

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Северный (Арктический) федеральный университет

# ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПРИВОД В ПРИМЕРАХ И ЗАДАЧАХ

Учебное пособие

2-е издание, переработанное и дополненное

*Рекомендуется ГОУ ВПО «Московский государственный университет леса» к использованию в образовательных учреждениях, реализующих образовательные программы ВПО по специальности 250401.65 «Лесинженерное дело» по направлению подготовки 250400 «Технология лесозаготовительных и деревоперерабатывающих производств» Регистрационный номер рецензии № 779 от 05.04.2010*

Архангельск

2010

УДК 532  
ББК 30.123я73  
Г 47

*Авторы:* Г.Я. Суров, А.Н. Вихарев,  
И.И. Долгова, В.А. Барабанов

Г 47 Гидравлика и гидропривод в примерах и задачах: учеб. пособие. / Г.Я. Суров, А.Н. Вихарев, И.И. Долгова, В.А. Барабанов. – 2<sup>е</sup> изд., перераб. и доп. – Архангельск: Северный (Арктический) федеральный университет, 2010. – 338 с.

ISBN 978-5-261-00493-6

Приведены необходимые теоретические сведения и примеры решения типовых задач по гидравлике, насосам и гидроприводу. Дан определенный справочный материал. Представлены задачи для самостоятельной работы студентов по 14 разделам.

Предназначено для студентов специальности 250401.65 «Лесоинженерное дело», направления 250400 «Технология лесозаготовительных и деревоперерабатывающих производств».

Библиогр. 23 назв.

УДК 532  
ББК 30.123я73

ISBN 978-5-261-00493-6

© Северный (Арктический)  
федеральный университет, 2010

## **ВВЕДЕНИЕ**

Основное назначение учебного пособия «Гидравлика и гидропривод в примерах и задачах» – помочь студентам лесоинженерных специальностей, изучающим гидравлику, выработать навыки применения теоретических знаний для решения конкретных технических задач и тем самым освоить практику гидравлических расчетов.

Пособие включает в себя четырнадцать глав и приложения, содержащие справочный материал.

В каждой главе приведены краткие теоретические сведения и примеры решения типовых задач. Материал логически систематизирован, т.е. каждая последующая глава учебного пособия изложена с учетом материала предыдущих глав.

Кроме того, в каждой главе даны задачи к самостоятельным расчетно-графическим работам для студентов очной, очно-заочной форм обучения и к контрольным работам для студентов заочной формы обучения.

Варианты задач для контрольных работ приведены в прил. 11.

# 1. ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТИ

## Общие сведения

**Жидкость** – это материальная среда (вещество), обладающая свойством текучести, т.е. способностью неограниченно деформироваться под действием приложенных сил. Данное свойство обусловлено диффузией молекул, благодаря чему жидкость не имеет собственной формы и принимает форму того сосуда, в котором она находится.

Жидкости подразделяют на две группы: капельные – практически не сжимаемые и газообразные – легко сжимаемые. Газообразные жидкости, в отличие от капельных, не имеют свободной поверхности – поверхности раздела между жидкостью и газообразной средой.

Для упрощения рассматриваемых явлений и вывода ряда закономерностей в гидравлике, как и в механике твёрдого тела, вводят ряд допущений и гипотез, т.е. прибегают к модельной жидкости. В гипотезе сплошной среды жидкость рассматривается как непрерывная сплошная среда (континуум), полностью занимающая все пространство без разрывов и пустот. Правда, эта гипотеза не пригодна при изучении сильно разреженных газов и кавитации [1], но она позволяет рассматривать все механические характеристики жидкости (плотность, скорость движения, давление) как функции координат точки в пространстве и во времени. Следовательно, любая функция, которая характеризует состояние жидкости, непрерывна и дифференцируема, т.е. при решении задач гидравлики можно использовать математические зависимости и ЭВМ.

**Плотность жидкости**  $\rho$  – масса  $m$  единицы объёма  $V$  однородной жидкости:

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

Размерность  $[\rho] = L^{-3} M$ , где  $L$ ,  $M$  – обобщенные обозначения единиц длины и массы. Единицей плотности в системе СИ является  $кг/м^3$ .

Значения плотности наиболее распространенных жидкостей приведены в прил. 1. Иногда в справочниках приводится относительная плотность вещества.



**Относительная плотность  $\delta$**  – отношение плотности рассматриваемого вещества к плотности стандартного вещества в определенных физических условиях:

$$\delta = \frac{\rho}{\rho_{\text{ст}}}. \quad (1.2)$$

В качестве стандартного вещества принимают: для твёрдых тел и капельных жидкостей – дистиллированную воду плотностью  $1000 \text{ кг/м}^3$  при температуре  $277 \text{ К}$  ( $4 \text{ }^\circ\text{C}$ ) и давлении  $101,3 \text{ кПа}$  ( $760 \text{ мм рт. ст.}$ ); для газов – атмосферный воздух плотностью  $1,2 \text{ кг/м}^3$  при температуре  $293 \text{ К}$  ( $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ), давлении  $101,3 \text{ кПа}$  и относительной влажности  $50 \%$  (стандартные условия) [2].

Для измерения плотности служат приборы: пикнометры, ареометры.

**Сжимаемость** – способность жидкости изменять свой объём  $V$ , а следовательно, и плотность при изменении давления  $p$  и (или) температуры  $t$ .

Плотность капельных жидкостей при температуре и давлении, отличных от начальных,

$$\rho = \frac{\rho_0}{(1 + \beta_t \Delta t - \beta_p \Delta p)}, \quad (1.3)$$

где  $\rho_0$  – плотность жидкости при начальных температуре и давлении;  $\beta_t$  и  $\beta_p$  – коэффициенты температурного расширения и объёмного сжатия, представляющие собой относительные изменения объёма жидкости  $\Delta V$  при изменении соответственно температуры  $\Delta t$  или давления  $\Delta p$  на одну единицу (коэффициенты приведены в прил. 1 при начальных условиях),

$$\beta_t = \frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta t}; \quad (1.4)$$

$$\beta_p = -\frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta p}. \quad (1.5)$$

Знак «минус» в формуле указывает на то, что при увеличении давления объём жидкости уменьшается

Величина, обратная  $\beta_p$ , называется объёмным модулем упругости жидкости:

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

Значения коэффициентов  $\beta_t$  и  $\beta_p$ , а также модуля упругости  $E$  наиболее распространенных жидкостей приведены в прил. 1. При температуре

20 °С средние значения для воды  $\beta_t = 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ,  $\beta_p = 5 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$ , для минеральных масел, применяемых в гидроприводах,  $\beta_t = 7 \cdot 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ,  $\beta_p = 6 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$ . При решении многих практических задач изменением плотности капельных жидкостей при изменении температуры и давления обычно пренебрегают (за исключением задач о гидравлическом ударе, устойчивости и колебании гидравлических систем и других, в которых приходится учитывать сжимаемость жидкости, а также ряда тепловых расчётов, в которых необходим учёт изменения температуры жидкости).

Плотность газообразных жидкостей (газов) в значительной степени зависит от температуры и давления. Используя известное уравнение Клапейрона–Менделеева (уравнение состояния идеального газа)

$$pV = \frac{m}{m_\mu} R_\mu T, \quad (1.7)$$

или

$$pV_y = RT, \quad (1.8)$$

или

$$\frac{p}{\rho} = RT, \quad (1.9)$$

где  $p$  – абсолютное давление;  $V$  – объём;  $m$  – масса;  $m_\mu$  – молярная масса;  $R_\mu$  – универсальная газовая постоянная, равная 8,314 Дж/(моль · К);  $T$  – абсолютная температура;  $V_y = \frac{V}{m}$  – удельный объём;  $R = \frac{R_\mu}{m_\mu}$  – газовая постоянная (для воздуха  $R = 286 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ , для метана  $R = 518 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ),

можно установить зависимость плотности газа от температуры и давления:

$$\rho = \rho_0 \frac{p}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T}, \quad (1.10)$$

где  $\rho$  и  $\rho_0$  – плотности газа соответственно при новых давлении  $p$  и температуре  $T$  и начальных давлении  $p_0$  и температуре  $T_0$ .

