вязкости жидкости, $\text{Па} \cdot \text{с}$; k – удельная пропускная способность единицы площади фильтрующего материала (расход через единицу площади фильтра при перепаде давлений 1 Па и вязкости 1 $\text{Па} \cdot \text{с}$), м ; S – площадь фильтрующего элемента, м^2 .

Тонкость фильтрации оценивается минимальным размером частиц, задерживаемых фильтром. Различают абсолютную и номинальную тонкость фильтрации. Абсолютная тонкость фильтрации характеризуется минимальным размером частиц, полностью задерживаемых фильтрующим элементом. Под номинальной тонкостью фильтрации понимается минимальный размер частиц, задерживаемых фильтром, число которых составляет 90...95% частиц такого же размера, находящихся в неотфильтрованной жидкости.

ГОСТ 14066-68 устанавливает следующий ряд значений номинальной тонкости фильтрации в мкм: 1, 2, 5, 10, 16, 25, 40, 63, 80, 100, 125, 160, 200 и 250.

В зависимости от размера пропускаемых частиц фильтры условно делятся на фильтры грубой (более 100 мкм), нормальной (от 10 до 100 мкм), тонкой (≈ 5 мкм) и особо тонкой (≈ 1 мкм) очистки.

Теплообменные аппараты предназначены для обеспечения заданной температуры рабочей жидкости гидропривода. Теплообменные аппараты по назначению подразделяются на охладители и нагреватели жидкости. В гидроприводах, как правило, рабочую жидкость необходимо охлаждать, так как при нагреве ухудшаются ее характеристики (см. подразд. 2.3.1).

2.2.3. Гидросети (бак, гидролинии)

Расчетную площадь поверхности бака можно определять по следующей зависимости (см. подразд. 2.3.1):

$$S_{\sigma} = 0,065^3 \sqrt{V^2}, \quad (2.31)$$

где S_{σ} – расчетная площадь поверхности бака, м²; V – объем бака, дм³.

При расчете трубопровода определяют его внутренний диаметр. Внутренний диаметр трубопровода (гидролинии) определяется из уравнения неразрывности потока жидкости по формуле /2/

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}, \quad (2.32)$$

где d_1 – внутренний диаметр трубопровода, м; Q – расход жидкости, м³/с; V – средняя скорость жидкости, м/с.

2.3. Объемные гидро- и пневмоприводы

Широкое применение объемного гидропривода в различных отраслях машиностроения, таких как строительная, дорожная, сельско-

хозяйственная и транспортная техника, станкостроение и др., происходит благодаря его существенным преимуществам перед другими типами приводов и прежде всего возможностью получения больших усилий и мощностей при ограниченных размерах гидродвигателей. Гидроприводы отличаются высокой энергоемкостью, компактностью, небольшой инерционностью, удобством и легкостью управления, возможностью обеспечения рациональной компоновки, больших передаточных отношений и др.

Пневмоприводы также нашли широкое распространение и использование в машиностроении, в частности в автостроении.

2.3.1. Основы расчета объемного гидропривода

Для расчета гидро- и пневмопривода необходимы следующие основные исходные данные:

- а) номинальное давление в гидросистеме;
- б) принципиальная гидравлическая схема;
- в) выходные параметры гидродвигателей исполнительного механизма [величины крутящих моментов и угловых скоростей (частот) вращения вала – для гидроприводов вращательного действия; величины усилий на штоках и скоростей перемещения штоков – для гидроприводов поступательного действия];
- г) техническая характеристика машины;
- д) режим работы, циклограмма работы гидропривода;
- е) граничные температуры окружающего воздуха.

При расчете гидропривода принимается ряд допущений, основными из которых являются следующие:

- рабочая жидкость считается несжимаемой;
- температура жидкости, основные физические свойства жидкости (плотность, вязкость и др.) принимаются постоянными;
- режим работы гидропривода – установившийся;
- коэффициенты гидравлических сопротивлений постоянны;
- разрыва потока жидкости при работе гидропривода не происходит;
- подача насоса, питающего гидросистему, постоянна /1, 2/.

Расчет объемного гидро- и пневмоприводов производится по приведенным выше формулам (2.1)–(2.10) и (2.17)–(2.32).

При решении задач контрольных работ № 3 и 4 желательно использовать прил 2., где указаны значения условных проходов d_y по ГОСТ 16516-80; рабочие объемы q насосов и гидромоторов по ГОСТ

13824-80 и ГОСТ13825-80; номинальные расходы жидкости по ГОСТ 13825-80.

2.3.2. Тепловой расчет

Тепловой расчет проводится с целью определения температуры рабочей жидкости, объема гидробака и выяснения необходимости применения специальных теплообменных устройств.

Тепловой расчет гидропривода ведется на основе уравнения теплового баланса

$$Q_{\text{выд}} = Q_{\text{отв}}, \quad (2.33)$$

где $Q_{\text{выд}}$ – количество теплоты, выделяемой гидросистемой в единицу времени (тепловой поток), Вт; $Q_{\text{отв}}$ – количество тепла, отводимого в единицу времени, Вт,

$$Q_{\text{отв}} = k_{mn} (t_{\text{жс}} - t_o) \sum_{i=1}^3 S_{pi} + k_{mn} (t_{\text{жс}} - t_o) S_{\sigma}, \quad (2.34)$$

где $Q_{\text{отв}}$ – количество отводимого в единицу времени тепла, Вт; k_{mn} – коэффициент теплопередачи от рабочей жидкости в окружающий воздух, Вт/(м²·град); $t_{\text{жс}}$ – установившаяся температура рабочей жидкости, °С, $t_{\text{жс}} \leq 60 \dots 70$ °С; t_o – температура окружающего воздуха, °С; $\sum_{i=1}^3 S_{pi}$ – суммарная площадь наружной теплоотводящей поверхности трубопроводов (всасывающей, напорной, сливной гидролиний), м², $S_{pi} = \pi(d_i + 2\delta_i)\ell_i$, здесь d_i – внутренний диаметр; δ_i – толщина стенки; ℓ_i – длина i -го трубопровода; S_{σ} – площадь поверхности гидробака, м².

Для практических расчетов рекомендуется принимать значения $k_{mn} = 10 \dots 15$ Вт/(м²·град), причем минимальные значения коэффициента k_{mn} берутся при затрудненной циркуляции воздуха, максимальные – при свободном обтекании воздухом элементов гидропривода.

Значения гидромеханического КПД гидроцилиндров принимают при предварительных расчетах равными 0,92...0,98.

Из формулы (2.34) определяют требуемую поверхность гидробака, задавшись при этом температурой рабочей жидкости, по формуле

$$S_{\sigma} = \frac{Q_{\text{отв}}}{k_{mn} (t_{\text{жс}} - t_o)}, \quad (2.35)$$

где S_{σ} – площадь теплоотводящей поверхности бака, м²; $Q_{\text{отв}}$ – количество отводимого тепла в единицу времени, Вт.

Расчетная площадь поверхности бака связана с его объемом формулой, из которой можно найти объем бака:

$$V = \sqrt{\left(\frac{S_{\delta}}{0,065}\right)^3}, \quad (2.36)$$

где V – объем бака, дм^3 ; S_{δ} – площадь поверхности бака, м^2 .

Для металлических трубопроводов расчетная теплоотводящая поверхность определяется по формуле

$$S_m = \pi(d + 2\delta_m)\ell_m, \quad (2.37)$$

где S_m – площадь теплоотводящей поверхности, м^2 ; d – внутренний диаметр трубы, м; δ_m – толщина стенки трубы, м; ℓ_m – длина трубопровода, м.

2.4. Пневмогидроаккумуляторы

Используемые в гидроприводе аккумуляторы бывают различные по исполнению: гидроаккумуляторы, пневмогидроаккумуляторы, пневмоаккумуляторы. Применение гидроаккумуляторов имеет особое преимущество в тех случаях, когда требуется длительное время какой-либо участок гидросистемы выдерживать под давлением (нагрузкой) при выключенном (или разгруженном) насосе например, в зажимных механизмах.

Наиболее широкое распространение в гидроприводах получили пневмогидравлические аккумуляторы [2]. В случае быстрого изменения давления в гидросистеме процесс сжатия газа в пневмогидроаккумуляторе описывается уравнением

$$pV^n = \text{const}, \quad (2.38)$$

где p – давление газа в аккумуляторе, Па; V – объем газа, м^3 . n – показатель политропы, $n = 1 \dots 1,4$.

На основании термодинамического уравнения политропного процесса (2.38) можно записать, что

$$p_0 V_0^n = p_n (V_0 - V_m)^n \quad (2.39)$$

где V_0 – максимальный объем газа в пневмогидроаккумуляторе, см^3 ; V_m – маневровый объем пневмогидроаккумулятора, см^3 ; p_0 – давление масла в пневмогидроаккумуляторе, МПа; p_n – давление, которое развивает питающий насос в конце зарядки пневмогидроаккумулятора, МПа.

Основными параметрами всех аккумуляторов являются номинальная вместимость и номинальное давление.

Часть 3. КОНТРОЛЬНЫЕ РАБОТЫ

3.1. Контрольная работа № 1

3.1.1. Физические свойства жидкостей и газов

Задача № 1.1

Определить плотность жидкости ρ , полученную смешиванием двух жидкостей объемами V_1 и V_2 , имеющими плотности соответственно ρ_1 и ρ_2 .

Вариант	ρ_1	ρ_2	V_1	V_2
	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	л	л
а	810	900	20	100
б	820	910	30	120
в	830	920	40	140
г	840	930	50	160
д	850	940	60	180

Задача № 1.2

Плотность жидкости равна ρ , определить ее удельный вес γ и найти объем, который будет занимать жидкость весом G .

Вариант	ρ	G
	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	кН
а	700	80
б	720	90
в	740	100
г	760	110

Задача № 1.3

Кинематический коэффициент вязкости жидкости равен ν . Определить ее динамический коэффициент вязкости, если удельный вес жидкости равен γ .

Вариант	ν	γ
	сСт	$\frac{\text{кН}}{\text{м}^3}$
а	25	7,0
б	30	7,5
в	35	8,0
г	40	8,5
д	45	9,0

Задача № 1.4

Вариант	m	V	Рабочая жидкость
	кг	л	-
а	20	100	Масло соляровое
б	30	150	Нефть
в	40	200	Воздух
г	50	250	Мазут жидкий
д	60	300	Керосин

Емкость массой m и объемом V заполняется жидкостью. Чему равен вес емкости с жидкостью? (Плотность материала емкости

$$\rho_m = 7800 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.)$$

Задача № 1.5

Вариант	V_0	ΔV	E
	л	л	МПа
а	50	0,1	1500
б	100	0,25	1200
в	125	0,5	1100
г	150	0,75	1000
д	175	1	1200

Определить, на сколько уменьшится давление жидкости в закрытом объеме V_0 гидропривода, если утечки жидкости составили ΔV , а модуль объемной упругости жидкости равен E . Деформацией объемного гидропривода пренебречь.

Задача № 1.6

Вариант	β_t	V_0	Δt
	$1/^\circ\text{C}$	л	$^\circ\text{C}$
а	0,0006	50	50
б	0,0007	100	55
в	0,0008	125	60
г	0,0009	150	65
д	0,0010	175	70

Емкость объемом V_0 заполнена жидкостью и закрыта герметически. Коэффициент температурного расширения жидкости β_t , модуль объемной упругости жидкости E . Определить повышение давления в емкости при увеличении температуры на величину Δt . Объемной деформацией элементов конструкции емкости пренебречь.

Задача № 1.7

Канистра объемом V_0 , наполненная жидкостью и не содержащая воздуха, нагрелась на солнце до температуры t . На сколько повысилось бы давление внутри канистры, если бы она была абсолютно жесткой?

Вариант	V_0	t	t_0	E	βt
	л	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	МПа	$1/^{\circ}\text{C}$
а	20	50	15	1300	0,0008
б	30	55	20	1400	0,0009
в	40	60	25	1500	0,0010
г	50	65	30	1600	0,0011
д	60	70	35	2000	0,0012

Начальная температура жидкости t_0 . Модуль объемной упругости бензина принять равным E , коэффициент температурного расширения βt .

Задача № 1.8

При гидравлическом испытании трубопровода диаметром d и длиной l давление в трубопроводе было принято до значения p_1 . Через час давление вследствие утечек понизилось до значения p_2 . Определить, пренебрегая деформацией трубы, объем утечек жидкости. Модуль объемной упругости жидкости E .

Вариант	d	l	p_1	p_2	E
	м	м	МПа	МПа	МПа
а	0,25	0,5	5,0	4,75	2000
б	0,30	1,0	5,5	5,0	1400
в	0,35	1,5	6,0	5,75	1200
г	0,40	2,0	6,5	6,15	1100
д	0,45	2,5	7,0	6,80	1000

Задача № 1.9

В отопительный котел поступает объем воды V_0 при температуре t_0 . Какой объем V_1 будет выходить из котла при нагреве воды до температуры t_1 ? Коэффициент βt задан.

Вариант	V_0	t_0	t_1	βt
	м^3	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$1/^{\circ}\text{C}$
а	20	15	70	0,00015
б	30	20	75	0,00016
в	40	25	80	0,00017
г	50	30	85	0,00018

Задача № 1.10

Вариант	d	L	p
	мм	км	ат
а	250	1	70
б	300	1,5	71
в	350	2,0	72
г	400	2,5	73
д	450	3,0	75

Трубопровод диаметром d и длиной L заполнили водой при атмосферном давлении. Определить, какой объем воды необходимо добавить в трубопровод, чтобы давление в нем повысилось до давления p ? Деформацией стенок трубопровода пренебречь.

Задача № 1.11

Вариант	$m_{неф}$	V
	кг	м ³
а	320000	380
б	330000	385
в	340000	390
г	350000	395
д	360000	400

Определить плотность нефти и ее удельный вес, если ее масса помещается в заданном объеме.

Задача № 1.12

Вариант	G	V
	кгс	см ³
а	90	100000
б	100	200000
в	110	300000
г	120	400000
д	130	500000

Нефть весом G занимает объем V . Определить плотность и удельный вес этой плотности в трех системах единиц.

Задача № 1.13

Определить объем, удельный объем, занимаемый жидкостью массой m .

Вариант	m	Рабочая жидкость
	кг	-
а	125000	Масло соляровое
б	130000	Нефть
в	135000	Воздух
г	140000	Мазут жидкий
д	150000	Керосин

Задача № 1.14

Определить потребное число бочек (баллонов для газа) объемом V для транспортировки жидкости весом G .

Вариант	G	V	Рабочая жидкость
	кН	л	-
а	117	200	Мазут жидкий
б	120	150	Бензин
в	125	50	Углекислый газ
г	130	250	Спирт этиловый
д	140	100	Масло соляровое

Задача № 1.15

Сосуд, объем которого V , заполнен жидкостью. На сколько уменьшится и чему станет равным объем жидкости при увеличении давления на величину Δp ? Модуль объемной упругости жидкости принять равным E .

Вариант	V	Δp	E
	л	кПа	МПа
а	10	20000	1962
б	15	30000	2000
в	20	40000	2100
г	25	50000	2200
д	30	60000	2300

Задача № 1.16

Вариант	V_1	ρ_1	ρ_2	$\rho_{см}$
	м^3	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
а	50	800	824	816
б	20	850	830	834
в	25	900	945	934
г	30	950	970	966
д	40	1000	1030	1016

В резервуар залит объем жидкости V_1 плотностью ρ_1 . Сколько необходимо долить такой же жидкости, но плотностью ρ_2 , чтобы в резервуаре образовалась смесь плотностью $\rho_{см}$, а также определить удельный объем жидкости.

Задача № 1.17

Вариант	V
	дм^3
а	36
б	40
в	45
г	50
д	56

Стальной толстостенный баллон, объем которого равен V , заполнен нефтью и плотно закрыт при атмосферном давлении. Какое количество нефти необходимо закачать в баллон дополнительно, чтобы давление в нем повысилось в 25 раз? Модуль объемной упругости нефти равен $E=1280$ МПа. Деформацией стенок баллона пренебречь.

Задача № 1.18

Вариант	d	h	m
	мм	м	кг
а	700	1,2	10
б	725	1,4	20
в	750	1,6	30
г	775	1,8	40
д	790	2,0	50

Резервуар диаметром d и высотой h имеет массу m . Определить вес резервуара G , заполненного водой.

Задача № 1.19

Кинематическая вязкость воды при температуре t_1 равна ν . Определить динамическую вязкость воды. Как изменится вязкость воды при подогреве ее до t_2 ?

Вариант	t_1	ν	t_2
	$^{\circ}\text{C}$	Ст	$^{\circ}\text{C}$
а	15	0,0115	60
б	20	0,0120	65
в	25	0,0125	70
г	30	0,0130	75
д	35	0,0135	80

Задача № 1.20

В гидромотор ежеминутно поступает объем V минерального масла, температура которого t $^{\circ}\text{C}$. Отработанное масло, сливаемое из гидромотора, имеет температуру t_1 $^{\circ}\text{C}$. Принять температурный коэффициент объемного расширения βt . Определить, какой объем масла ежеминутно сливается из гидромотора.

Вариант	V	t	t_1	βt
	м^3	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$1/^{\circ}\text{C}$
а	0,5	30	50	0,0007
б	0,75	35	55	0,0008
в	1,0	40	60	0,0009
г	1,25	45	65	0,0010
д	1,5	55	70	0,0015

Задача № 1.21

Определить удельный объем и удельный вес жидкости.

Вариант	Рабочая жидкость
	-
а	Ртуть
б	Битум
в	Керосин
г	Воздух
д	Бензин

Задача № 1.22

Определить скорость скольжения V прямоугольной пластины ($ax\beta xс$) по наклонной плоскости под углом β , если между пластиной и плоскостью находится слой масла A .

Толщина слоя масла δ , температура масла t , плотность материала пластины ρ_1 , плотность масла ρ_2 .

Вариант	a	b	c	δ	t	β	ρ_1	ρ_2
	мм	мм	мм	мм	$^{\circ}\text{C}$	-	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
а	63	42	1,1	0,5	23	6	830	885
б	36	25	5,3	0,6	35	11	840	900
в	58	30	1,2	1,3	20	13	260	925
г	46	24	1,5	0,4	25	9	430	950
д	54	25	2,4	0,3	22	8	1300	975

Задача № 1.23

Зазор A между валом и втулкой заполнен маслом. Длина втулки L . К валу, диаметр которого D , приложен крутящий момент M . При вращении вала масло постепенно нагревается и скорость вращения увеличивается. Определить частоту вращения вала при температуре масла t . Плотность масла равна ρ . Толщина слоя масла δ .

Вариант	L	D	δ	t	M	ρ
	мм	мм	мм	$^{\circ}\text{C}$	Н	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
а	90	30	0,5	23	6	830
б	120	40	0,6	35	11	840
в	60	20	1,3	20	13	260
г	75	25	0,4	25	9	430
д	50	30	0,3	22	8	1300

Задача № 1.24

Определить объемный модуль упругости жидкости E , если известен коэффициент объемного сжатия.

Вариант	β_V
	$1/^\circ\text{C}$
а	0,0008
б	0,0009
в	0,0010
г	0,0011
д	0,0012

Задача № 1.25

Баллон объемом V_0 , заполненный сжиженным газом, нагрелся на солнце до температуры t .

На сколько повысилось бы давление газа внутри баллона, если бы он был абсолютно жесткий?

Начальная температура t_0 . Модуль объемной упругости газа принять равным E , коэффициент температурного расширения β_t .

Вариант	V_0	t	t_0	E	β_t
	л	$^\circ\text{C}$	$^\circ\text{C}$	МПа	$1/^\circ\text{C}$
а	20	50	15	1300	0,0008
б	30	55	20	1400	0,0009
в	40	60	25	1500	0,0010
г	50	65	30	1600	0,0011
д	60	70	35	2000	0,0012

Задача № 1.26

Нефть сжималась в толстостенной цилиндрической U -образной трубке, в промежутке в изгибе трубки была залита ртуть. Вычислить коэффициент объемного сжатия β_V и истинный модуль упругости E , если при увеличении давления Δp уровень ртути поднялся на величину Δh . Первоначальная высота столба нефти h .

Вариант	Δp	Δh	h
	МПа	мм	мм
а	5	3,7	1000
б	6	5,1	1100
в	7	6,3	1200
г	8	7,2	1300
д	10	8,5	1400

Задача № 1.27

Вариант	ρ	p_1	p_2
	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	МПа	МПа
а	800	0,1	10,1
б	850	0,2	20,1
в	860	0,3	30,1
г	870	0,4	40,1
д	880	0,5	50,1

Определить плотность масла с начальной плотностью ρ при сжатии его при давлении от p_1 до p_2 .

Задача № 1.28

Вариант	t_1	t_2
	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$
а	4	94
б	5	100
в	10	120
г	15	150
д	20	200

Определить изменение удельного веса воды при нагревании ее от t_1 до t_2 .

Задача № 1.29

Вариант	V	G	G_0	h
	л	Н	Н	мм
а	0,1	2,3	0,6	65
б	0,2	3,3	0,7	70
в	0,3	4,3	0,8	75
г	0,4	5,3	0,9	80
д	0,5	6,3	1	85

Определить плотность дизельного топлива, если ареометр, имеющий объем V , заполненный дизельным топливом, весит G при собственном весе пустого ареометра G_0 , а также определить диаметр ареометра, если известна высота погружения поплавка.

Задача № 1.30

При определении вязкости жидкости вискозиметром Стокса время опускания шарика диаметром d , плотностью $\rho_{ш}$, на расстояние l оказалось равным t . Диаметр цилиндрической емкости вискозиметра D . Вычислить кинематический и динамический коэффициенты вязкости, если плотность жидкости равна ρ .

Вариант	d	$\rho_{ш}$	D	t	l	ρ
	мм	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	мм	с	мм	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
а	8	1100	20	120	70	800
б	10	1130	22	150	75	850
в	12	1160	25	180	80	900
г	14	1190	30	200	85	950

Замечания к решению задач:

1. При расчетах плотность воды принимать 1000 кг/м^3 .
2. Ускорение свободного падения 10 м/с^2 .
3. При решении задач с заданными типами жидкостей их плотность берется из прил. 2.

3.2. Контрольная работа № 2

3.2.1. Гидростатика

Задача № 2.1

Вариант	p_0	h	d
	МПа	м	м
а	0,1	1	1
б	0,2	2	1,2
в	0,3	3	1,4
г	0,4	4	1,6
д	0,5	5	1,8

Определить силу, действующую на поршень диаметром d , на высоте h в емкости, заполненной водой с наружным давлением p_0 .

Задача № 2.2

Вариант	H	ρ
	км	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
а	5	1030
б	7	1000
в	9	900
г	11	950
д	15	960

Определить абсолютное и избыточное давление на дне океана, глубина которого H , приняв плотность морской воды ρ , считая ее несжимаемой.

Задача № 2.3

Вариант	h
	м
а	1,2
б	1,4
в	1,6
г	1,8
д	2,0

Определить абсолютное давление на дне открытого бассейна, наполненного водой до отметки h .

Задача № 2.4

Закрытый сосуд наполнен жидкостью. Уровень жидкости в сосуде h , а поверхностное давление равно p . Определить давление на дно сосуда.

Вариант	Жидкость	h	p
	-	м	$\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$
а	Керосин	5	3
б	Нефть	5,5	5
в	Ртуть	2	7
г	Бензин	1,5	10
д	Масло соляровое	3	15

Задача № 2.5

Найти давление на свободной поверхности воды p_0 в замкнутом резервуаре, если уровень жидкости в открытом пьезометре выше уровня жидкости в резервуаре на h .

Вариант	h
	м
а	2,0
б	2,0
в	2,4
г	2,6
д	2,8

Задача № 2.6

Резервуар с квадратным днищем со стороной L , вертикальными стенами вкопан в землю на всю высоту. Уровень грунтовых вод расположен на глубине h от поверхности. Вес резервуара G . Проверить резервуар на всплытие.

Вариант	L	G	h
	м	кгс	м
а	1	100	1
б	2	200	2
в	3	300	3
г	4	400	4
д	5	500	5

Задача № 2.7

В U-образный сосуд налиты ртуть и вода (рис. 3.2.1). Линия раздела жидкостей $N-N$ расположена ниже свободной поверхности ртути на величину $h_{рт}=8$ см. Определить разность уровней h в обеих частях сосуда.

Вариант	h
	см
а	8,0
б	10,0
в	11,0
г	12,0
д	14,0

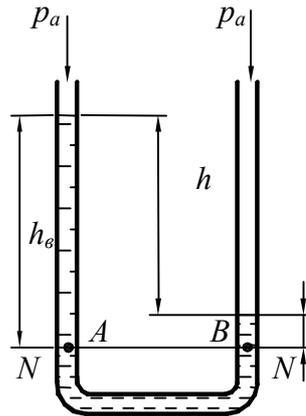


Рис. 3.2.1

Задача № 2.8

Вариант	R	α
	м	град
а	2,5	60
б	3,0	60
в	3,5	60
г	4,0	60
д	5,0	60

Найти величину и направление силы гидростатического давления на 1 погонный метр ширины секторного затвора радиусом R , если задан угол α .

Задача № 2.9

Вариант	G	$G_в$
	Н	Н
а	1230	735
б	1250	740
в	1300	745
г	1350	750
д	1400	755

Бетонная плита весит в воздухе G , а в воде ее вес меньше и составляет $G_в$. Определить удельный вес этого бетона.

Задача № 2.10

Определить величину абсолютного давления на поверхности резервуара, если уровень жидкости в пьезометре превышает уровень свободной поверхности в резервуаре на величину h . Плотность жидкости равна ρ .

Вариант	h	ρ
	м	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
а	4,3	1030
б	4,5	1000
в	4,7	900
г	4,9	980
д	5,1	1030

Задача № 2.11

Определить абсолютное, избыточное, вакуумметрическое давление в точках 1, 2, 3, 4 заполненной водой емкости и опущенных в нее закрытых сверху герметичных вертикальных трубок (рис. 3.2.2), если известно, что высоты, соответствующие данным точкам, известны:

$h_1=h_3, h_2, h_4$. Ускорение свободного падения $10 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$.

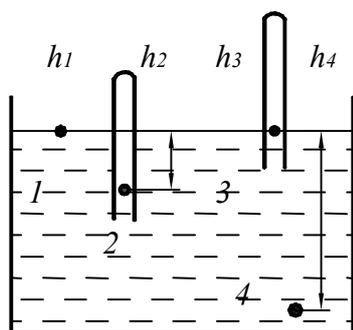


Рис. 3.2.2

Вариант	h_1	h_2	h_3	h_4
	м	м	м	м
а	0	2	0	5
б	0	3	0	6
в	0	4	0	7
г	0	5	0	8
д	0	6	0	9

Задача № 2.12

U -образный ртутный манометр подключен к резервуару, заполненному водой (рис. 3.2.3). Определить давление на поверхности воды в резервуаре p_0 , если заданы h_1 , h_2 , p_a .

Вариант	h_1	h_2	p_a
	мм	мм	кПа
а	150	250	100
б	175	260	120
в	190	270	100
г	200	280	110
д	210	290	115

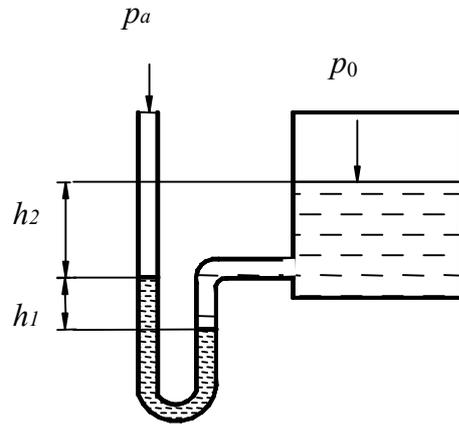


Рис. 3.2.3

Задача № 2.13

Вариант	h	γ
	м	$\frac{\text{кгс}}{\text{м}^3}$
а	1200	1200
б	1300	1300
в	1400	1400
г	1500	1500
д	1600	1600

Вычислить избыточное давление на забое скважины глубиной h , заполненной глинистым раствором удельным весом γ .

Задача № 2.14

Вариант	h	ρ
	м	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
а	3200	1600
б	3300	1700
в	3400	1800
г	3500	1900
д	3600	2000

На сколько снизится давление на забое скважины глубиной h , если глинистый раствор плотностью ρ заменить водой?

Задача № 2.15

Вычислить избыточное гидростатическое давление на забое скважины, в которой имеется столб воды высотой $h_в$, а поверх него столб нефти высотой $h_н$. Плотность нефти принять равной ρ .

Вариант	$h_в$	$h_н$	ρ
	м	м	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
а	94	46	872
б	100	50	880
в	102	55	890
г	104	60	895
д	106	65	900

Задача № 2.16

Чему равно полное давление в трубе в единицах СИ, если манометр показывает давление p ?

Вариант	p
	$\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$
а	2,0
б	4,0
в	5,75
г	8,0
д	10,0

Задача № 2.17

Манометр, установленный на водопроводной трубе, показывает давление p . Какой пьезометрической высоте соответствует это давление?

Вариант	p
	$\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$
а	1,5
б	2,0
в	2,5
г	3,0
д	3,5

Задача № 2.18

Тело, погруженное в воду, потеряло $1/8$ своего веса. Определить плотность тела.

Вариант	ΔG
	-
а	$1/8$
б	$2/8$
в	$3/7$
г	$5/6$
д	$1/2$

3.2.2. Гидродинамика

Задача № 2.19

Вариант	d_1	d_2	d_3	Q
	мм	мм	мм	л/мин
а	51	76	82	48
б	54	80	83	50
в	56	82	84	52
г	60	84	85	54
д	63	86	86	56

Трубопровод состоит из трех последовательно соединенных участков труб, внутренние диаметры которых d_1, d_2, d_3 . Определить средние скорости жидкости на участках, если объемный расход в трубопроводе Q .

Задача № 2.20

Вариант	d	L	ν	ν
	мм	мм	м/с	Ст
а	50	100	0,3	0,2
б	52	200	0,5	0,3
в	54	300	0,7	0,4
г	56	400	0,9	0,5
д	58	500	1,1	0,6

Вычислить потерю напора в трубопроводе внутренним диаметром d , длиной L при перекачке нефти с кинематической вязкостью ν и скоростью движения ν .

Задача № 2.21

Вариант	ν	Q
	$\frac{\text{см}^2}{\text{с}}$	л/с
а	0,3	8,14
б	0,4	9,14
в	0,5	10,14
г	0,6	11,14
д	0,7	12,0

Нефть с кинематической вязкостью ν движется по трубопроводу. Определить минимальный диаметр трубопровода d , при котором нефть будет двигаться при ламинарном режиме с расходом Q .

Задача № 2.22

Горизонтальный трубопровод составлен из трех участков различных диаметров d_1 , d_2 , d_3 (рис. 3.2.4). Высота уровней в пьезометрических трубках *I* и *II* при движении жидкости по трубопроводу устанавливается соответственно h_1 , h_2 . Вычислить пьезометрическую высоту h_3 , установившуюся в пьезометре *III*. Жидкость считать идеальной.