В состоянии покоя характерным параметром сжимаемости жидкости служит скорость распространения в ней звуковых колебаний (скорость звука)

$$C_{зв} = \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta \rho}} = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (1.11)$$

где  $\Delta p$  – приращение давления;  $\Delta \rho$  – приращение плотности жидкости.

При температуре воды  $t = 10$  °С и модуле упругости  $E = 2,03 \cdot 10^9$  Па скорость звука в воде

$$C_{зв} = \sqrt{\frac{2,03 \cdot 10^9}{1000}} = 1425 \text{ м/с.}$$

Чем больше скорость звука, тем меньше сжимаемость жидкости и наоборот [3].

Для движущейся жидкости её сжимаемость оценивают числом Маха, т.е. отношением скорости потока  $v$  к скорости звука  $C_{зв}$  :

$$M = \frac{v}{C_{зв}}. \quad (1.12)$$

Если скорость движения жидкости мала по сравнению со скоростью распространения в ней звука, т.е. число Маха значительно меньше единицы, то, независимо от абсолютного значения скорости звука, капельную жидкость при таком движении считают практически несжимаемой.

**Растворимость** – способность жидкости поглощать и растворять газы. Объём газа, растворённого в капельной жидкости,

$$V_{г} = kV_{ж} \frac{p_2}{p_1}, \quad (1.13)$$

где  $V_{г}$  – объём газа при начальном давлении  $p_1$ ;  $V_{ж}$  – объём жидкости при конечном давлении  $p_2$ ;  $k$  – коэффициент растворимости (например, при  $t = 20$  °С коэффициент растворимости воздуха в воде равен 0,016; в минеральном масле – 0,08...0,1).

Местное понижение давления в каком-нибудь узле гидросистемы (во всасывающих линиях насосов, в местных сопротивлениях с высокими скоростями потоков) влечёт за собой выделение в этом месте газа в виде мельчайших пузырьков и образование пены, которая может появляться также при засасывании воздуха в гидросистему через неплотности или при перемешивании жидкости в резервуаре (баке). Наличие газа, и особенно пены, уменьшает плотность рабочей жидкости, увеличивает её сжимаемость, нарушает сплошность потока и нормальную работу гидросистем.

Обычно в рабочей жидкости при работе гидропривода содержится до 6 % нерастворённого воздуха (по объёму); после отстаивания в течение суток содержание воздуха уменьшается до 0,01...0,02 % [4]. При давлении до 0,5 МПа в результате влияния нерастворённого воздуха модуль упругости рабочей жидкости резко снижается, поэтому в гидросистемах рекомендуется иметь подпор в сливных линиях.

**Испаряемость** жидкостей характеризуется давлением насыщенных паров. Давлением насыщенных паров считают то абсолютное давление, при котором жидкость закипает при данной температуре. Следовательно, минимальное абсолютное давление, при котором вещество находится в жидком состоянии, равно давлению насыщенных паров  $p_{н.п}$ , величина которого зависит от рода жидкости и её температуры.

**Парообразование** – свойство капельных жидкостей изменять своё агрегатное состояние на газообразное. Парообразование, происходящее лишь на поверхности капельной жидкости, называется испарением. Парообразование по всему объёму жидкости называется кипением, оно происходит при определённой температуре, зависящей от давления [5].

При давлении в жидкости, равном давлению насыщенного пара  $p_{н.п}$  при данной температуре, происходит изменение состава жидкости, в ней образуются пузырьки и даже полости, наполненные паром и растворённым газом. Пузырьки при достижении свободной поверхности жидкости лопаются, пар улетучивается – происходит **кипение жидкости**.

В жидкости, находящейся в замкнутом пространстве без свободной поверхности, пузырьки пара и газа остаются в ней, и при превышении давления насыщенного пара снова происходит качественное изменение – пар конденсируется, газы растворяются в капельной жидкости. Происходит смыкание полостей (пузырьков), что вызывает рост давления (до нескольких МПа), сопровождающийся характерным шумом. Это явление называется **кавитацией**.

Кавитация в гидроприводах явление крайне вредное, вызывает шум, вибрацию и эрозию (разрушение) стенок труб и проточных частей гидромашин.

**Капиллярность** – способность капельной жидкости, находящейся в трубке малого диаметра (капилляре), подниматься выше свободной поверхности в резервуаре (рис. 1.1, а), образуя

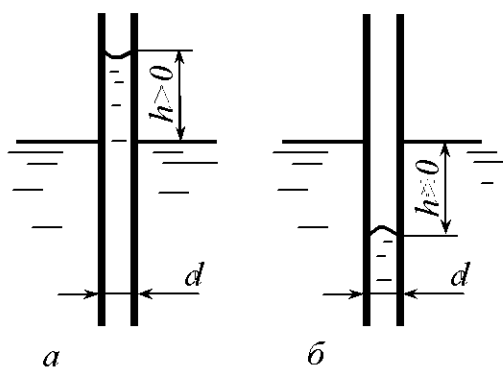


Рис. 1.1

вогнутый мениск, если жидкость смачивает стенки трубы, или опускаться ниже свободной поверхности (рис. 1.1, б), образуя выпуклый мениск, если жидкость не смачивает стенки трубки. Эта способность обусловлена её поверхностным натяжением и молекулярными силами взаимодействия между жидкостью и стенками трубки.

Высота поднятия или опускания жидкости в трубке, мм,

$$h = \frac{2\sigma}{\rho g r} = \frac{4\sigma}{\rho g d} = \frac{k}{d}, \quad (1.14)$$

где  $\sigma$  – поверхностное натяжение;  $\rho$  – плотность жидкости;  $d = 2r$  – внутренний диаметр трубки, мм;  $k = \frac{4\sigma}{\rho g}$  – постоянная для каждой конкретной жидкости: для воды  $k = +30 \text{ мм}^2$ , для спирта  $k = +11,5 \text{ мм}^2$ , для ртути  $k = -10 \text{ мм}^2$ .

Вследствие поверхностного натяжения жидкость, имеющая криволинейную поверхность, испытывает дополнительное давление

$$p_{\text{пов}} = \rho g h = \frac{2\sigma}{r}.$$

Высоту подъёма (или опускания) жидкости между параллельными стеклянными пластинами, расстояние между которыми  $a$  (мм), можно определить по формуле

$$h = \frac{k}{2a}. \quad (1.15)$$

**Вязкость** – свойство жидкости оказывать сопротивление перемещению (сдвигу) одной его части относительно другой.

Если предположить, что поток состоит из отдельных слоев бесконечно малой толщины  $dy$  (рис. 1.2), то скорости этих слоев будут изменяться по некоторому закону от нулевого значения у дна до максимального значения у поверхности. Пусть скорости соседних слоев равны  $u$  и  $u + du$ .

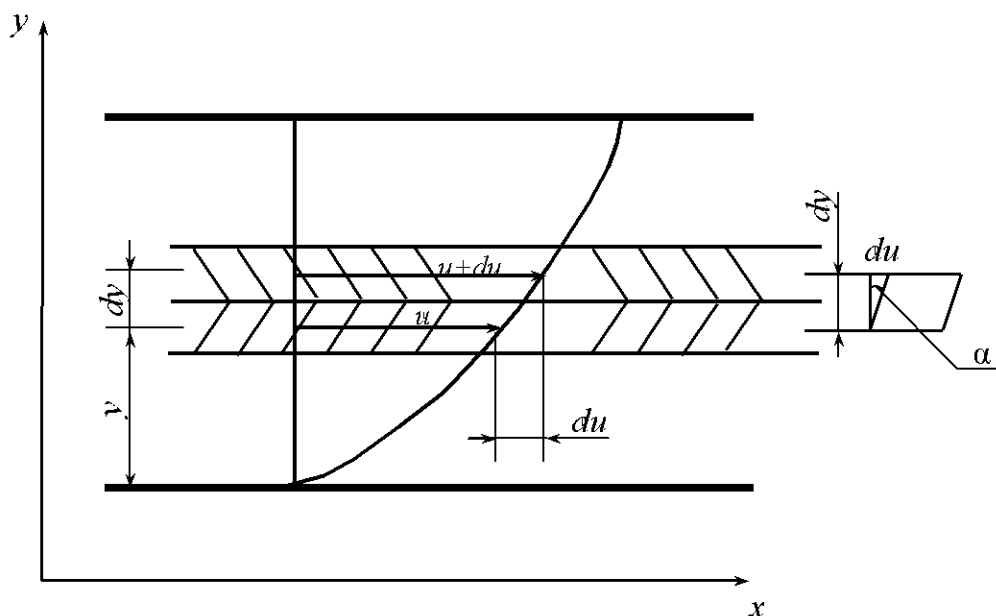


Рис. 1.2

В прямолинейном движении  $du$  можно рассматривать как скорость деформации, а приращение скорости  $du$ , соответствующее приращению координаты  $dy$  (называемое градиентом скорости), как угловую скорость деформации  $\frac{du}{dy} = \operatorname{tg}\alpha$ .