Вариант	d_1	d_2	d_3	h_1	h_2
	мм	мм	мм	мм	мм
а	24	56	40	68	84
б	26	58	42	70	86
в	28	60	43	72	88
г	30	62	44	74	90
д	32	64	45	76	92

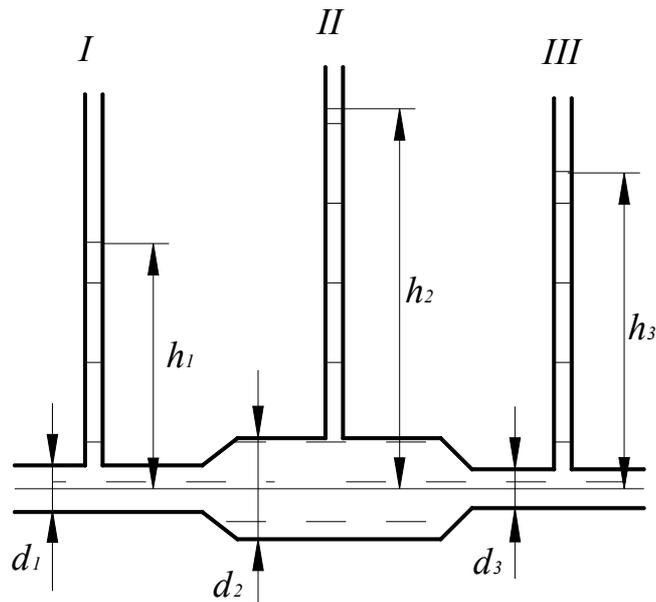


Рис. 3.2.4

Задача № 2.23

Определить расход воды в горизонтальном трубопроводе переменного сечения, скорость на каждом участке и построить пьезометрическую линию, если заданы соответственно H -полный напор, d_1 , $d_2=d_4$, d_3 – диаметры гидрелиний.

Вариант	H	d_1	d_2	d_3	d_4
	м	мм	мм	мм	мм
а	5	120	60	100	60
б	6	130	65	105	65
в	7	140	70	110	70
г	8	150	80	115	75
д	9	160	85	120	80

Задача № 2.24

Вариант	d	ν	ρ	h	H
	мм	сСт	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	см	см
а	50	2	900	60	80
б	52	4	910	65	85
в	54	6	920	70	90
г	56	8	930	80	95
д	58	10	940	90	100

По длинной трубе диаметром d протекает жидкость, имеющая кинематический коэффициент вязкости ν и плотность ρ . Определить расход жидкости в трубе, если известны h (показание пьезометра) и H (показание трубки Пито).

Задача № 2.25

Вариант	d	L	Q
	мм	км	л/с
а	100	2,5	118
б	105	3,0	120
в	110	3,5	125
г	115	4,0	130
д	120	4,5	140

Определить потерю напора на трение по длине трубопровода диаметром d и длиной L , если расход составляет Q .

Задача № 2.26

Вариант	p_1	p_2	D
	ат	ат	мм
а	4	1,5	100
б	5	2,0	105
в	6	2,5	110
г	7	3,0	120
д	8	3,5	150

При закрытом кране манометр показывает давление p_1 . После открытия крана манометр стал показывать давление p_2 . Определить расход, если диаметр трубы D .

Задача № 2.27

В сужающуюся трубку подается вода расходом Q при температуре t . Определить режим движения жидкости в широкой и узкой частях, если диаметры их соответственно равны d_1, d_2 .

Вариант	Q	t	d_1	d_2
	л/с	$^{\circ}\text{C}$	мм	мм
а	0,065	10	40	20
б	0,070	15	60	25
в	0,075	20	80	30
г	0,080	25	100	40
д	0,085	30	120	45

Задача № 2.28

Определить потери напора при подаче воды через трубку диаметром d и длиной L со скоростью v при температуре t .

Вариант	d	L	v	t
	см	м	см/с	$^{\circ}\text{C}$
а	2	20	12	16
б	3	25	14	18
в	4	30	16	20
г	5	35	18	22
д	6	40	20	25

Задача № 2.29

Из открытого резервуара с постоянным расходом Q и скоростью v подается нефть. Определить диаметр d и напор H , необходимый для пропуска нефти по трубопроводу длиной L . Кинематическую вязкость нефти принять равной ν . Построить напорную и пьезометрическую линии.

Вариант	Q	v	L	ν
	л/с	м/с	м	$\frac{\text{см}^2}{\text{с}}$
а	1	0,5	100	0,14
б	2	0,7	110	0,15
в	2,2	0,9	120	0,16
г	2,4	1,1	130	0,17
д	3,0	1,2	140	0,18

Задача № 2.30

Вариант	L	ρ	l	p_1	p_2
	км	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	м	МПа	МПа
а	56,4	860	120	3,0	P_a
б	60,4	870	125	4,0	P_a
в	70,5	880	130	5,0	P_a
г	78,3	890	135	6,0	P_a
д	80,2	900	140	7,0	P_a

По трубопроводу постоянного диаметра и длиной L перекачивается нефть плотностью ρ . Начальная точка выше конечной точки на величину l . Определить гидравлический и пьезометрический уклоны, если известно, что давления в начальной точке p_1 , а в конечной p_2 .

Замечания к решению задач:

4. При расчетах плотность воды принимать 1000 кг/м^3 .
5. Ускорение свободного падения 10 м/с^2 .
6. Нормальное атмосферное давление $P_a=760 \text{ мм рт. ст.}$
7. Для идеальной жидкости напорная (или гидродинамическая) линия всегда горизонтальна. Ее нужно провести, прежде чем приступить к построению напорной линии для реальной жидкости. Анализируя изменение скорости по длине потока, вниз от напорной линии откладываем величину скоростного напора, получим пьезометрическую линию. При истечении жидкости в атмосферу пьезометрическая линия всегда приходит в центр тяжести выходного сечения, так как избыточное давление на выходе в этом случае равно нулю.

Библиографический список

1. *Галдин Н.С.* Основы гидравлики и гидропривода: Учебное пособие. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2006. – 145 с.
2. *Галдин Н.С.* Гидравлические машины и объемный гидропривод: Учебное пособие. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2007. – 257 с.
3. *Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А.* Гидравлика и гидропневмопривод: Учебник. Ч.2. Гидравлические машины и гидропневмопривод/ Под ред. А.А. Шейпака. – М., МГИУ, 2003. – 352 с.
4. *Башта Т.М.* Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
5. *Каверзин С.В.* Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: Учеб. пособие. – Красноярск: «Офсет», 1997. – 384 с.
6. *Тян А.Д.* Гидравлика в примерах и задачах. – Алма-Ата: Изд-во «Рауан», 1990. – 208 с.
7. *Перекрестов А.В.* Задачи по объемному гидроприводу. – Киев: Высшая школа. Головное изд-во, 1983. – 144 с.
8. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов/ *Б.Б. Некрасов, И.В. Фатеев, Ю.А. Беленков* и др.; Под ред. Б.Б. Некрасова. – М.: Высшая школа, 1989. – 192 с.
9. *Троян Т. П.* Гидравлика. Задачи и примеры расчётов по гидростатике и гидродинамике: Учебное пособие. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2006. – 92 с.
10. Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы: Методические указания и контрольные задания /Под ред. Ю.Ю. Мацевичуса. – 2-е изд., исправ. – М.: Высшая школ, 1979. – 72 с.
11. Гидравлика: Методические указания и контрольные задания для студентов-заочников инженерно-технических специальностей высших учебных заведений /Сост. *И.А. Гилинский*. – 4-е изд. – М.: Высшая школа, 1990. – 62 с.
12. Задания к самостоятельной работе студентов по курсу гидравлики (технической гидромеханики) и гидропривода /Сост.: *С.П. Лупинос, Ш.К. Мукушев*. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2003. – 12 с.
13. Сборник задач по гидравлике и гидравлическому приводу /Ред. *С.В. Каверзин, М.И. Вихорева*. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 106 с.
14. Лабораторные работы по гидравлике (на портативной установке «Капелька»): Методические указания для выполнения лабораторных работ по дисциплине «Основы гидравлики и гидропривода» /Сост. *И.А. Угрюмов*. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2008. – 37 с.

Таблица единиц в различных системах

Единицы	Обозначение	СИ (международная)	МКГСС (техническая)	СГС (физическая)	Внесистемная
Длина	l	м	м	см	дюйм, км
Масса	m	кг	кгс·с ² /м	г	т (тонна)
Время	t	с	с	с	сут (сутки)
Площадь	S	м ²	м ²	см ²	км ² , га (гектар)
Объём	V	м ³	м ³	см ³	л (литр)
Скорость	v	м/с	м/с	см/с	-
Плотность	ρ	кг/м ³	кгс·с ² /м ⁴	г/см ³	т/м ³
Сила	F	Н (ньютон)	кгс(килограмм-сила)	дина	-
Давление	p	Па (паскаль)	кгс/м ²	дин/см ²	ат (атмосфера)
Динамическая вязкость	μ	Па·с	кгс·с/м ²	П (пуаз)	сантиП (сантипуаз)
Кинематическая вязкость	ν	м ² /с	м ² /с	Ст (стокс)	сантиСт (сантистокс)
Массовый расход	M	кг/с	кгс·с/м	г/с	-
Объёмный расход	Q	м ³ /с	м ³ /с	см ³ /с	л/с, м ³ /сут
Удельный вес (объёмный вес)	γ	Н/м ³	кгс/м ³	дин/см ³	кгс/дм ³

$$1 \text{ дина} = 1 \text{ г} \cdot 1 \text{ см/с}^2 = 1 \text{ г} \cdot \text{см/с}^2.$$

$$1 \text{ Н} = 1 \text{ кг} \cdot 1 \text{ м/с}^2 = 1 \text{ кг} \cdot \text{м/с}^2 = 10^5 \text{ дин}.$$

$$1 \text{ кгс} = 1 \text{ кг} \cdot 9,81 \text{ м/с}^2 = 9,81 \text{ кг} \cdot \text{м/с}^2 = 9,81 \text{ Н} = 9,81 \cdot 10^5 \text{ дин}.$$

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2.$$

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 \approx 10^5 \text{ Па} = 0,1 \text{ МПа}.$$

$$1 \text{ л} = 1 \text{ дм}^3 = 10^{-3} \text{ м}^3 = 10^3 \text{ см}^3.$$

$$1 \text{ П} = 1 \text{ дин} \cdot \text{с/см}^2.$$

$$1 \text{ Ст} = 1 \text{ см}^2/\text{с}.$$

Таблица П.2.2

Буквы греческого алфавита

Буква	Название буквы	Буква	Название буквы	Буква	Название буквы	Буква	Название буквы
α	альфа	θ	тхэта	ρ	ро	Γ	гамма
β	бета	κ	каппа	σ	сигма	Δ	дельта
γ	гамма	λ	ламбда	τ	тау	Λ	ламбда
δ	дельта	μ	мю	φ	фи	Σ	сигма
ε	эпсилон	ν	ню	χ	хи	Φ	фи
ζ	дзета	ξ	кси	ψ	пси	Ψ	пси
η	эта	π	пи	ω	омега	Ω	омега

Таблица П.2.3

Плотность капельных жидкостей (при $t = 20\text{ }^\circ\text{C}$) и некоторых газов (при $t = 15\text{ }^\circ\text{C}$ и $p = 0,1\text{ МПа}$)

Жидкость или газ	Плотность ρ , кг/м ³	Жидкость или газ	Плотность ρ , кг/м ³
Мазут обыкновенный	889–920	Красочные составы	900–1200
Мазут жидкий	929–938	Масло соляровое	879–889
Бензин авиационный	739–780	Масло минеральное	877–892
Битум	929–949	Нефть	760–900
Вода морская	1002–	Ртуть	13 550
Глицерин безводный	1030	Спирт этиловый (безводный)	790
Дёготь каменноугольный	1250	Штукатурные растворы	2500
Керосин	1030	Эфир этиловый	715–719
Воздух	792–860	Кислород	1,34
Водород	1,21	Углекислый газ	0,78
	0,085		

Таблица П.2.4

Динамическая и кинематическая вязкость воды при разных температурах

t , °C	μ , Па·с	$\nu \cdot 10^{-6}$, м ² /с	t , °C	μ , Па·с	$\nu \cdot 10^{-6}$, м ² /с	t , °C	μ , Па·с	$\nu \cdot 10^{-6}$, м ² /с
0	0,00179	1,79	12	0,00124	1,23	20	0,00101	1,01
6	0,00147	1,47	14	0,00117	1,17	30	0,0008	0,81
8	0,00139	1,38	16	0,00112	1,11	40	0,00065	0,60
10	0,00131	1,31	18	0,00106	1,06	50	0,00055	0,56

Таблица П.2.5

Зависимость плотности воды от температуры

Температура $t, ^\circ\text{C}$	0	10	30	50	70	80	90	100
Плотность $\rho, \text{кг/м}^3$	10^3	10^3	996	988	978	972	965	958

Таблица П.2.6

Средние значения модуля упругости жидких и твердых тел

Жидкость	Модуль упругости $E, \text{МПа}$	Твердые тела	Модуль упругости $E, \text{МПа}$
Вода	2060	Сталь углеродистая	206000
Нефть	1280	Сталь легированная	216000
Керосин	1370	Чугун черный	152000
Спирт	980	Чугун белый	134000
Масло турбинное 30	1720	Латунь, бронза	118000
Глицерин	4080	Дюралюминий	70000
Ртуть	24600	Алюминий вальцованный	68000

Таблица П.2.7

Значения коэффициентов часто встречающихся местных сопротивлений

Тип местного сопротивления	ζ
Вход в трубу при острых кромках	0,5
Вход в трубу со скруглёнными кромками	0,2
Переходный расширяющийся	1,1
Переходный сужающийся	0,15
Резкий поворот трубы на 90° (колени)	1,0
Плавный поворот трубы на 90° (колени)	0,15
Выход из трубы под уровень	4,0
Задвижка при полном открытии	2,5÷12,0
Водопроводные краны при полном открытии	5,0
Всасывающий клапан с сеткой при насосах	2...4
Различные краны при полном открытии	2...3
Золотниковый распределитель	2...3
Дроссель	1,5...2
Фильтр	0,8...0,9
Угольник с поворотом на 90°	2
Вход в гидrocилиндр	9

Таблица П.2.8

Основные характеристики масел для мобильных машин

Марка масла	Обозначение по ГОСТ 17479.3-85	Плотность при 20 °С, кг/м ³	Индекс вязкости	Вязкость при 50 °С, сСт
ВМГЗ	МГ-15-В (с)	865	130...160	10
МГ-30	МГ-46-Б	885	–	27...33
МГ-30 у (МГЕ-46В)	МГ-46-В	890	85	25
МГЕ-10А	МГ-15-В	834	–	10
АМГ-10	МГ-15-Б	850	–	10
АУ	МГ-22-А	890	55	12...14
АУП	МГ-22-Б	Не указана	–	Не указана
И-20А	–	890	85	17...23
И-30А	–	890	85	28...33

Таблица П.2.9

Ориентировочные значения максимальных скоростей течения рабочей жидкости

Назначение гидролинии	Скорость v , м/с, не более
Всасывающая	1,2
Сливная	2,0
Напорная при давлениях, МПа:	
до 2,5	2,5
до 10	4,0
до 16	5,0
свыше 25	6,2

Значения условных проходов d_y , мм, по ГОСТ 16516-80: 1; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

Рабочие объемы q , см³, насосов и гидромоторов по ГОСТ 13824-80 и ГОСТ 13825-80: 10; (11,2); 12,5; (14); 16; (18); 20; (22,4); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (224); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); 1000; (1120); 1250;

(1400); 1600; (1800); 2000. В скобках здесь представлен дополнительный ряд. При выборе значений номинальных рабочих объемов основной ряд следует предпочитать дополнительному.

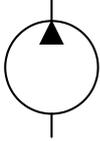
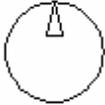
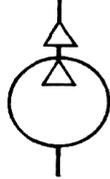
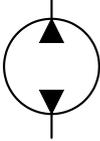
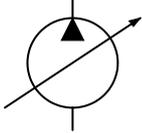
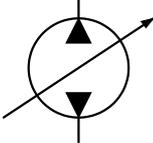
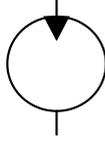
Номинальные расходы жидкости, $\text{дм}^3/\text{с}$ (л/мин), по ГОСТ 13825-80:
 0,016 (1,0); 0,025 (1,6); 0,040 (2,5); 0,050 (3,2); 0,063 (4,0); 0,080 (5,0); 0,1 (6,3);
 0,125 (8,0); 0,160 (10); 0,20 (12,5); 0,250 (16); 0,32 (20); 0,4 (25); 0,5 (32); 0,63 (40);
 0,8 (50); 1 (63); 1,25 (80); 1,6 (100); 2 (125); 2,5 (160); 3,2 (200); 4 (250); 5 (320);
 6,3 (400); 8 (500); 10 (630); 12,5 (800); 16 (1000); 20 (1250); 25 (1600); 32 (2000);
 40 (2500).

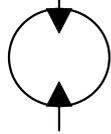
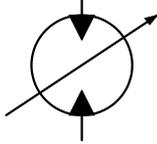
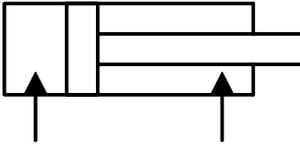
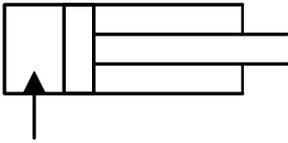
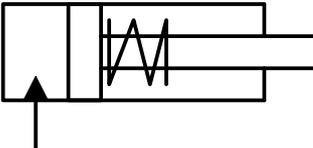
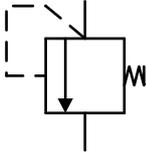
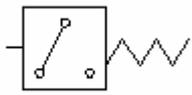
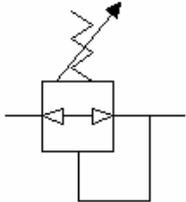
Таблица П.2.10

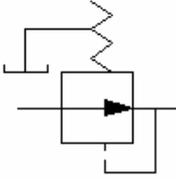
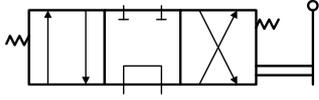
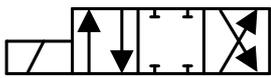
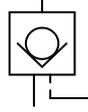
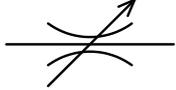
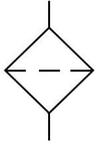
Значения коэффициентов продолжительности работы гидропривода и использования номинального давления

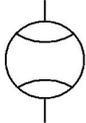
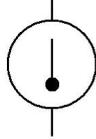
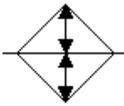
Режим работы гидропривода	Коэффициент продолжительности работы гидропривода k_e	Коэффициент использования номинального давления k_d	Область применения
Легкий	0,1...0,3	До 0,4	Системы управления
Средний	0,3...0,5	0,4...0,7	Скреперы, трубоукладчики, рыхлители
Тяжелый	0,5...0,8	0,7...0,9	Бульдозеры, автогрейдеры, автокраны, погрузчики
Весьма тяжелый	0,8...0,9	Свыше 0,9	Экскаваторы, катки, машины непрерывного действия, тягачи и др.

**Условные графические обозначения на гидравлических схемах
(ГОСТ 2.780-68, 2.781-66668, 2.784-70)**

Наименование элемента схемы	Условное обозначение
1	2
Насос нерегулируемый с нереверсивным потоком	
Компрессор	
Вакуум - насос	
Насос нерегулируемый с реверсивным потоком	
Насос регулируемый с нереверсивным потоком	
Насос регулируемый с реверсивным потоком	
Гидромотор нерегулируемый с нереверсивным потоком	
Пневмомотор	

1	2
Гидромотор нерегулируемый с реверсивным потоком	
Гидромотор регулируемый с реверсивным потоком	
Гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком	
Гидроцилиндр одностороннего действия поршневой (без указания способа возврата штока)	
Гидроцилиндр одностороннего действия поршневой (с возвратом штока пружиной)	
Клапан напорный (предохранительный или переливной)	
Реле давления	
Регулятор воздушный	
Сервоклапан	

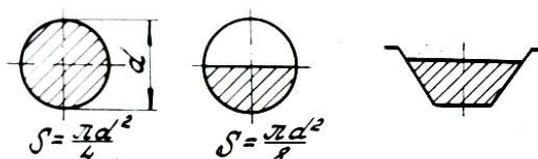
1	2
Клапан соленоидный	
Клапан редукционный	
Компенсатор	
Гидрораспределитель трехпозиционный с ручным управлением	
Гидрораспределитель трехпозиционный с электромагнитным управлением	
Клапан обратный	
Гидрозамок односторонний	
Дроссель регулируемый	
Фильтр	
Охладитель без указания подвода и отвода	

1	2
Гидробак	
Аккумулятор пружинный гидравлический	
Расходомер	
Термодатчик	
Датчик температуры	
Манометр	

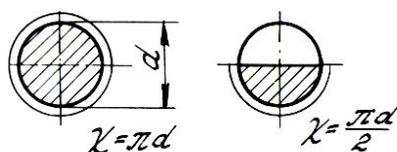
Формулы для определения площадей и объемов геометрических элементов гидропривода

В гидравлических расчетах для характеристики размеров и формы поперечного сечения потока вводятся понятия о живом сечении и его элементах: смоченном периметре и гидравлическом радиусе.

Рассмотрим основные гидравлические элементы потока. Живое сечение потока S – это поперечное сечение потока, перпендикулярное к направлению движения и ограниченное его внешним контуром.



Смоченный периметр χ – это длина контура живого сечения, на которой жидкость соприкасается в твердыми стенками.



Гидравлический радиус R_r – это отношение площади живого сечения к смоченному периметру:

$$R_r = \frac{S}{\chi}.$$

При помощи гидравлического радиуса приближенно учитывают влияние формы, а также размеров живого сечения потока на движение жидкости. Гидравлический диаметр сечения равен $4 R_r$, т.е. $D_r = 4 R_r$.

Площадь треугольника определяется по формуле

$$S = \frac{1}{2}bc.$$

Объем шара определяется по формуле

$$V = \frac{4}{3}\pi R^3.$$

3.4. Контрольная работа № 4

3.4.1. Объемный гидропривод

Задача № 4.1

На рис. 3.4.1 показана принципиальная схема гидропривода с плунжерным гидроцилиндром 1. Уплотнение плунжера диаметром D в этом гидроцилиндре манжетное. Насос 4 развивает давление p_n и постоянную подачу Q_n . Из-за неполного открытия (дросселирования) гидрораспределителя 2 падение (потеря) давления масла в напорной гидролинии, т.е. в трубопроводе, соединяющем насос 4 с гидроцилиндром 1, достигает Δp . Утечка масла в гидроаппаратуре составляет ΔQ .

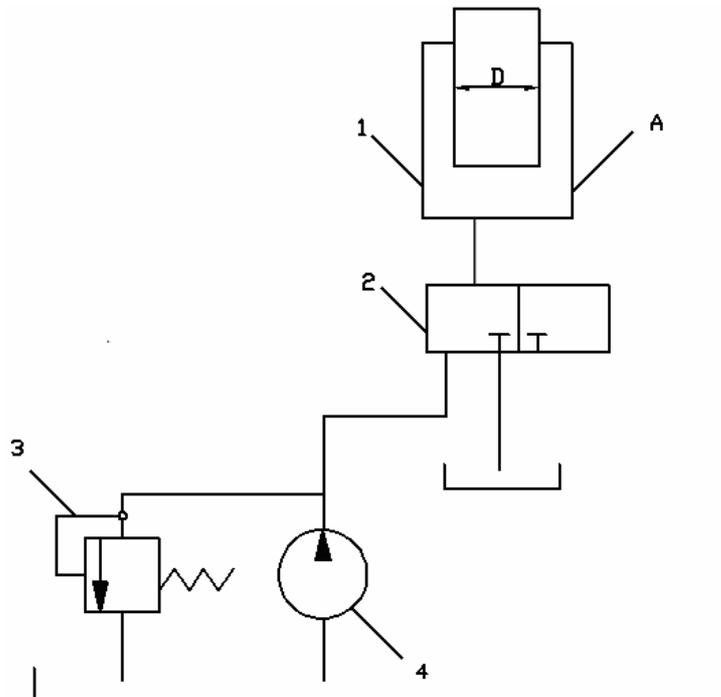


Рис. 3.4.1

Вариант	D	p_n	Q_n	Δp	ΔQ
	мм	МПа	л/мин	МПа	л/мин
а	200	5,5	16	0,5	0,3
б	205	5,7	20	0,6	0,35
в	210	6,0	25	0,7	0,4
г	215	6,5	26	0,8	0,45
д	220	7,0	27	0,9	0,5

Задача № 4.2

В объемном гидроприводе (рис. 3.4.2) приводной вал роторного насоса вращается от коленвала двигателя внутреннего сгорания через редуктор. Пределы чисел оборотов коленвала двигателя внутреннего сгорания от n_1 до n_2 об/мин. При частоте вращения коленвала двигателя внутреннего сгорания n насос развивает Q_H . Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, определить пределы регулирования скорости движения поршня гидроцилиндра l диаметром D . Поршень в гидроцилиндре уплотняется резиновыми кольцами круглого сечения.

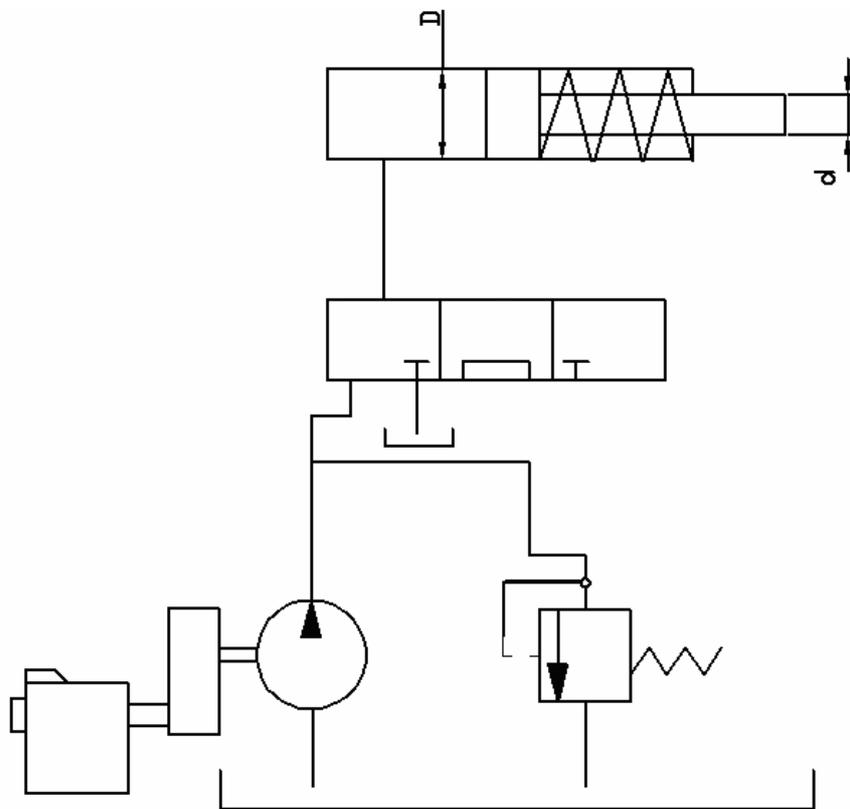


Рис. 3.4.2

Вариант	n_1	n_2	n	Q_H	D
	об/мин	об/мин	об/мин	л/мин	мм
а	1600	4550	3000	9	200
б	1800	4600	3100	10	205
в	2000	4700	3200	11	210
г	2200	4850	3300	12	215
д	2400	5000	3400	13	220

Задача № 4.3

В объемном гидроприводе насос 3 при вращении (рис. 3.4.3) своего приводного вала с частотой n развивает подачу Q_n . Уплотнение поршня диаметром d в гидроцилиндре 1 манжетное. Утечка масла в гидросистеме не превышает ΔQ .

С учетом утечки масла в гидросистеме определить, с какой частотой необходимо вращать приводной вал насоса для сообщения поршню гидроцилиндра скорости v при его движении а) вправо, б) влево.

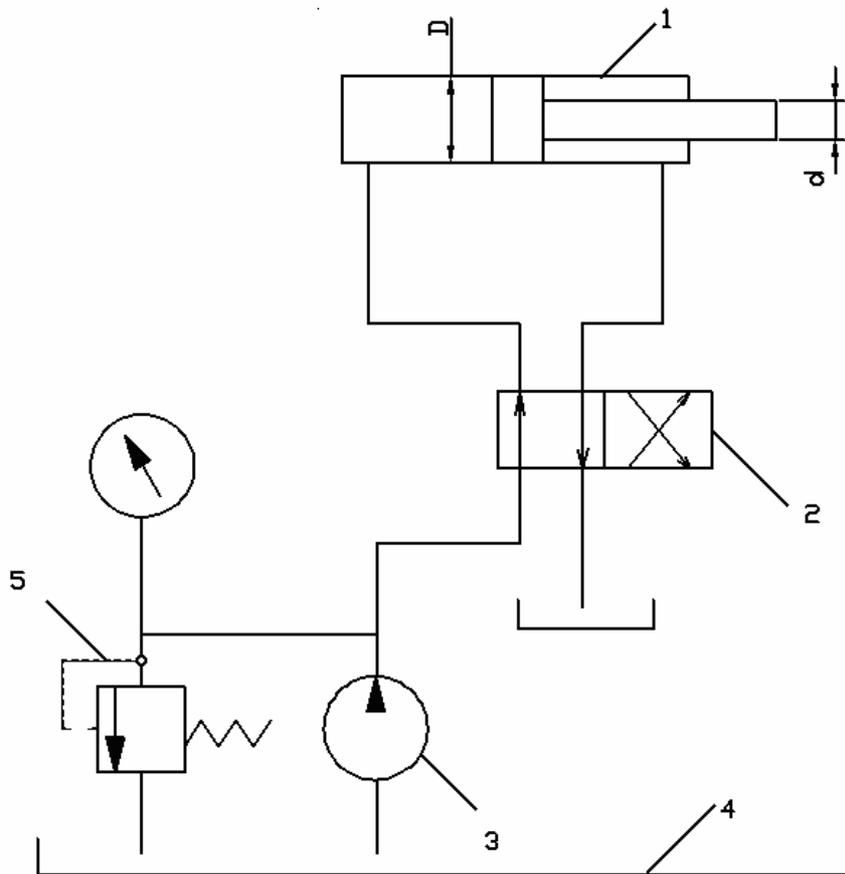


Рис. 3.4.3

Вариант	n	Q_n	d	ΔQ	v
	об/мин	л/с	мм	см ³ /с	см/с
а	1500	0,4	40	1,5	7
б	1550	0,5	42	1,7	7,1
в	1600	0,6	44	1,9	7,2
г	1650	0,7	46	2,1	7,3
д	1700	0,8	48	2,2	7,5

Задача № 4.4

Гидроцилиндр 2 (рис. 3.4.4) с двусторонним штоком одинакового диаметра ($d_1=d_2$) при давлении масла в рабочей полости P и противодействии в сливной полости P_{np} развивает тяговое усилие F . Уплотнение поршня и штока в гидроцилиндре манжетное. Насос 4 при вращении собственного приводного вала с частотой n_n развивает подачу $Q_n=8$ л/мин. Определить пределы регулирования скорости движения поршня гидроцилиндра при изменении скорости вращения приводного вала насоса 4 от 1000 до 2000 об/мин. Принять $\eta_m=0,97$.