Сила внутреннего трения  $F$ , возникающая между двумя слоями движущейся прямолинейно жидкости, прямо пропорциональна площади поверхности  $S$  соприкасающихся слоев, градиенту скорости  $\frac{du}{dy}$ , а также зависит от рода жидкости и температуры:

$$F = \pm\mu S \frac{du}{dy}, \quad (1.16)$$

где  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости, зависящий от рода жидкости и температуры.

Касательное напряжение в жидкости

$$\tau = \lim_{S \rightarrow 0} \frac{F}{S} = \pm\mu \frac{du}{dy}. \quad (1.17)$$

Так как  $F$  и  $\tau$  всегда положительны, то выражения (1.16) и (1.17) имеют знак «плюс», если  $\frac{du}{dy}$  положительно, и знак «минус», если  $\frac{du}{dy}$  отрицательно.

Динамический коэффициент вязкости численно равен касательному напряжению  $\tau$  при градиенте скорости  $\frac{du}{dy} = 1$ , т.е. имеет вполне определенный физический смысл и полностью характеризует вязкость жидкости. Размерность  $[\mu] = L^{-1}MT^{-1}$  ( $T$  – обозначение времени). Единица динамического коэффициента вязкости в системе СИ – паскаль · секунда (Па · с). Также применяют пуаз (П):

$$1 \text{ П} = 1 \text{ г}/(\text{см} \cdot \text{с}) = 1 \text{ дин} \cdot \text{с}/\text{см}^2 = 0,1 \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

При выполнении технических расчётов в гидравлике используют кинематический коэффициент вязкости  $\nu$ , представляющий собой отношение динамического коэффициента вязкости жидкости  $\mu$  к ее плотности  $\rho$ :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (1.18)$$

Размерность  $[\nu] = L^2 T^{-1}$ . Единица кинематического коэффициента вязкости в системе СИ –  $m^2/c$ . Также применяют стокс (Ст) и сантистокс (сСт):

$$1 \text{ Ст} = 1 \text{ см}^2/\text{с} = 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}; 1 \text{ сСт} = 1 \text{ мм}^2/\text{с} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Значения динамического и кинематического коэффициентов вязкости приведены в прил. 1.

Для определения вязкости применяют приборы, называемые вискозиметрами. Вязкости жидкостей, более вязких, чем вода (масла, нефтепродукты и др.), определяют вискозиметром Энглера (рис. 1.3), состоящим из двух сосудов, пространство между которыми заполнено водой для поддержания требуемой температуры. В сферическом дне внутреннего сосуда 1 укреплена трубка 2 малого диаметра, выведенная через дно наружного сосуда 3. Отверстие в трубке в нормальном положении закрыто клапаном 4. Во внутренний сосуд до определённого уровня наливают испытываемую жидкость 5 и с помощью нагревательного устройства подогревают воду 6 в наружном сосуде. Повышение температуры воды вызывает повышение температуры испытываемой жидкости до требуемого значения температуры  $t$ , которое фиксируется термометром 7. После этого клапан открывают и с помощью мерной колбы и секундомера замеряют время истечения  $200 \text{ см}^3$  испытываемой жидкости. Аналогичный опыт проводят с дистиллированной водой при температуре  $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Отношение времени истечения испытываемой жидкости  $T_{\text{и.ж}}$  к времени истечения дистиллированной воды  $T_{\text{д.в}}$  соответствует числу градусов условной вязкости ( $^\circ\text{ВУ}$ ) или градусов Энглера ( $^\circ\text{Е}$ ):

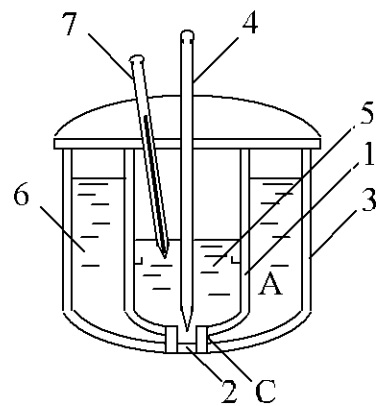


Рис. 1.3

$$^\circ\text{ВУ} = ^\circ\text{Е} = \frac{T_{\text{и.ж}}}{T_{\text{д.в}}}. \quad (1.19)$$

Пересчёт вязкости, выраженной в градусах Энглера, в единицы измерения СИ ( $m^2/c$ ) производится по формуле

$$\nu = \left( 0,0731^\circ\text{ВУ} - \frac{0,0631}{^\circ\text{ВУ}} \right) 10^{-4}. \quad (1.20)$$

Вязкость зависит от рода жидкости, её температуры и давления (прил. 1). Для расчёта вязкости минеральных масел, применяемых в гидро-

приводах, в интервале значений температур от 30 до 150 °С и вязкости до 10 °ВУ пользуются зависимостью

$$v_t = v_{50} \left( \frac{50}{t} \right)^n, \quad (1.21)$$

где  $v_t$ ,  $v_{50}$  – кинематический коэффициент вязкости масла соответственно при данной температуре  $t$  и температуре 50 °С;  $n$  – показатель степени, зависящий от вязкости масла, выраженной в °ВУ, при температуре 50 °С:

°ВУ <sub>50</sub>	1,2	1,5	1,8	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n$	1,39	1,59	1,72	1,79	1,99	2,13	2,24	2,32	2,42	2,49	2,52	2,56

В интервале давления от 0 до 50 МПа вязкость минеральных масел, применяемых в гидроприводах, изменяется практически линейно и вычисляется по формуле

$$v_p = v_0(1 + k_p p), \quad (1.22)$$

где  $v_p$ ,  $v_0$  – кинематические коэффициенты вязкости масла соответственно при давлении  $p$  (МПа) и атмосферном;  $k_p$  – опытный коэффициент, зависящий от марки масла: для лёгких масел ( $v < 15 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с)  $k_p = 0,02$ , для тяжёлых ( $v > 15 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с)  $k_p = 0,03$ .

Кинематический коэффициент вязкости воды в зависимости от температуры определяется по формуле

$$v = \frac{0,0178}{1 + 0,0337t + 0,000221t^2} 10^{-4} \text{ [м}^2\text{/с]}, \quad (1.23)$$

где  $t$  – температура воды, °С.

### Примеры решения задач

**Задача 1.1.** Определить плотность жидкости  $\rho_{ж}$ , полученной смешиванием объёма жидкости  $V_1 = 0,018$  м<sup>3</sup> (18 л) плотностью  $\rho_1 = 850$  кг/м<sup>3</sup> и объёма жидкости  $V_2 = 0,025$  м<sup>3</sup> (25 л) плотностью  $\rho_2 = 900$  кг/м<sup>3</sup>.

*Решение.* Плотность полученной жидкости находим из соотношения суммарных массы и объёма:

$$\rho_{ж} = \frac{\rho_1 V_1 + \rho_2 V_2}{V_1 + V_2} = \frac{850 \cdot 0,018 + 900 \cdot 0,025}{0,018 + 0,025} = 879 \text{ кг/м}^3.$$



**Задача 1.2.** Определить плотность морской воды  $\rho_{\text{м.в}}$  на глубине, где приращение давления составляет  $\Delta p = 10,3$  МПа. Плотность морской воды на поверхности  $\rho_{\text{м.в}0} = 1030$  кг/м<sup>3</sup>, а объёмной модуль упругости  $E_{\text{м.в}} = 2 \cdot 10^9$  МПа.

*Решение.* Используем выражение (1.3) в виде

$$\rho_{\text{м.в}} = \rho_{\text{м.в}0} \left( 1 + \frac{1}{E_{\text{м.в}}} \Delta p \right) = 1030 \left( 1 + \frac{1}{2 \cdot 10^9} 10,3 \cdot 10^6 \right) = 1035,30 \text{ кг/м}^3.$$

**Задача 1.3.** Стальной трубопровод длиной  $l = 500$  м и диаметром  $d = 0,4$  м испытывается на прочность гидравлическим способом. Определить объём воды  $\Delta V$ , который необходимо подать в трубопровод за время испытаний для подъёма давления от  $p_1 = 0,2$  МПа до  $p_2 = 6,0$  МПа. Деформацию материала труб не учитывать. Модуль объёмной упругости воды  $E$  принять равным 2060 МПа.

*Решение.* Объём жидкости при начальном давлении  $p_1$  равен сумме объёма воды в трубопроводе  $V_{\text{тр}}$  и дополнительно закачанного объёма  $\Delta V$ . Тогда  $V = V_{\text{тр}} + \Delta V$ . С учетом этого формула (1.5) принимает вид

$$\beta_p = \frac{\Delta V}{(V_{\text{тр}} + \Delta V) \Delta p},$$

откуда

$$\begin{aligned} \Delta V &= \frac{V_{\text{тр}} \beta_p \Delta p}{1 - \beta_p \Delta p} = \frac{V_{\text{тр}} \Delta p}{E \left( 1 - \frac{\Delta p}{E} \right)} = \frac{\pi d^2 l \Delta p}{4(E - \Delta p)} = \frac{3,14 \cdot 0,4^2 \cdot 500 \cdot 5,8 \cdot 10^6}{4(2060 \cdot 10^6 - 5,8 \cdot 10^6)} = \\ &= 0,1773 \text{ м}^3 = 177,3 \text{ л.} \end{aligned}$$

**Задача 1.4.** Максимальная высота заполнения цилиндрического вертикального резервуара мазутом  $H = 6$  м, его диаметр  $D = 4$  м (рис. 1.4). Определить массу мазута, которую можно налить в резервуар, если его температура может подняться до  $t_1 = 40$  °С. Плотность мазута при температуре  $t_0 = 15$  °С  $\rho_0 = 920$  кг/м<sup>3</sup>. Деформацией материала стенок резервуара можно пренебречь. Коэффициент температурного расширения мазута  $\beta_t = 0,0008$  °С<sup>-1</sup>.

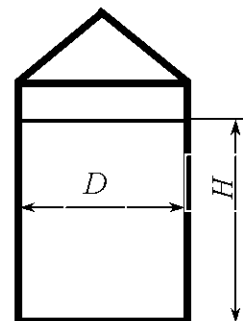


Рис. 1.4

*Решение.* При повышении температуры мазут расширяется и его объём увеличивается. Обозначим:  $V_0$  и  $H_0$  – соответственно объём и высота наполнения бака мазутом при температуре  $t = 15^\circ\text{C}$ ;  $V_1$  и  $H_1$  – то же, но при температуре  $t_1 = 40^\circ\text{C}$ . Причём  $H_1$  не может быть больше  $H$  по условию.

В соответствии с формулой (1.4) имеем

$$\beta_t = \frac{\Delta V}{V_0} \cdot \frac{1}{\Delta t} = \frac{V_1 - V_0}{V_0} \cdot \frac{1}{\Delta t} = \frac{\frac{\pi D^2}{4} H_1 - \frac{\pi D^2}{4} H_0}{\frac{\pi D^2}{4} H_0} \cdot \frac{1}{\Delta t} = \frac{H_1 - H_0}{H_0} \cdot \frac{1}{\Delta t},$$

откуда принимаем  $H_1 = H = 6$  м и  $\Delta t = t_1 - t_0 = 40 - 15 = 25^\circ\text{C}$ . Получаем

$$H_0 = \frac{H_1}{1 + \beta_t \cdot \Delta t} = \frac{6}{1 + 0,0008 \cdot 25} = 5,88 \text{ м.}$$

Масса мазута, которую можно залить в резервуар,

$$m = \rho_0 V_0 = \rho_0 \frac{\pi D^2}{4} H_0 = 920 \frac{3,14 \cdot 4^2}{4} \cdot 5,88 = 67945 \text{ кг.}$$

**Задача 1.5.** Кольцевая щель между двумя цилиндрами диаметрами  $D = 200$  мм и  $d = 192$  мм залита трансформаторным маслом ( $\rho_m = 915 \text{ кг/м}^3$ ) при температуре  $t = 20^\circ\text{C}$  (рис. 1.5). Внутренний цилиндр вращается равномерно с частотой  $n = 110 \text{ мин}^{-1}$ . Определить динамический  $\mu$  и кинематический  $\nu$  коэффициенты вязкости масла, если момент, приложенный к внутреннему цилиндру,  $M = 0,06 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , а высота столба жидкости в щели между цилиндрами  $h = 100$  мм. Трением основания внутреннего цилиндра пренебречь.

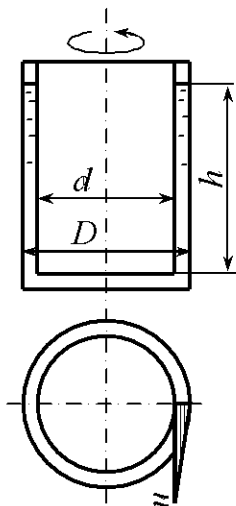


Рис. 1.5

*Решение.* Щель между цилиндрами будем считать плоской, так как выполняется условие

$$\delta = \frac{D - d}{2} \ll d.$$

Допускаем, что скорость  $u$  в зазоре возрастает от 0 (у стенки наружного цилиндра) до  $u = \frac{\pi d n}{60}$  (у стенки внутреннего цилиндра) по линейному закону.

Поэтому градиент скорости

$$\frac{du}{dy} = \frac{u}{\delta} = \frac{\pi dn^2}{60(D-d)}$$

Сила трения  $F$ , приложенная к внутреннему цилиндру,

$$F = \mu S \frac{du}{dy} = \mu \pi dh \frac{\pi dn^2}{30(D-d)},$$

где  $S = \pi dh$  – площадь поверхности трения внутреннего цилиндра (без учета площади торца).

Силу трения можно определить как частное от деления крутящего момента  $M$  на плечо  $r = \frac{d}{2}$ :

$$F = \frac{2M}{d}.$$

Произведя подстановку, находим динамический коэффициент вязкости

$$\mu = \frac{60M(D-d)}{\pi^2 d^3 nh} = \frac{60 \cdot 0,06(0,200 - 0,192)}{3,14^2 \cdot 0,192^3 \cdot 110 \cdot 0,100} = 0,0375 \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Кинематический коэффициент вязкости масла

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{0,0375}{915} = 0,41 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}.$$

**Задача 1.6.** Определить мощность, затрачиваемую на преодоление трения в подшипнике при вращении вала. Частота вращения вала  $n = 15 \text{ с}^{-1}$ . Диаметр шейки (цапфы) вала  $d = 100 \text{ мм}$ , длина  $l = 120 \text{ мм}$ , толщина слоя смазки между цапфой и подшипником  $\delta = 0,15 \text{ мм}$ . Кинематический коэффициент вязкости масла  $\nu_M = 0,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ , плотность  $\rho_M = 915 \text{ кг/м}^3$ . Считать, что вал вращается в подшипнике соосно, а скорость движения жидкости в слое масла изменяется по линейному закону (рис. 1.6).