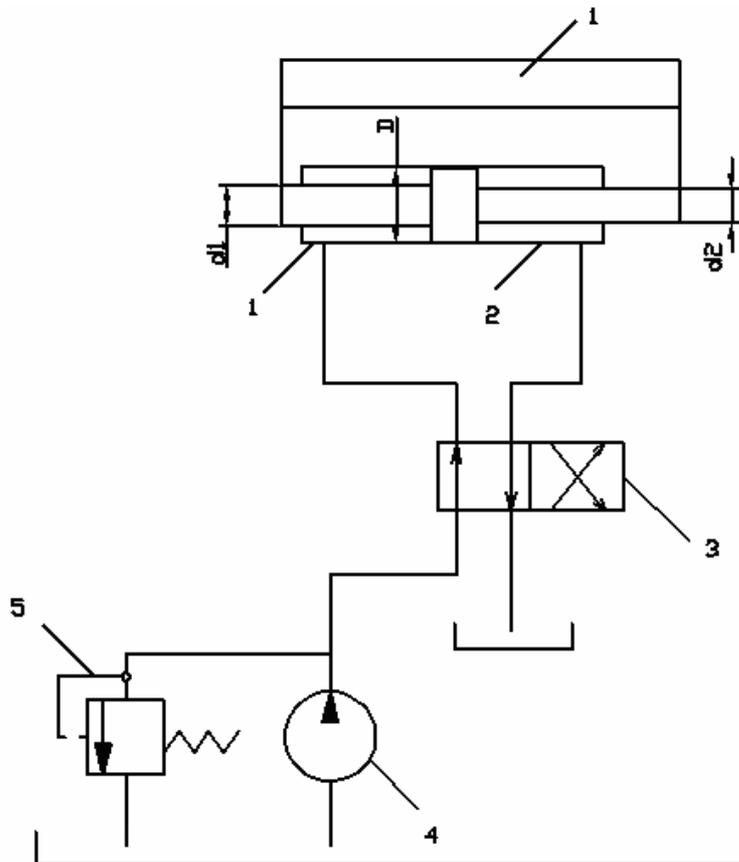


Рис. 3.4.4

Вариант	P	P_{np}	F	n_n
	МПа	МПа	кН	об/мин
а	10	0,1	20	1500
б	15	0,2	25	1600
в	20	0,3	30	1700
г	25	0,4	35	1800
д	30	0,5	40	1900

Задача № 4.5

Когда в пневмоаккумуляторе 2 (рис. 3.4.5) газ занимает рабочий объем V_0 , давление масла в нем p_0 .

Пренебрегая утечкой и падением давления масла в объемном гидроприводе, определить, какое давление p_n развивает насос 3 в конце зарядки пневмоаккумулятора 2, если его маневровый объем $V_m=3$ дм³. Принять показатель политропы $n=1,3$.

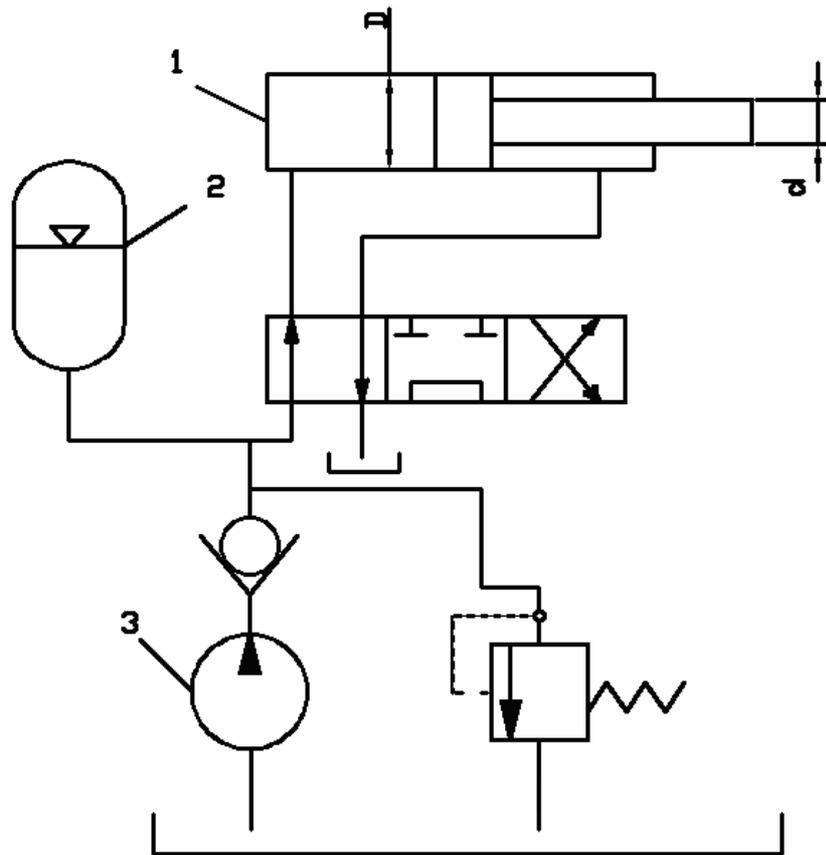


Рис. 3.4.5

Вариант	V_0	p_0
	дм ³	МПа
а	18	20
б	20	22
в	22	25
г	24	28
д	25	30

Задача № 4.6

В объемном гидроприводе (рис. 3.4.6) насос 5 развивает давление p_n и постоянную подачу Q_n . Уплотнение поршня диаметром D и штока диаметром d в гидроцилиндре 1 манжетное.

Пренебрегая утечками масла в обратном гидроклапане 2 и гидрораспределителе 4, определить минимальное и максимальное значения потери мощности из-за слива масла через переливной гидроклапан 6, если расход масла через гидродроссель 3 настраивается в пределах от 4 до 20 л/мин.

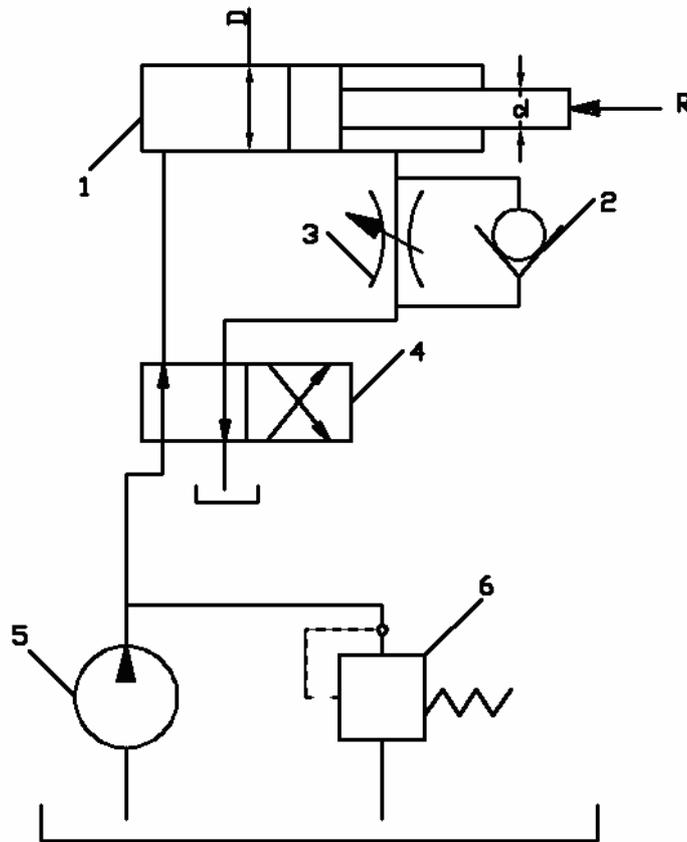


Рис. 3.4.6

Вариант	p_n	Q_n	D	d
	МПа	л/мин	мм	мм
а	6	24	100	40
б	8	25	105	42
в	10	27	110	44
г	12	30	120	45
д	15	34	125	46

Задача № 4.7

В левой полости гидроцилиндра 1 рабочее давление p (рис. 3.4.7). Диаметр гидроцилиндра D , диаметр штока d . Уплотнение поршня и штока в гидроцилиндре – манжетное. Противодействие в правой полости гидроцилиндра $p_{пр}$. Насос 5 развивает подачу Q_n . Падение (потеря) давления в напорной гидролинии Δp .

Определить при движении поршня вправо общий КПД объемного гидропривода, если известны утечка масла через гидроклапан 4 ΔQ и общий КПД η_n .

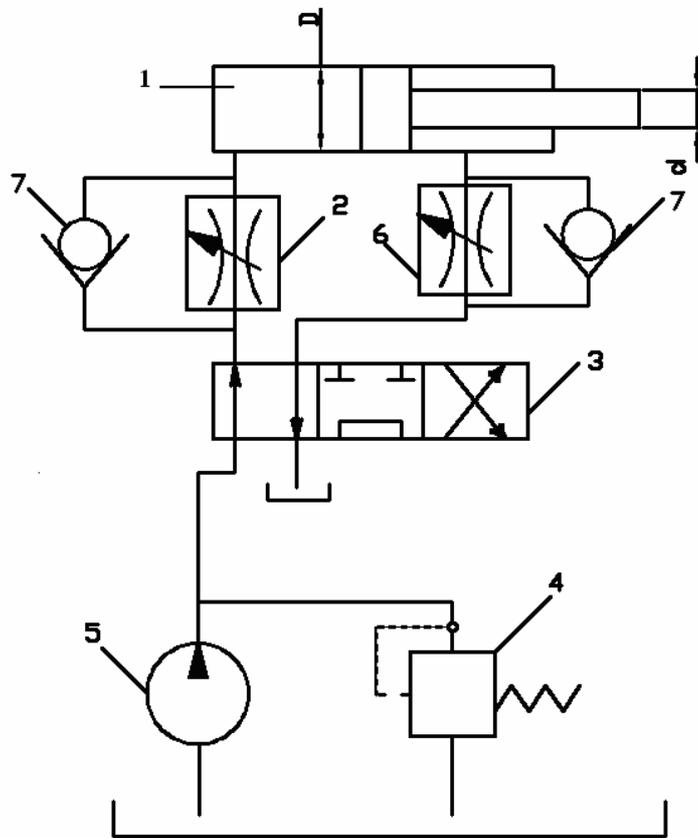


Рис. 3.4.7

Вариант	p	D	d	$p_{пр}$	Q_n	Δp	ΔQ	η_n
	МПа	мм	мм	МПа	л/мин	МПа	л/мин	-
а	5	100	50	0,4	12	0,1	2	0,98
б	10	110	55	0,5	14	0,2	2,5	0,98
в	15	120	60	0,6	16	0,3	3,0	0,98
г	20	130	65	0,7	18	0,4	3,5	0,98
д	25	140	70	0,8	20	0,5	4,0	0,98

Задача № 4.8

В объемном гидроприводе (рис. 3.4.8) при постоянной подаче Q_n насоса 4 гидродроссель 3 настроен так, что при движении поршня гидроцилиндра 1 вправо расход масла через предохранительный клапан 5 составляет Q . Диаметр гидроцилиндра D , диаметры двухстороннего штока d_1 и d_2 .

Пренебрегая утечкой масла в гидроцилиндре 1 и гидрораспределителе 2, определить скорость движения поршня влево при данной настройке гидродросселя.

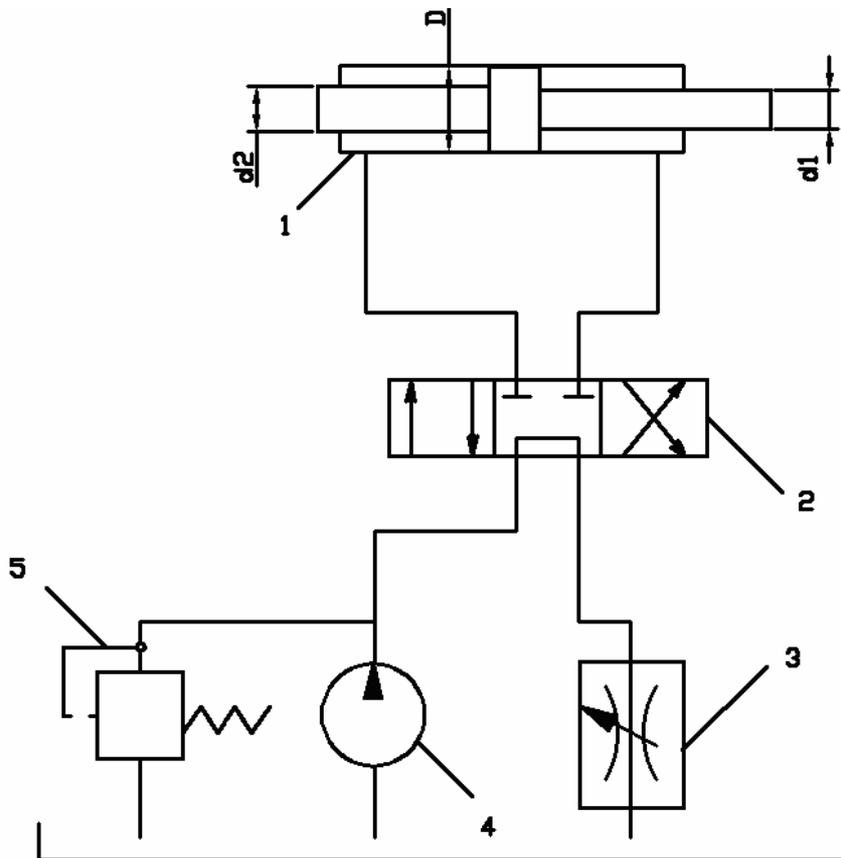


Рис. 3.4.8

Вариант	Q_n	Q	D	d_1	d_2
	л/мин	л/мин	мм	мм	мм
а	8	0,51	80	20	40
б	10	0,61	82	25	45
в	12	0,71	84	30	50
г	14	0,81	86	35	55
д	16	0,91	88	40	60

Задача № 4.9

В объемном гидроприводе (рис. 3.4.9) применяется гидромотор 1 с рабочим объемом q_0 . При падении давления масла в гидролиниях – напорной Δp_n и сливной $p_{сл}$ – и утечке масла в гидроаппаратуре $Q_{ут}$ выходной вал гидромотора развивает полезный крутящий момент M , частоту вращения n .

Определить мощность N , потребляемую объемным гидроприводом, и общий КПД гидропривода $\eta_{общ}$.

Гидромеханический КПД гидромотора $\eta_{гм}=0,9$; объемный КПД $\eta_{об}=0,98$; общий КПД насоса $\eta_n=0,8$.

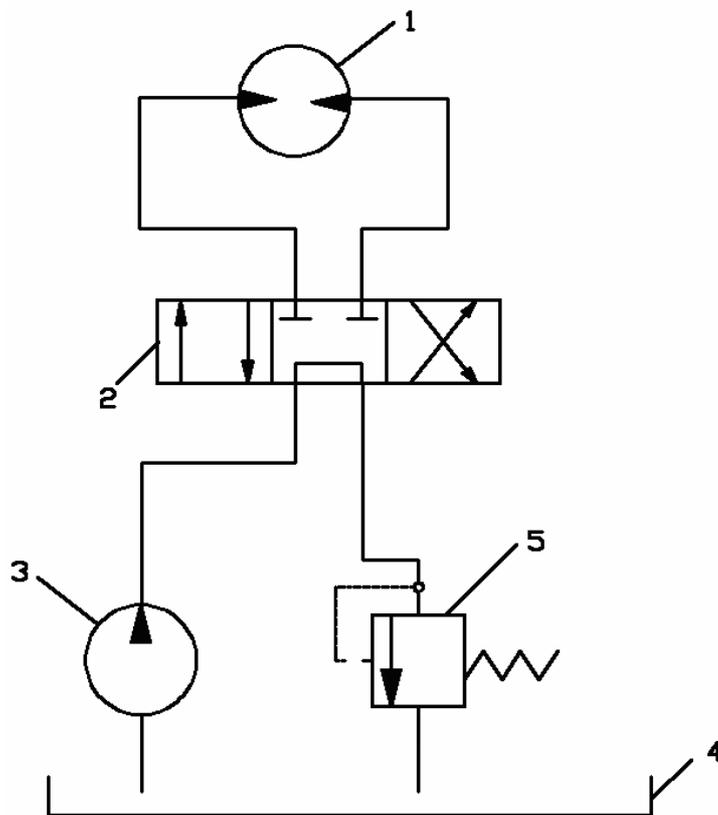


Рис. 3.4.9

Вариант	q_0	Δp_n	$p_{сл}$	$Q_{ут}$	M	n
	см ³	МПа	МПа	л/мин	Нм	об/мин
а	50	0,1	0,5	0,1	45	608
б	55	0,2	0,5	0,2	50	610
в	60	0,3	0,7	0,3	55	612
г	65	0,4	0,8	0,4	60	614
д	70	0,5	0,9	0,5	65	616

Задача № 4.10

В объемном гидроприводе (рис. 3.4.10) с дроссельным регулированием скорости вращения выходного вала гидромотора 1 насос 3 развивает постоянную подачу Q_n .

Рабочий объем гидромотора q .

Определить минимальную частоту вращения выходного вала гидромотора, если потеря мощности из-за слива масла через гидроклапан 4 не должна превышать 16 % мощности, потребляемой насосом. Объемный КПД гидромотора $\eta_{об}$, общий КПД насоса η_n .