*Решение.* Скорость жидкости  $u$  поверхности цапфы

$$u = \pi dn = 3,14 \cdot 0,1 \cdot 15 = 4,71 \text{ м/с}.$$

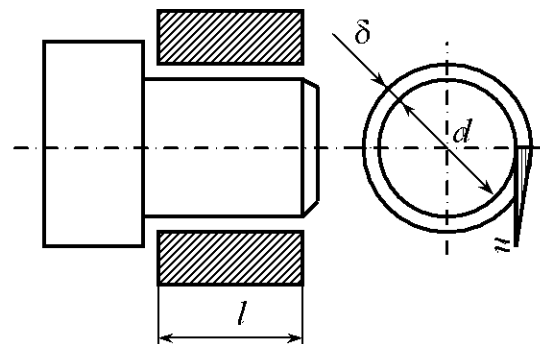


Рис. 1.6

Градиент скорости в слое смазки при её линейном изменении

$$\frac{du}{dy} = \frac{u}{\delta} = \frac{4,71}{0,15 \cdot 10^{-3}} = 31,4 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}.$$

Площадь поверхности трения цапфы

$$S = \pi dl = 3,14 \cdot 0,1 \cdot 0,12 = 0,03768 \text{ м}^2.$$

Коэффициент динамической вязкости масла

$$\mu_M = \rho_M \nu_M = 915 \cdot 0,7 \cdot 10^{-4} = 640,5 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Сила трения в подшипнике

$$F = \mu \frac{du}{dy} S = 640,5 \cdot 10^{-4} \cdot 31,4 \cdot 10^3 \cdot 0,03768 = 75,8 \text{ Н}.$$

Момент силы трения относительно цапфы

$$M = F \frac{d}{2} = 75,8 \cdot \frac{0,1}{2} = 3,79 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Мощность, теряемая на преодоление трения в подшипнике,

$$N = M \bar{\omega}_y = 3,79 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 15 = 357 \text{ Вт},$$

где  $\bar{\omega}_y = 2\pi n$  – угловая скорость вращения.

**Задача 1.7.** Схема ротационного вискозиметра изображена на рис. 1.7.

В цилиндре 1 установлен барабан 2, вращающийся под действием опускающегося груза 3. Цилиндр закреплён на основании 4. В цилиндр заливается

жидкость плотностью  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ , вязкость которой необходимо определить.

Вес груза  $G = 75 \text{ Н}$ , диаметры: цилиндра  $D_{\text{ц}} = 250 \text{ мм}$ , барабана  $D_{\text{б}} = 248 \text{ мм}$ ,

шкива  $d = 200 \text{ мм}$ . Глубина погружения барабана в жидкость  $l_{\text{б}} = 300 \text{ мм}$ . Время опускания груза  $10 \text{ с}$ , путь  $l_{\text{гр}} = 350 \text{ мм}$ .

*Решение.* Момент силы тяжести опускающегося груза, прикладываемый к барабану,

$$M_{\text{гр}} = G \frac{d}{2}.$$

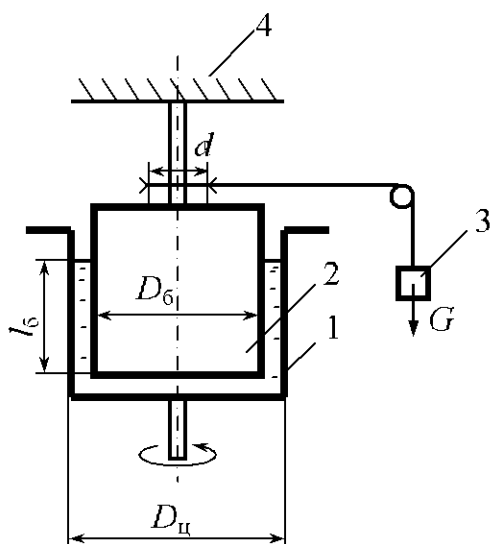


Рис. 1.7

Момент силы трения вращающегося барабана в масле

$$M_{\text{тр}} = F_{\text{тр}} \frac{D_{\delta}}{2}.$$

Приравняв моменты  $M_{\text{гр}}$  и  $M_{\text{тр}}$ , определяем силу трения:

$$F_{\text{тр}} = \frac{Gd}{D_{\delta}}.$$

В свою очередь, сила трения вращающегося барабана

$$F_{\text{тр}} = \mu \frac{du}{dy} S,$$

откуда определяем динамический коэффициент вязкости испытываемой жидкости

$$\mu = \frac{F_{\text{тр}}}{\frac{du}{dy} S} = \frac{\frac{Gd}{D_{\delta}}}{\frac{u}{\delta} S},$$

где  $u = v_{\delta}$  – линейная скорость движения образующей барабана,  $v_{\delta} = \omega_y \frac{D_{\delta}}{2}$ ;  $\omega_y$  – угловая скорость вращения,  $\omega_y = \frac{v \cdot 2}{d}$ ;  $v$  – скорость опускания груза (принимая движение груза равномерное),  $v = \frac{l_{\text{тр}}}{t}$ ;  $S$  – площадь поверхности трения барабана (без учёта площади торца),  $S = \pi D_{\delta} l_{\delta}$ ;  $\delta$  – толщина слоя жидкости,  $\delta = \frac{D_{\text{ц}} - D_{\delta}}{2}$ .

Имеем:

$$v = \frac{0,35}{10} = 0,035 \text{ м/с};$$

$$\omega_y = \frac{0,035 \cdot 2}{0,2} = 0,35 \text{ с}^{-1};$$

$$u = 0,35 \frac{0,248}{2} = 0,0434 \text{ м/с};$$

$$S = 3,14 \cdot 0,248 \cdot 0,3 = 0,234 \text{ м}^2.$$

Динамический коэффициент вязкости

$$\mu = \frac{75 \cdot 0,2 / 0,248}{0,0434 / 0,001 \cdot 0,234} = 5,96 \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Кинематический коэффициент вязкости

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{5,9}{900} = 0,0066 \text{ м}^2/\text{с}.$$

### Задачи для самостоятельного решения

1.1. Канистра (сосуд), наполненная бензином и не содержащая воздуха, нагрелась на солнце до температуры  $t_2 = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ . Определить приращение давления внутри канистры при условии, что она абсолютно жёсткая. Начальная температура бензина  $t_1 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ . Модуль объёмной упругости бензина  $E_6 = 1300 \text{ МПа}$ , коэффициент температурного расширения  $\beta_t = 8 \cdot 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ .

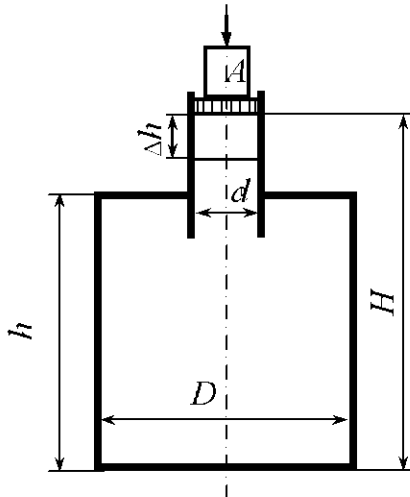


Рис. 1.8

1.2. Определить модуль объёмной упругости жидкости  $E$ , если под действием груза  $A$  массой 250 кг поршень переместился на расстояние  $\Delta h = 5 \text{ мм}$ . Начальная высота положения поршня (без груза)  $H = 1,5 \text{ м}$ , диаметр поршня  $d = 80 \text{ мм}$ , резервуара  $D = 300 \text{ мм}$ , высота резервуара  $h = 1,3 \text{ м}$ . Весом поршня можно пренебречь. Резервуар считать абсолютно жёстким (рис. 1.8).

1.3. Сосуд заполнен водой, занимающей объём  $V = 2,5 \text{ м}^3$ . На сколько уменьшится этот объём при увеличении давления на  $\Delta p = 3 \text{ МПа}$ , коэффициент объёмного сжатия  $\beta_p = 0,475 \cdot 10^{-9} \text{ Па}^{-1}$ .

1.4. При гидравлическом испытании трубопровода длиной  $L = 1000 \text{ м}$ , диаметром  $d = 100 \text{ мм}$  давление поднималось от  $p_1 = 1 \text{ МПа}$  до  $p_2 = 1,5 \text{ МПа}$ . Определить объём жидкости  $\Delta V$ , который был дополнительно закачан в трубопровод. Коэффициент объёмного сжатия  $\beta_p = 4,75 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$ .

1.5. Сосуд заполнен водой, занимающей объём  $V = 2 \text{ м}^3$ . Как изменится этот объём при увеличении давления на  $\Delta p = 3 \text{ МПа}$ ? Коэффициент объёмного сжатия принять равным  $\beta_p = 4,75 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$ .

1.6. При гидравлическом испытании трубопровода диаметром  $d = 0,4$  м и длиной  $L = 20$  м давление воды сначала было  $p_1 = 5,5$  МПа. Через час давление упало до  $p_2 = 5,0$  МПа. Определить, пренебрегая деформацией трубопровода, сколько воды вытекло при этом через неплотности. Коэффициент объёмного сжатия принять равным  $\beta_p = 4,75 \cdot 10^{-10}$  Па<sup>-1</sup>.