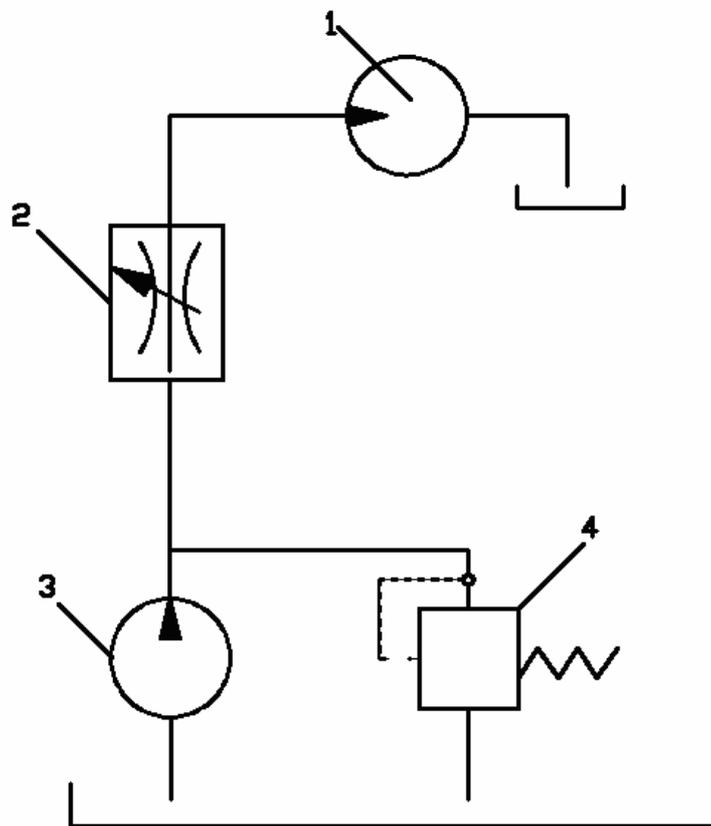


Рис. 3.4.10

Вариант	Q_n	q	$\eta_{об}$	η_n
	л/мин	см ³	-	-
а	32	40	0,98	0,8
б	35	45	0,97	0,81
в	38	50	0,96	0,82
г	41	55	0,95	0,83
д	45	60	0,94	0,84

Задача № 4.11

Выходной вал пластинчатого поворотного гидродвигателя 1 одно-кратного действия (рис. 3.4.11) при рабочем давлении p развивает полезный крутящий момент M .

Пренебрегая потерей энергии в напорной гидролинии, определить при закрытом состоянии гидроклапана 4, на какую подачу необходимо рассчитать насос 3, чтобы выходной вал поворотного гидродвигателя 1 смог развить угловую скорость вращения $\omega_{угл}$. Общий КПД поворотного гидродвигателя $\eta_{общ}$.

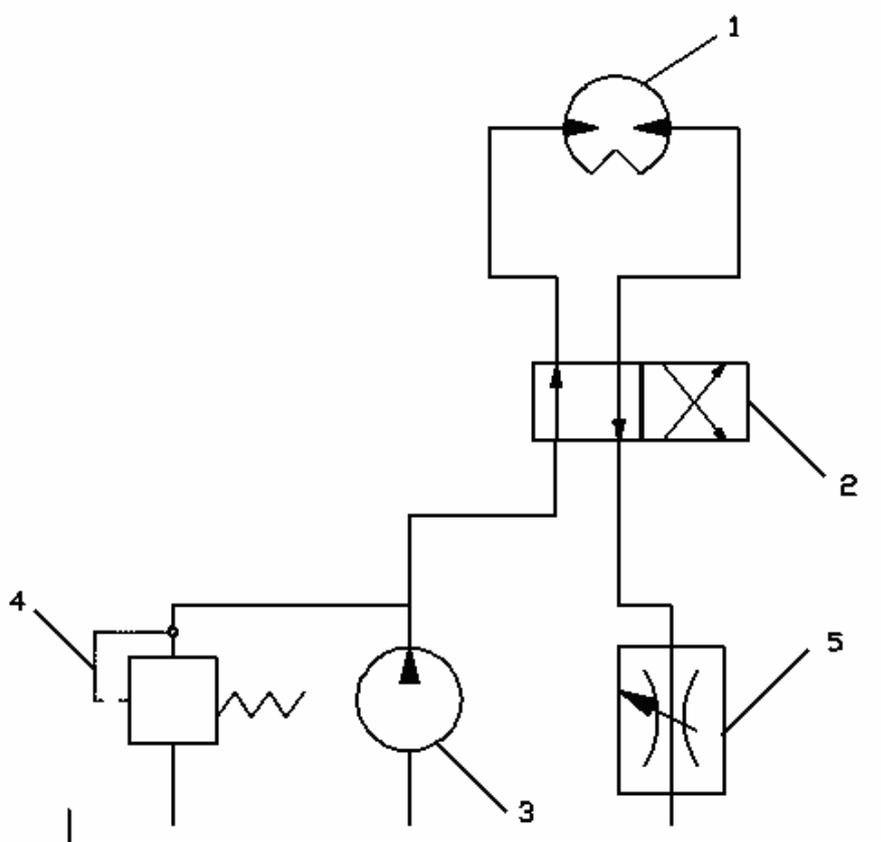


Рис. 3.4.11

Вариант	p	M	$\omega_{угл}$	$\eta_{общ}$
	МПа	Нм	рад/с	-
а	10	500	3,76	0,94
б	15	550	4,76	0,95
в	20	600	5,76	0,96
г	25	650	6,76	0,97
д	30	700	7,76	0,98

Задача № 4.12

В объемном гидроприводе (рис. 3.4.12) поршень гидроцилиндра 1 диаметром D_1 движется вправо со скоростью v_1 , а поршень гидроцилиндра 2 D_2 движется вправо со скоростью v_2 . Уплотнение поршня в каждом гидроцилиндре манжетное. Утечка масла в гидроаппаратуре составляет ΔQ .

Определить подачу, развиваемую насосом 4.

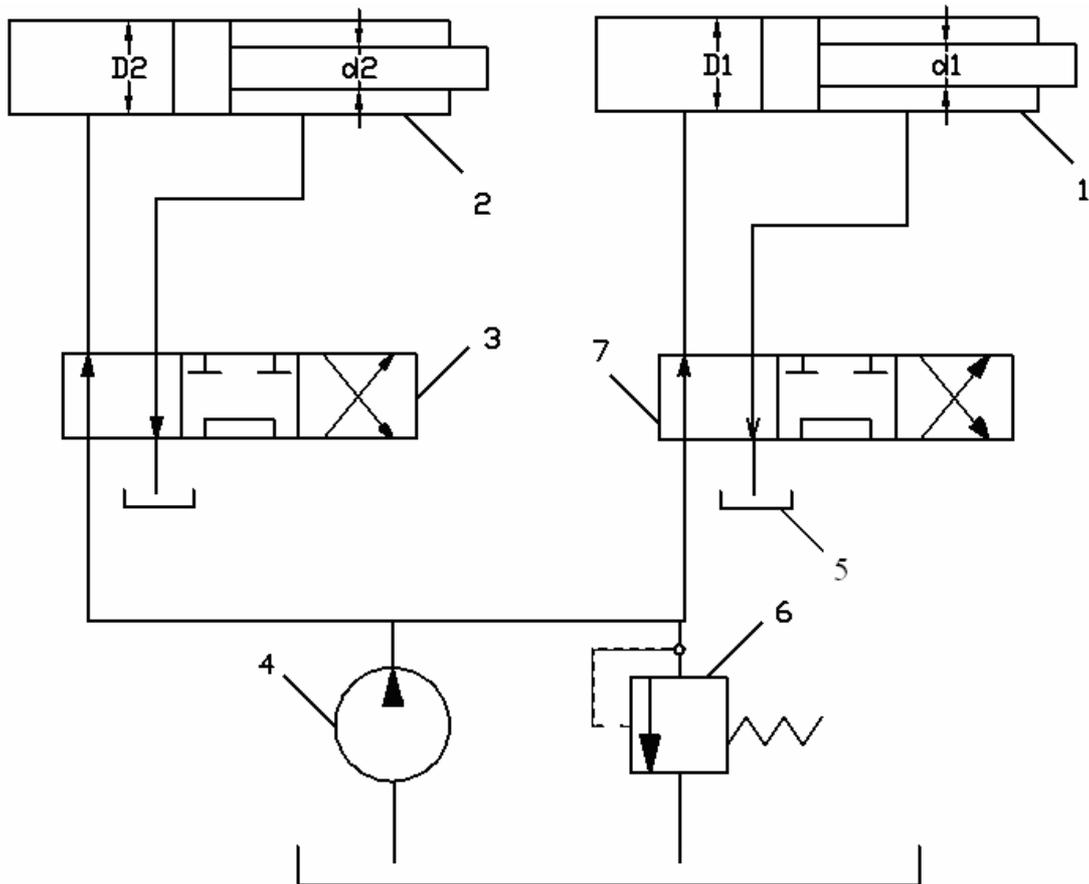


Рис. 3.4.12

Вариант	D_1	v_1	D_2	v_2	ΔQ
	мм	м/с	мм	м/с	л/мин
а	100	2	80	5	180
б	105	4	82	6	200
в	110	6	84	7	220
г	115	8	86	8	240
д	120	10	88	9	260

Задача № 4.13

В объемном гидроприводе (рис. 3.4.13) насос 4 создает постоянную подачу Q_n . Скорость движения вправо поршня гидроцилиндра 1 определяется настройкой гидродросселя 6 на расход масла $Q_{др}$. Расчетные диаметры гидроцилиндров 1 и 2 D_1, d_1, D_2, d_2 .

Для положения гидрораспределителей 3 и 6 (см. рис. 3.4.13) определить скорость движения поршня гидроцилиндра 2 и расход масла при сливе из его нерабочей полости. Утечкой масла в гидроцилиндрах и гидроаппаратуре пренебречь.

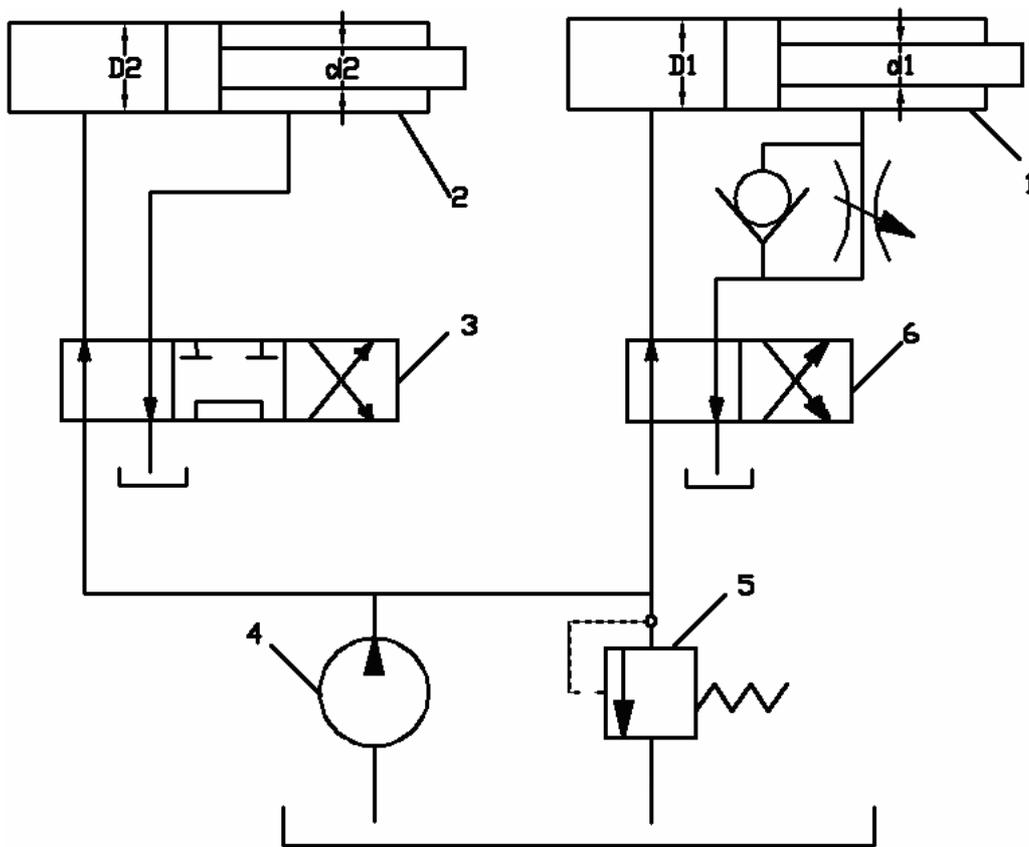


Рис. 3.4.13

Вариант	Q_n	$Q_{др}$	D_1	D_2	d_2	d_1
	л/мин	л/мин	мм	мм	мм	мм
а	12	4	80	100	50	40
б	16	6	100	120	55	42
в	20	8	110	140	60	44
г	24	10	120	160	65	46
д	30	12	130	180	70	48

Задача № 4.14

В объемном гидроприводе (рис. 3.4.14) используется гидромотор 1 с рабочим объемом q_0 и гидроцилиндр 2 диаметром D . Уплотнение поршня в гидроцилиндре манжетное. С учетом суммарной утечки масла в гидроаппаратуре в количестве ΔQ определить, какую подачу создает насос 4, когда выходной вал гидромотора вращается со скоростью n , а поршень гидроцилиндра перемещается со скоростью v . Объемный КПД гидромотора $\eta_{об}=0,98$.

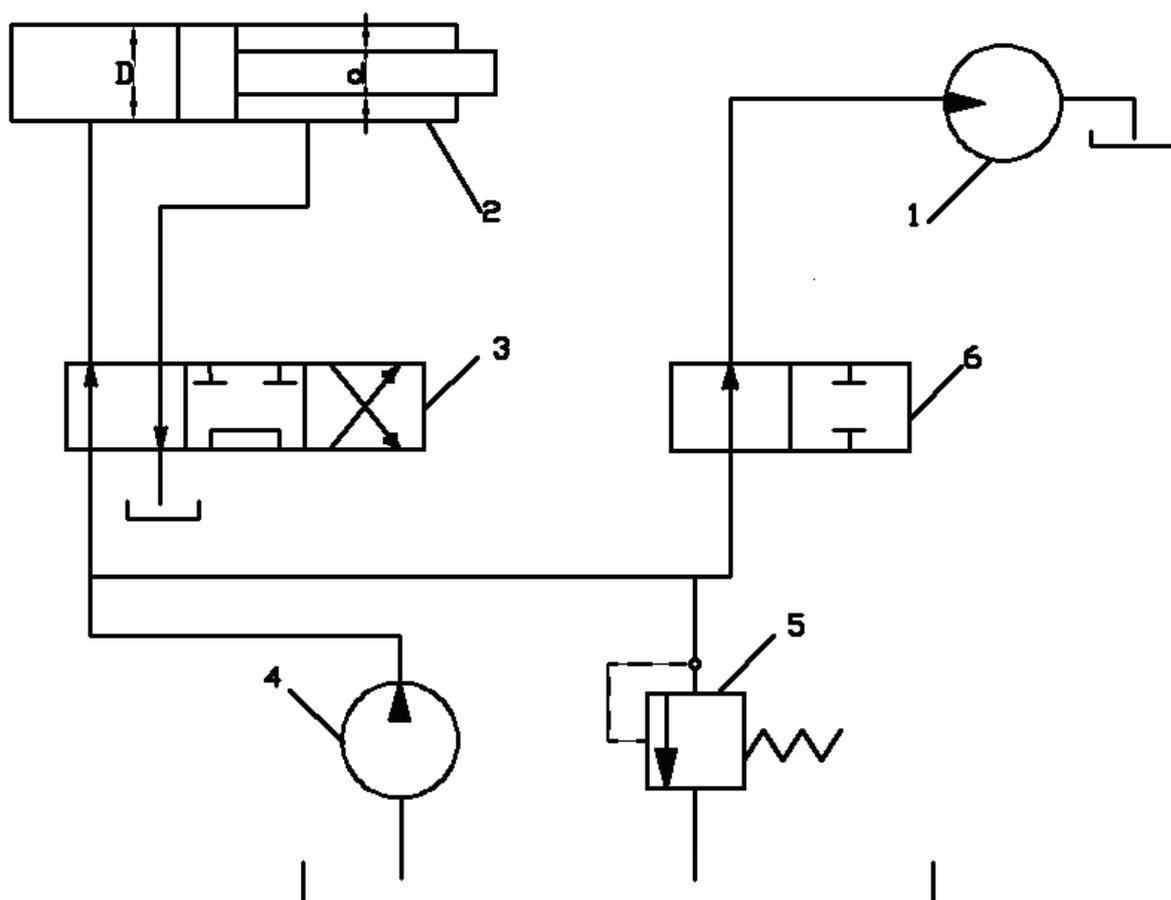


Рис. 3.4.14

Вариант	q_0	D	ΔQ	n	v
	см ³	мм	см ³ /мин	об/мин	м/с
а	25	100	300	980	2
б	30	120	310	1000	4
в	35	140	320	1200	6
г	40	160	330	1400	8
д	45	180	340	1600	10

Задача № 4.15

В объемном гидроприводе (рис. 3.4.15) используется гидроцилиндр 1 диаметром D и поворотный гидродвигатель 2 двухкратного действия с пластинами прямоугольной формы шириной b и диаметрами рабочей камеры: наружным D_1 и внутренним d . Уплотнение поршня в гидроцилиндре манжетное.