1.7. Резервуар наполнен до краёв нефтью при температуре  $t_1 = 15$  °С. Определить, какой объём  $\Delta V$  нефти выльется при повышении температуры до  $t_2 = 30$  °С. Объём резервуара  $V_p = 1$  м<sup>3</sup>. Коэффициент температурного расширения нефти  $\beta_t = 0,00064$  °С<sup>-1</sup>, а её плотность  $\rho = 950$  кг/м<sup>3</sup>.

1.8. Как изменится объём воды в системе отопления, имеющей вместимость  $V = 100$  м<sup>3</sup>, после подогрева воды от начальной температуры  $t_1 = 15$  °С до  $t_2 = 95$  °С. Коэффициент температурного расширения воды принять  $\beta_t = 6 \cdot 10^{-4}$  °С<sup>-1</sup>.

1.9. В вертикальном цилиндрическом резервуаре диаметром  $D = 4$  м хранится нефть, масса которой  $M = 100000$  кг, а плотность  $\rho = 950$  кг/м<sup>3</sup> при температуре  $t_1 = 0$  °С. Определить колебания уровня  $\Delta h$  нефти в резервуаре при изменениях температуры до  $t_2 = +30$  °С. Деформацию материала резервуара не учитывать. Коэффициент температурного расширения  $\beta_t = 0,00072$  °С<sup>-1</sup>.

1.10. Автоклав вместимостью  $V = 0,01$  м<sup>3</sup> наполнен водой и герметически закрыт. Определить, пренебрегая деформацией материала автоклава, повышение давления в нём при изменении (увеличении) температуры на  $\Delta t = 40$  °С, если коэффициент температурного расширения воды  $\beta_t = 0,00018$  °С<sup>-1</sup>, а коэффициент объёмного сжатия  $\beta_p = 4,19 \cdot 10^{-10}$  Па<sup>-1</sup>.

1.11. Автоклав с диаметром цилиндрической части  $d = 1,5$  м и длиной  $l = 3,5$  м имеет днище и крышку в форме полусферы. Определить объём воды  $\Delta V$ , который требуется дополнительно закачать в него для того, чтобы давление возросло от 0 до 100 МПа. Коэффициент объёмного сжатия воды  $\beta_p = 4,19 \cdot 10^{-10}$  Па<sup>-1</sup>. Деформацией автоклава пренебречь.

1.12. В автоклав вместимостью  $V = 0,05$  м<sup>3</sup> под давлением закачено  $V_1 = 0,0505$  м<sup>3</sup> эфира. Определить, пренебрегая деформацией стенок ав-

токлава, повышение давления  $\Delta p$ , если коэффициент объёмного сжатия эфира  $\beta_p = 1,95 \cdot 10^{-9} \text{ Па}^{-1}$ .

1.13. Определить падение давления масла в напорной линии гидропривода вместимостью  $V = 0,15 \text{ м}^3$ , если утечки масла  $\Delta V = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ , а коэффициент объёмного сжатия  $\beta_p = 7,5 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$ . Деформацией элементов гидропривода пренебречь.

1.14. Определить повышение давления, при котором начальный объём воды уменьшится на 3 %. Коэффициент объёмного сжатия воды  $\beta_p = 4,85 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$ .

1.15. При испытании гидравлической системы давление в ней повысилось от  $p_1 = 1 \text{ МПа}$  до  $p_2 = 10 \text{ МПа}$ . Вместимость системы  $0,250 \text{ м}^3$ , коэффициент объёмного сжатия  $\beta_p = 7,5 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$ . Определить, какой объём был закачен дополнительно в гидросистему. Деформацией элементов гидросистемы пренебречь.

1.16. При гидравлических испытаниях (проверке герметичности) подземного трубопровода длиной  $L = 500 \text{ м}$ , диаметром  $d = 0,10 \text{ м}$  давление в нём повысилось от  $p_1 = 0$  до  $p_2 = 1,0 \text{ МПа}$ . Пренебрегая деформацией стенок трубопровода, определить объём воды, которую необходимо дополнительно закачать в трубопровод. Модуль объёмной упругости воды принять равным  $E = 2000 \text{ МПа}$ .

1.17. Водопровод лесного посёлка длиной  $L = 1500 \text{ м}$  и диаметром  $d = 150 \text{ мм}$  испытывается на прочность гидравлическим способом. Определить объём воды, который необходимо дополнительно закачать в трубопровод за время испытаний для подъёма давления от  $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$  до  $p_2 = 5 \text{ МПа}$ . Деформацию стенок трубопровода не учитывать. Модуль объёмной упругости воды  $E = 2060 \text{ МПа}$ .

1.18. В трубопровод вместимостью  $50 \text{ м}^3$  во время испытаний было дополнительно закачено  $0,05 \text{ м}^3$  воды. Определить приращение давления в трубопроводе, если модуль объёмной упругости воды  $E = 2 \cdot 10^9 \text{ Па}$ .

1.19. Вязкость нефти, определённая вискозиметром, составила  $4 \text{ }^\circ\text{ВУ}$ , а её плотность  $\rho_n = 880 \text{ кг/м}^3$ . Определить кинематический и динамический коэффициенты вязкости нефти.



1.20. Вязкость трансформаторного масла, определённая вискозиметром, составила  $4 \text{ }^\circ\text{ВУ}$ . Плотность масла  $\rho_m = 910 \text{ кг/м}^3$ . Определить кинематический и динамический коэффициенты вязкости масла.

1.21. При экспериментальном определении вязкости минерального масла вискозиметром получено: время истечения  $200 \text{ см}^3$  дистиллированной воды при температуре  $20 \text{ }^\circ\text{С}$   $t_1 = 51,2 \text{ с}$ , время истечения  $200 \text{ см}^3$  масла  $t_2 = 163,4 \text{ с}$ . Определить кинематический коэффициент вязкости масла.

1.22. Динамический коэффициент вязкости масла плотностью  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$  при температуре  $t = 50 \text{ }^\circ\text{С}$  равен  $\mu = 0,06 \text{ Па} \cdot \text{с}$ . Определить его кинематический коэффициент вязкости.

1.23. Кинематический коэффициент вязкости нефти при температуре  $t = 10 \text{ }^\circ\text{С}$  составляет  $\nu = 12 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ . Определить динамический коэффициент вязкости нефти плотностью  $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$ .

1.24. Определить плотность жидкости, если пикнометр (прибор для определения плотности) обладает массой  $M_{\text{п}} = 100 \text{ г}$ , а с налитой в него жидкостью  $M = 1100 \text{ г}$ . Объём налитой жидкости  $V = 1000 \text{ см}^3$ .

1.25. Винтовой плунжерный пресс (рис. 1.9) для тарировки манометров работает на масле с коэффициентом объёмного сжатия  $\beta_p = 0,625 \cdot 10^{-9} \text{ Па}^{-1}$ . Определить, на сколько оборотов надо повернуть маховик винта, чтобы поднять давление внутри пресса на  $\Delta p = 0,1 \text{ МПа}$ , если начальный объём рабочей камеры пресса  $V = 628 \text{ см}^3$ , диаметр плунжера  $d = 20 \text{ мм}$ , шаг винта  $h = 2 \text{ мм}$ . Стенки рабочей камеры считать недеформируемыми.

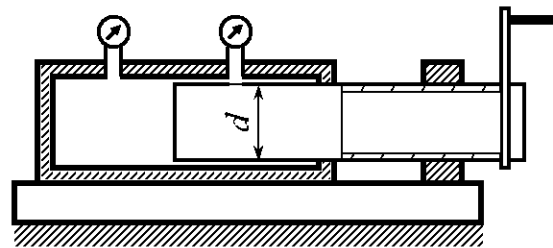


Рис. 1.9

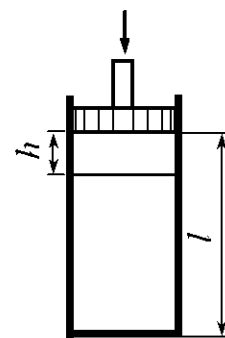


Рис. 1.10

1.26. Минеральное масло сжималось в стальной цилиндрической трубке (рис. 1.10). Пренебрегая деформацией трубки, определить коэффициент объёмного сжатия  $\beta_p$  и модуль упругости масла  $E$ , если ход поршня составил  $h = 3,7 \text{ мм}$ , а давление в жидкости возросло на  $\Delta p = 5 \text{ МПа}$ , высота налива масла  $l = 1000 \text{ мм}$ .