Определить, какую подачу создает насос 4 когда поршень гидроцилиндра 1 перемещается влево со скоростью v , выходной вал гидродвигателя 2 вращается с угловой скоростью $\omega_{угл}$. Объемный КПД гидромотора $\eta_{об}=0,94$. Утечками масла в гидроаппаратуре пренебречь.

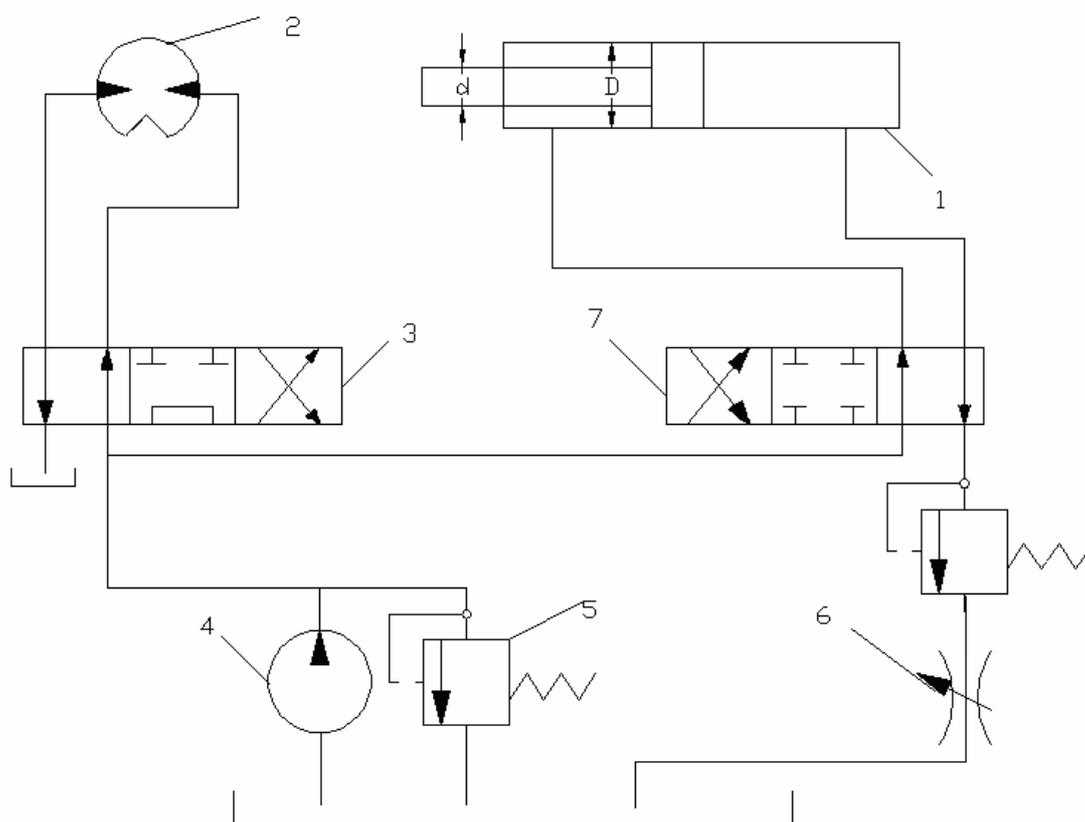


Рис. 3.4.15

Вариант	D	b	D_1	d	v	$\omega_{угл}$
	мм	мм	мм	мм	м/с	рад/с
а	160	100	160	80	4	0,50
б	165	110	170	82	6	0,55
в	170	120	180	84	8	0,60
г	175	130	190	86	10	0,65
д	180	140	200	88	12	0,70

Задача № 4.16

Плунжер диаметром D в каждом гидроцилиндре 4 и 6 (рис. 3.4.16) уплотняется посадкой.

Определить расход масла через гидродроссель 7 при опускании груза 5 со скоростью v :

- а) пренебрегая утечкой масла в гидроцилиндрах 4 и 6;
 - б) с учетом объемного КПД каждого гидроцилиндра $\eta_{об} = 0,99$.
- Объяснить принцип работы схемы.

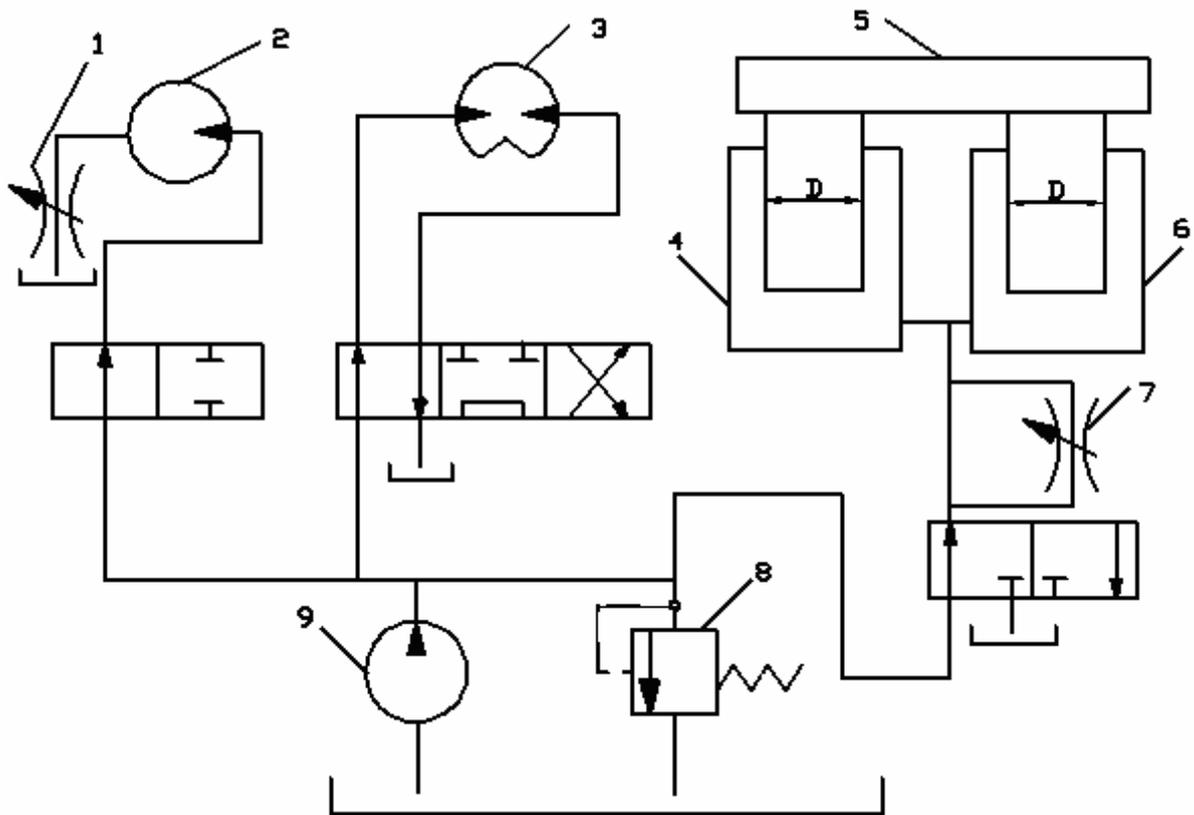


Рис. 3.4.16

Вариант	D	v
	мм	дм/мин
а	200	3,18
б	210	4,2
в	220	4,5
г	230	5,3
д	250	6,3

Задача № 4.17

В объемном гидроприводе (рис. 3.4.17) используются гидроцилиндры 1 и 4 с манжетным уплотнением поршня и штока и расчетными диаметрами D_0, d_0, D, d . Насос 3 создает давление p_n .

Объяснить по рис. 3.4.17 работу объемного гидропривода при различных положениях гидрораспределителя 2.

Пренебрегая утечкой масла в гидроаппаратуре, определить подачу Q_n , развиваемую насосом 3, и потребляемую им мощность N_n , когда поршень гидроцилиндра 4 перемещается вправо со скоростью v . Общий КПД насоса $\eta_n=0,8$.

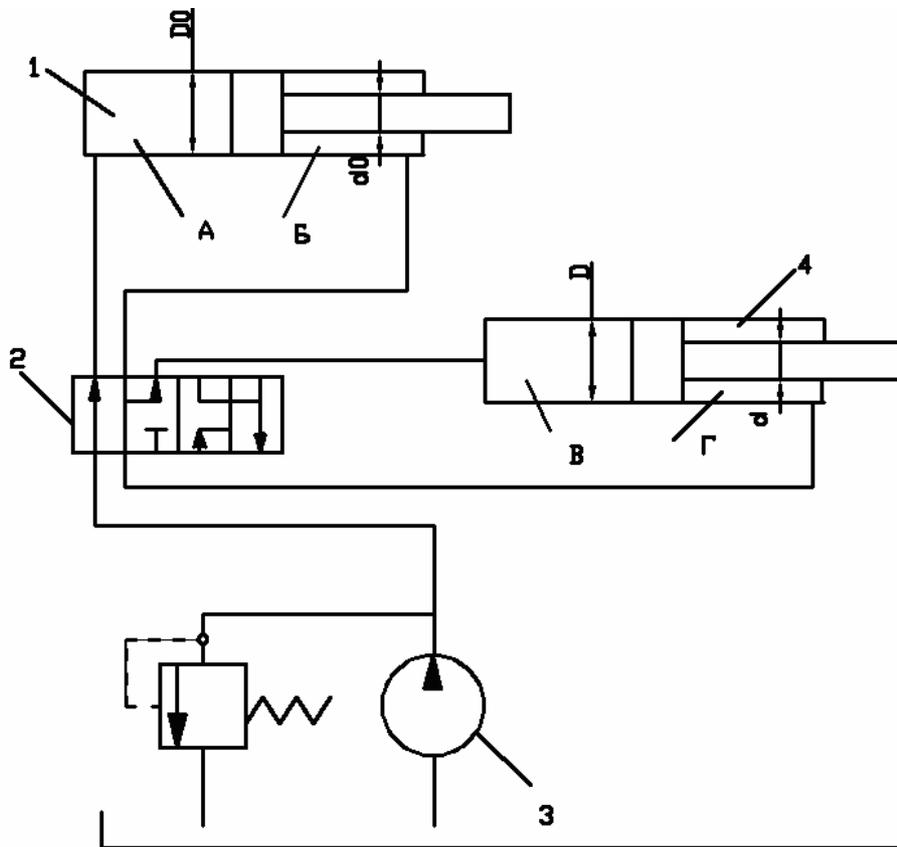


Рис. 3.4.17

Вариант	D_0	d_0	D	d	v	p_n
	мм	мм	мм	мм	м/с	МПа
а	140	60	100	40	5,0	10
б	142	63	120	42	5,5	15
в	144	67	130	44	6,0	20
г	146	70	140	46	6,5	25
д	148	75	150	48	7,0	30

Задача № 4.18

Все сообщающиеся полости (рис. 3.4.18) объемной гидропередачи с замкнутой циркуляцией (насос 1, гидромотор 3 и соединяющие их напорный 2 и сливной 4 трубопроводы) полностью заполнены минеральным маслом, температура которого равна t . В процессе работы гидропередачи масло нагрелось до температуры t_1 .

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

Принять для масла коэффициент $\beta_V=7 \cdot 10^{-10} \text{ 1/Па}$ и температурный коэффициент объемного расширения $\beta_t=0,0007 \text{ 1/}^\circ\text{C}$.

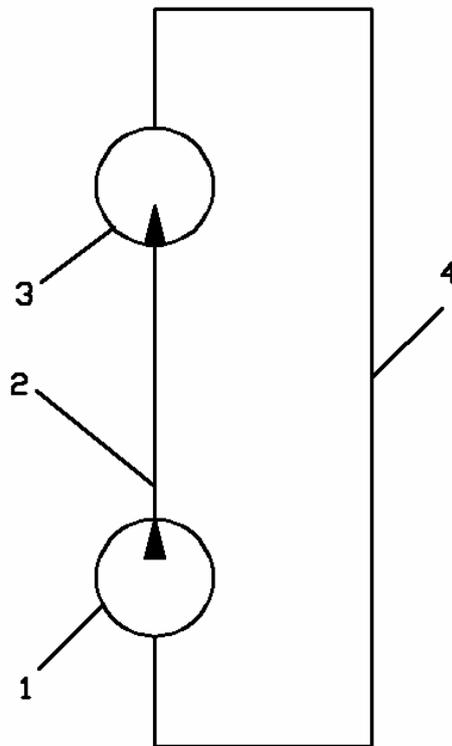


Рис. 3.4.18

Вариант	t	t_1
	$^\circ\text{C}$	$^\circ\text{C}$
а	15	45
б	20	50
в	25	55
г	30	60
д	35	65

Задача № 4.19

До распределителя (рис. 3.4.19) масло течет в трубе диаметром d , а после распределителя – в трубе диаметром d_1 . Расход составляет Q . Кинематическая вязкость масла ν .

Определить режим движения жидкости.

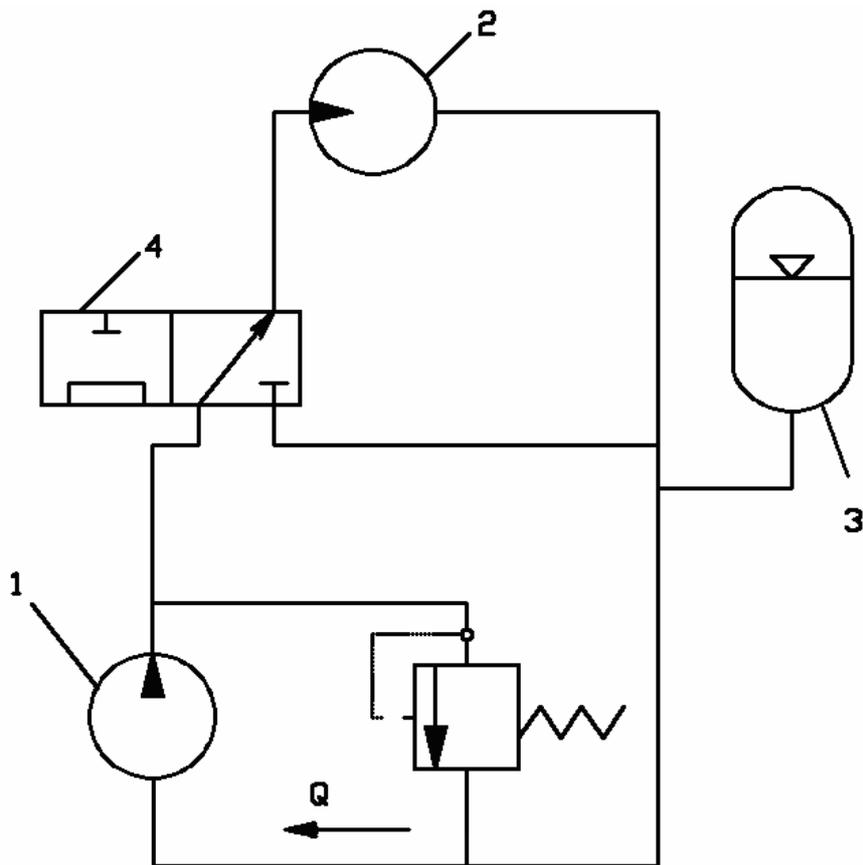


Рис. 3.4.19

Вариант	d	d_1	Q	ν
	мм	мм	л/с	$\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$
а	10	16	1	$4 \cdot 10^{-5}$
б	12	20	1,2	$5 \cdot 10^{-5}$
в	15	26	1,4	$6 \cdot 10^{-5}$
г	20	30	1,6	$7 \cdot 10^{-5}$
д	25	32	1,8	$8 \cdot 10^{-5}$

Задача № 4.20

В процессе гидравлического испытания пневмогидроаккумулятора I (рис. 3.4.20) емкостью V из открытого бака 3 насосом 2 подан объем V_1 минерального масла с модулем упругости E .

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

Вариант	V	V_1	E
	дм ³	дм ³	МПа
а	50	50,5	1600
б	55	56	1500
в	60	60,5	1400
г	65	67	1300
д	70	70,5	1200

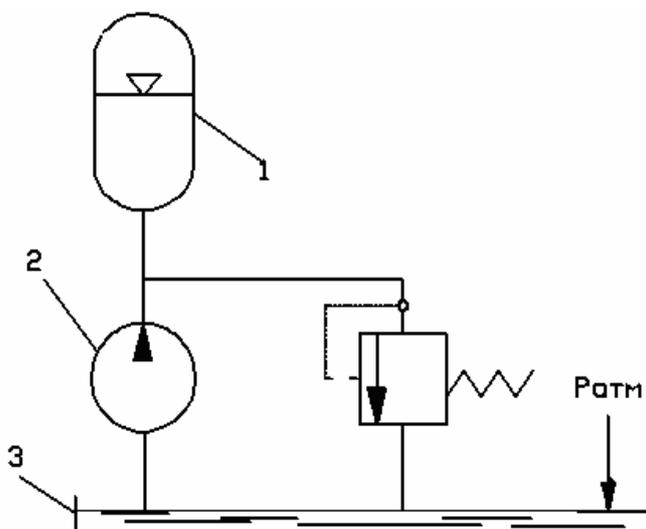


Рис. 3.4.20

Задача № 4.21

Вариант	N	q	n	$\eta_{об}$
	кВт	см ³	об/мин	-
а	35	100	1500	0,9
б	40	120	1600	0,9
в	45	130	1700	0,9
г	50	140	1800	0,9
д	55	150	1900	0,9

Определить давление насоса объемного гидропривода, мощность которого равна N , рабочий объем q , частота вращения вала насоса n , объемный КПД $\eta_{об}$.

Задача № 4.22

Поддача насоса (рис. 3.4.21) равна Q . Рассчитать диаметры всасывающей, напорной и сливной гидролиний, принимая следующие расчетные скорости: V_1 – для всасывающей гидролинии; V_2 – для напорной гидролинии; V_3 – для сливной гидролинии.

Вариант	Q	V_1	V_2	V_3
	л/мин	м/с	м/с	м/с
а	280	0,6	4	1,4
б	300	0,8	4,5	1,6
в	320	1,0	5,0	1,8
г	340	1,2	5,5	2,0
д	360	1,4	6,0	2,2

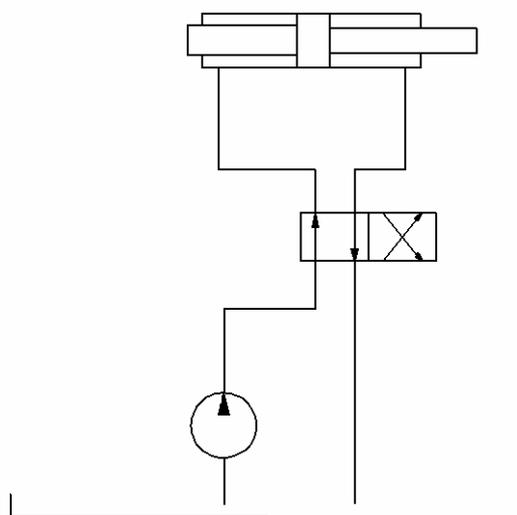


Рис. 3.4.21

Задача № 4.23

При работе гидроцилиндра (рис. 3.4.22) с диаметром поршня D , давление в поршневой полости равно p_n , давление в штоковой полости $p_{шт}$, расход рабочей жидкости Q . Определить полезную и потребляемую мощности гидроцилиндра, если механический КПД $\eta_m=0,95$; объемный $\eta_{об}=1,0$; гидравлический $\eta_c=1,0$; диаметр штока $d=100$ мм.

Вариант	D	p_n	$p_{шт}$	Q
	мм	МПа	МПа	л/с
а	350	10	0,3	0,5
б	355	15	0,35	0,6
в	400	20	0,4	0,7
г	450	25	0,45	0,8
д	460	30	0,5	0,9

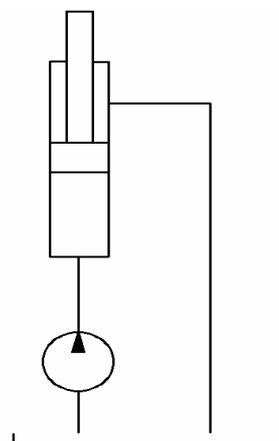


Рис. 3.4.22

Задача № 4.24

Поршень гидроцилиндра (рис. 3.4.23) диаметром D поднимается вверх со скоростью V , преодолевая усилие F . Определить подачу и давление насоса, а также полезную мощность гидроцилиндра. Давлением жидкости в штоковой полости гидроцилиндра можно пренебречь.

Вариант	D	V	F
	мм	м/с	кН
а	125	0,4	75
б	130	0,5	100
в	135	0,6	125
г	140	0,7	150
д	145	0,8	175

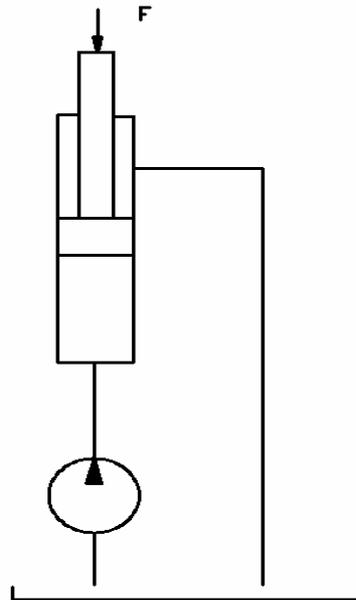


Рис. 3.4.23

Задача № 4.25

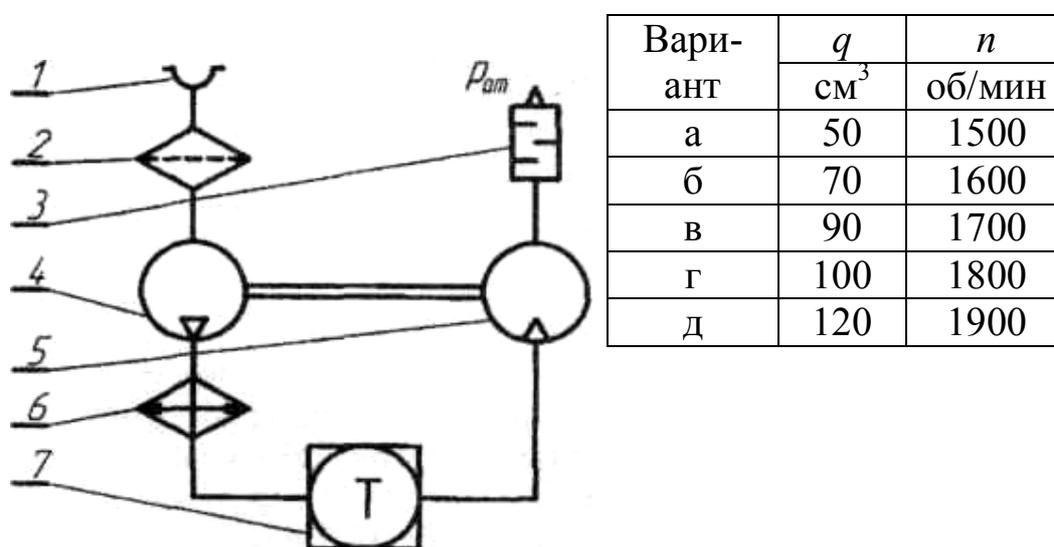
Вариант	q	N	D	F
	см ³	кВт	м	кН
а	50	25	0,25	150
б	70	30	0,3	170
в	90	35	0,35	190
г	100	40	0,4	210
д	125	45	0,5	250

Насос с рабочим объемом q , объемным КПД $\eta_{об} = 0,95$, полным КПД $\eta = 0,9$ и потребляемой мощностью N подает рабочую жидкость в поршневую полость гидроцилиндра диаметром D , развивающим на штоке усилие F (см. рис. 3.4.23). С какой частотой вращается вал насоса? Потерями давления в гидрелиниях можно пренебречь.

Задача № 4.26

На рис. 3.4.24 показана система турбонаддува двигателя внутреннего сгорания. Проходя последовательно через фильтр 2, компрессор 4 и охладитель 6 воздух попадает в двигатель внутреннего сгорания. Выхлопные газы, направляемые на выход, проходят через пневматический двигатель 5, который приводится во вращение. Пневмодвигатель в свою очередь приводит во вращение компрессор 4, который имеет с ним общий вал.

Определить теоретическую подачу компрессора, если его рабочий объем равен q , а частота вращения вала пневмодвигателя n .



Вариант	q	n
	см ³	об/мин
а	50	1500
б	70	1600
в	90	1700
г	100	1800
д	120	1900

Рис. 3.4.24

Задача № 4.27

Определить диапазон изменения частоты вращения вала гидромотора n_m , мощности гидропривода N , крутящего момента на валу гидромотора M в регулируемом гидроприводе с переменным значением рабочего объема насоса, если $0 < q_n < 100$ см³, q_m , n_n , Δp – заданы. Построить графические зависимости $N=f(n_m)$; $M=f(n_m)$.

Вариант	q	n_n	Δp
	см ³	об/мин	МПа
а	50	1500	10
б	70	1600	17
в	90	1700	19
г	100	1800	21
д	125	1900	25

Задача № 4.28

Гидравлическое реле выдержки времени (рис. 3.4.25) с диаметром D поршня 2 срабатывает при перемещении штока 1 вверх на длину l .

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

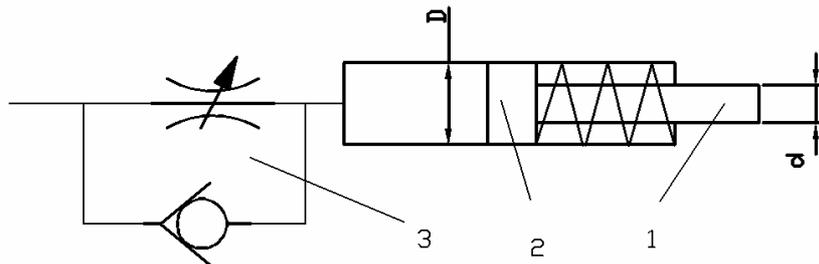


Рис. 3.4.25

Вариант	D	l	t
	мм	мм	с
а	40	10	8
б	50	15	10
в	60	20	12
г	70	25	14
д	80	30	16

Задача № 4.29

Вариант	S_n	$S_{сл}$	$S_{вс}$	$Q_{выд}$
	м ²	м ²	м ²	Вт
а	1,2	2,0	0,9	6000
б	1,3	2,1	0,8	4500
в	1,4	2,2	1,0	4000
г	1,5	2,3	1,2	9000
д	1,6	2,4	1,4	7600

Определить площадь и объем бака объемного гидропривода, если известны площади: S_n – напорной гидролинии, $S_{сл}$ – сливной гидролинии, $S_{вс}$ – всасывающей гидролинии, количество выделенного тепла составляет $Q_{выд}$. Определить диаметры гидролиний.

Задача № 4.30

Ротор пластинчатого насоса получает вращение от асинхронного двигателя через клиноременную передачу (рис. 3.4.26), диаметры шкивов d_0 и d , частота вращения вала электродвигателя n_d , рабочий объем насоса q , давление на выходе из насоса P , объемный КПД $\eta_{об}$. Принять коэффициент проскальзывания клиноременной передачи $\psi=0,98$; общий КПД насоса $\eta_n=0,8$; КПД клиноременной передачи $\eta_p=0,95$ и КПД электродвигателя $\eta_э=0,87$. Определить мощность, потребляемую электродвигателем.

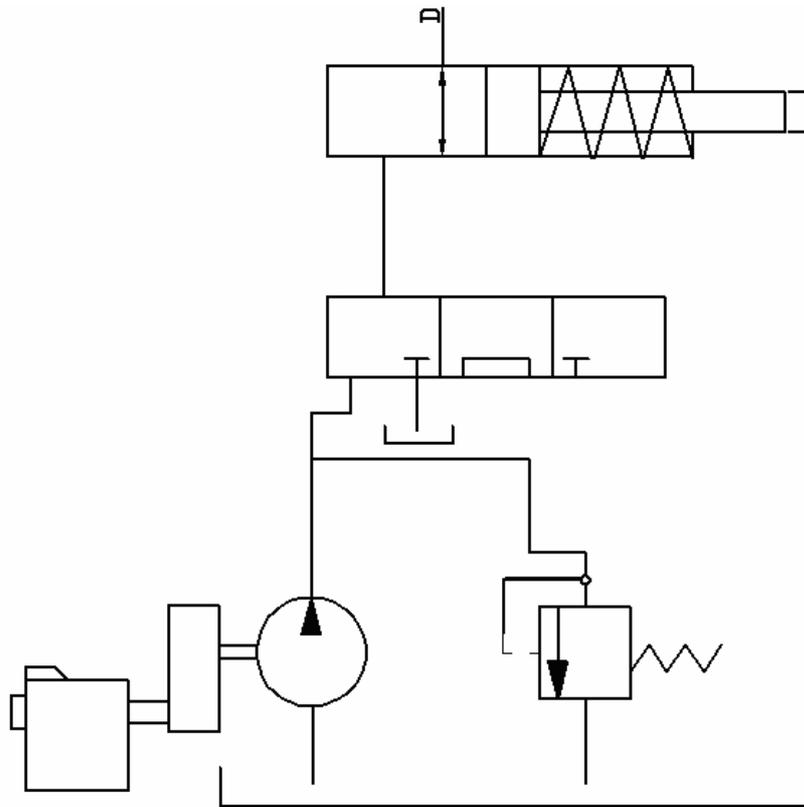


Рис. 3.4.26

Вариант	d_0	d	q	P	$\eta_{об}$
	мм	мм	см ³	МПа	-
а	100	160	16	10	0,95
б	120	100	32	15	0,94
в	110	140	40	20	0,93
г	100	150	70	25	0,92
д	150	180	90	30	0,9

Учебное издание

Ирина Анатольевна Семенова,
Николай Семенович Галдин

СБОРНИК ЗАДАЧ ПО ГИДРАВЛИКЕ,
ГИДРОПНЕВМОПРИВОДУ

Учебное пособие

Редактор И.Г. Кузнецова

Подписано к печати 24.06.08
Формат 60х90 1/16. Бумага писчая
Оперативный способ печати
Гарнитура Таймс
Усл. п. л. 6,5, уч.-изд. л. 6,5
Тираж 200 экз. Заказ №____
Цена договорная

Издательство СибАДИ
644099, Омск, ул. П. Некрасова, 10
Отпечатано в ПЦ издательства СибАДИ
644099, Омск, ул. П. Некрасова, 10