1.27. Резервуар заполнен жидкостью, объём которой  $V = 8,0 \text{ м}^3$ . Определить коэффициент температурного расширения жидкости  $\beta_t$ , если при увеличении температуры от  $t_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$  до  $t_2 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ , объём жидкости увеличился на 6 л.

1.28. Цилиндрический резервуар, поставленный вертикально, заполнен минеральным маслом на высоту  $H_1 = 3 \text{ м}$ . Определить изменение высоты  $\Delta H$  уровня масла при изменении его температуры от  $t_1 = 0$  до  $t_2 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ . Температурный коэффициент расширения масла  $\beta_t = 0,0008 \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ . Деформацией стенок резервуара пренебречь.

1.29. Сосуд, заполненный водой и не содержащий воздуха, герметически закрыт. Давление в сосуде  $p_1 = 0,03 \text{ МПа}$  при температуре  $t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Определить давление в сосуде  $p_2$  при повышении температуры воды до  $t_2 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ . Деформацией стенок и изменением плотности жидкости от температуры пренебречь. Модуль объёмной упругости воды принять равным  $E = 2000 \text{ МПа}$ , коэффициент температурного расширения  $\beta_t = 0,2 \cdot 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ .

1.30. Определить плотность жидкости  $\rho$ , полученной смешиванием объёма жидкости  $V_1 = 0,02 \text{ м}^3$  плотностью  $\rho_1 = 910 \text{ кг/м}^3$  и объёма жидкости  $V_2 = 0,03 \text{ м}^3$  плотностью  $\rho_2 = 850 \text{ кг/м}^3$ .

1.31. В системе охлаждения двигателя внутреннего сгорания при температуре  $t_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$  содержится  $V = 10 \text{ л}$  воды. Определить объём воды, который дополнительно войдёт в расширительный бачок при повышении температуры до  $t_2 = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ . Коэффициент температурного расширения  $\beta_t = 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ .

1.32. Определить изменение плотности воды при увеличении давления от  $p_1 = 100 \text{ кПа}$  до  $p_2 = 10000 \text{ кПа}$ . При изменении давления температура воды не изменяется, коэффициент объёмного сжатия  $\beta_p = 5 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$ .

1.33. Определить изменение плотности воды при изменении температуры от  $t_1 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$  до  $t_2 = 95 \text{ }^\circ\text{C}$ .

1.34. Как изменится объём воды при увеличении высоты подъёма его над уровнем моря от  $H_1 = 50$  м до  $H_2 = 95$  м. Коэффициент объёмного сжатия воды  $\beta_p = 5 \cdot 10^{-10}$  Па<sup>-1</sup>.

1.35. В отопительной системе дома содержится  $V = 0,4$  м<sup>3</sup> воды при температуре  $t_1 = 20$  °С. Определить объём воды, который дополнительно войдёт в расширительный бачок при повышении температуры до  $t_2 = 90$  °С.

1.36. Определить плотность топливной смеси (по весу) при следующем составе: керосин ( $\rho_k = 775$  кг/м<sup>3</sup>) – 40 %, мазут ( $\rho_m = 870$  кг/м<sup>3</sup>) – 60 %.

1.37. Определить плотность топливной смеси (по объёму) при следующем составе: керосин ( $\rho_k = 775$  кг/м<sup>3</sup>) – 40 %, мазут ( $\rho_m = 870$  кг/м<sup>3</sup>) – 60 %.

1.38. По металлическому стержню, установленному вертикально и смазанному минеральным маслом, скользит вниз равномерно под действием собственного веса втулка. Диаметр стержня  $d = 118$  мм, внутренний диаметр втулки  $D = 120$  мм, длина втулки  $l = 100$  мм. Определить вес втулки при условии, что скорость движения втулки по стержню не должна превышать 0,6 м/с.

1.39. Кольцевая щель между двумя цилиндрами  $d = 192$  мм и  $D = 200$  мм залита трансформаторным маслом  $\rho_m = 915$  кг/м<sup>3</sup>. Внутренний цилиндр вращается равномерно с частотой  $n = 110$  мин<sup>-1</sup> (рис. 1.5). Определить касательные напряжения в жидкости, если момент, приложенный к внутреннему цилиндру,  $M = 0,06$  Н·м, а высота столба жидкости в щели между цилиндрами  $h = 100$  мм. Трением основания внутреннего цилиндра пренебречь.

1.40. Определить среднюю толщину отложений в герметичном водоводе внутренним диаметром  $d = 0,3$  м и длиной  $l = 2$  км. При выпуске воды объёмом  $\Delta V = 0,05$  м<sup>3</sup> давление в водоводе падает на  $\Delta p = 1$  МПа. Отложения по диаметру и длине водовода распределены равномерно. Коэффициент объёмного сжатия воды  $\beta_p = 5 \cdot 10^{-10}$  Па<sup>-1</sup>.

1.41. Стальной водовод диаметром  $d = 0,4$  м и длиной  $l = 1$  км, проложенный открыто, находится под давлением  $p = 2$  МПа при температуре

воды  $t_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ . Определить давление воды в водоводе при повышении температуры до  $t_2 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$  в результате наружного прогрева.

1.42. Определить высоту поднятия воды в стеклянном капилляре диаметром  $d = 1 \text{ мм}$  при нормальных условиях.

1.43. Определить давление внутри капли воды диаметром  $d = 1 \text{ мм}$ , которое создают силы поверхностного натяжения при нормальных условиях.

1.44. Резервуар, заполненный нефтью, находится под давлением  $p_1 = 5 \cdot 10^5 \text{ Па}$ . После выпуска  $\Delta V = 40 \text{ л}$  давление нефти упало до  $p_2 = 10^5 \text{ Па}$ . Определить вместимость резервуара, если коэффициент объёмного сжатия нефти  $\beta_p = 7,407 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$ .

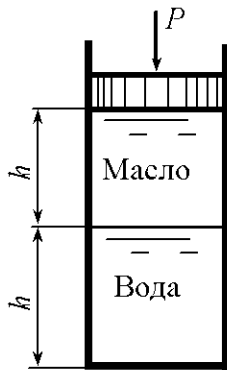


Рис. 1.11

1.45. В цилиндрическом резервуаре находятся вода и минеральное масло, высота слоя каждой жидкости  $h = 400 \text{ мм}$  (рис. 1.11). Пренебрегая деформацией резервуара, определить ход поршня, если давление в жидкости возросло на  $\Delta p = 5 \text{ МПа}$ . Коэффициенты объёмного сжатия: воды  $\beta_{pв} = 5 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$ , масла  $\beta_{pм} = 7,7 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$ .

1.46. Определить высоту капиллярного опускания ртути в капиллярной трубке диаметром  $d = 5 \text{ мм}$ .

1.47. Кольцевая щель между двумя цилиндрами диаметрами  $d = 202 \text{ мм}$  и  $D = 210 \text{ мм}$  залита трансформаторным маслом ( $\rho_m = 910 \text{ кг/м}^3$ ) при температуре  $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  (рис. 1.5). Динамический коэффициент вязкости масла  $\mu = 0,0266 \text{ Па} \cdot \text{с}$ . Момент, приложенный к внутреннему цилиндру,  $M = 0,065 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , а высота столба жидкости в щели между цилиндрами  $120 \text{ мм}$ . Определить частоту вращения  $n$  внутреннего цилиндра. Трением основания внутреннего цилиндра пренебречь.

1.48. Определить силу, затрачиваемую на преодоление трения в подшипнике при вращении вала. Частота вращения вала  $n = 10 \text{ с}^{-1}$ . Диаметр шейки (цапфы) вала  $d = 40 \text{ мм}$ , длина  $l = 100 \text{ мм}$ , толщина слоя смазки между цапфой и подшипником  $\delta = 0,2 \text{ мм}$ . Кинематический коэффициент вязкости масла  $\nu = 0,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ , плотность  $\rho = 920 \text{ кг/м}^3$ . Считать, что вал вращается в подшипнике соосно, а скорость движения жидкости в слое масла изменяется по линейному закону (рис. 1.6).

1.49. Определить вес груза  $G$  ротационного вискозиметра, изображённого на рис. 1.7. Диаметры: цилиндра  $D_{\text{ц}} = 230$  мм, барабана  $D_{\text{б}} = 228$  мм, шкива  $d = 180$  мм. Глубина погружения барабана в жидкость  $l_{\text{б}} = 280$  мм. Время опускания груза  $8$  с, путь  $l_{\text{гр}} = 350$  мм. В цилиндр залита жидкость плотностью  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>, динамический коэффициент вязкости которой  $\mu = 5,9$  Па·с.

1.50. Плотность морской воды на поверхности  $\rho = 1028$  кг/м<sup>3</sup>. Определить плотность воды на глубине с давлением  $p_2 = 10$  МПа. Коэффициент объёмного сжатия воды  $\beta_p = 4,95 \cdot 10^{-10}$  Па<sup>-1</sup>. Считать, что температура и содержание соли в морской воде с глубиной не меняются.

1.51. Определить плотности воды, керосина и серной кислоты при температуре  $t_2 = +50$  °С, если температурный коэффициент расширения воды  $\beta_{t_{\text{в}}} = 0,0002$  °С<sup>-1</sup>, керосина  $\beta_{t_{\text{к}}} = 0,001$  °С<sup>-1</sup>, серной кислоты  $\beta_{t_{\text{с.к}}} = 0,00055$  °С<sup>-1</sup>. Плотность воды при температуре  $t_1 = +4$  °С  $\rho_{\text{в}} = 1000$  кг/м<sup>3</sup>, плотность керосина при  $t_2 = +15$  °С  $\rho_{\text{к}} = 760$  кг/м<sup>3</sup>, плотность серной кислоты при  $t_2 = 0$  °С  $\rho_{\text{с.к}} = 1853$  кг/м<sup>3</sup>.

1.52. Определить ротационным вискозиметром (рис. 1.7) вязкость жидкости плотностью  $\rho = 920$  кг/м<sup>3</sup>. Вес груза  $G = 80$  Н, диаметры: цилиндра  $D_{\text{ц}} = 225$  мм, барабана  $D_{\text{б}} = 223$  мм, шкива  $d = 200$  мм. Глубина погружения барабана в жидкость  $l_{\text{б}} = 250$  мм. Время опускания груза  $t_{\text{гр}} = 12$  с, путь  $l_{\text{гр}} = 300$  мм.

1.53. Цилиндрический резервуар диаметром  $D_{\text{ц}} = 3$  м заполнен мазутом при температуре  $t_1 = +15$  °С плотностью  $\rho = 920$  кг/м<sup>3</sup>. Масса мазута  $m = 30000$  кг. Определить высоту подъёма мазута в резервуаре, если его температура повысится до  $42$  °С. Коэффициент температурного расширения мазута  $\beta_t = 0,0008$  °С<sup>-1</sup>.

1.54. Определить плотность жидкости  $\rho$ , полученной смешиванием объёма жидкости  $V_1 = 0,02$  м<sup>3</sup> плотностью  $\rho_1 = 900$  кг/м<sup>3</sup>, объёма жидкости  $V_2 = 0,03$  м<sup>3</sup> плотностью  $\rho_2 = 850$  кг/м<sup>3</sup> и объёма жидкости  $V_3 = 0,05$  м<sup>3</sup> плотностью  $\rho_3 = 800$  кг/м<sup>3</sup>.

1.55. Для периодического аккумулярования дополнительного объёма воды, получающегося при изменении температуры, к системе водяного отопления в верхней её точке присоединяют расширительные резервуары, сообщающиеся с атмосферой. Определить наименьший объём расширительного резервуара, чтобы он полностью не опоражнивался. Допустимое колебание температуры воды во время перерывов в топке  $\Delta t = 30$  °С. Объём воды в системе  $V = 0,7$  м<sup>3</sup>. Коэффициент температурного расширения воды (при средней температуре  $t = 80$  °С)  $\beta_t = 6 \cdot 10^{-4}$  °С<sup>-1</sup>.

1.56. В отопительный котёл поступает объём воды  $V_1 = 80$  м<sup>3</sup> при температуре  $t_1 = 75$  °С. Какой объём воды  $V_2$  будет выходить из котла при нагреве воды до температуры  $t_2 = 95$  °С? Коэффициент температурного расширения воды  $\beta_t = 6 \cdot 10^{-4}$  °С<sup>-1</sup>.

1.57. Определить высоту подъёма воды в стеклянной капиллярной трубке диаметром  $d = 0,0015$  м при температуре воды  $t_1 = 20$  °С и  $t_2 = 70$  °С. Плотность воды при  $t_1$   $\rho_1 = 998$  кг/м<sup>3</sup>, при  $t_2$  —  $\rho_2 = 978$  кг/м<sup>3</sup>, поверхностное натяжение  $\sigma_1 = 7,3 \cdot 10^{-2}$  Н/м, а  $\sigma_2 = 6,3 \cdot 10^{-2}$  Н/м.

1.58. Определить изменение плотности воды при сжатии от давления  $p_1 = 0,1$  МПа до давления  $p_2 = 10$  МПа.

1.59. Определить плотность морской воды на глубине, где приращение давления составляет  $\Delta p = 8$  МПа. Плотность морской воды на поверхности  $\rho = 1030$  кг/м<sup>3</sup>, модуль объёмной упругости  $E = 2 \cdot 10^3$  МПа.

1.60. Вязкость нефти, определённая по вискозиметру, составляет 12 °ВУ. Определить динамический и кинематический коэффициенты вязкости, если плотность нефти  $\rho_n = 870$  кг/м<sup>3</sup>

## 2. ДАВЛЕНИЕ В ПОКОЯЩЕЙСЯ ЖИДКОСТИ

### Общие сведения

На жидкость действуют поверхностные и массовые силы. Поверхностные – это силы, действующие на поверхность жидкости, например силы давления поршня насоса или силы давления воздуха, газа. Массовые – это силы тяжести, инерции и центробежные силы, которые в однородной жидкости распределены по всему объему. При воздействии поверхностных и массовых сил в жидкости возникает давление.

Давлением в покоящейся жидкости называется напряжение сжатия [6]

$$p = \lim_{\Delta\omega \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta\omega}, \quad (2.1)$$

где  $p$  – давление в точке;  $\Delta\omega$  – элементарная площадка, содержащая рассматриваемую точку;  $\Delta P$  – сжимающая сила, действующая на площадку  $\Delta\omega$ .

Давление направлено по нормали к площадке, его величина не зависит от ориентации площадки в пространстве и является функцией координат точки жидкости.

Единица давления – паскаль (Па):  $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$ . Более удобными для практического использования являются кратные единицы – килопаскаль (кПа) и мегапаскаль (МПа):  $1 \text{ кПа} = 10^3 \text{ Па}$ ;  $1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па}$ . Наряду с этими (а также в обозначениях на приборах) используются и другие единицы давления:

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па};$$

$$\text{техническая атмосфера } 1 \text{ ат} = 1 \text{ кг/см}^2 = 98,1 \text{ кПа} = 0,981 \text{ бар};$$

$$\text{физическая атмосфера } 1 \text{ атм} = 760 \text{ мм рт. ст.} = 101,4 \text{ кПа} = 1,014 \text{ бар};$$

единицы высоты столба жидкости (мм рт. ст., м вод. ст.)

$$1 \text{ мм рт. ст.} = 133,32 \text{ Па} = 13,595 \text{ мм вод. ст.};$$

$$\text{английская и американская системы единиц: } 1 \text{ фунт/дюйм}^2 \text{ (lbf/in}^2\text{)} = 6,89 \text{ кПа}, \quad 1 \text{ дин/см}^2 = 0,1 \text{ Па}.$$

При решении большинства технических задач с достаточной степенью точности можно принимать  $1 \text{ бар} \approx 1 \text{ ат} \approx 1 \text{ атм} \approx 10^5 \text{ Па}$ .

Давление, представляющее полное напряжение сжатия от действия всех внешних поверхностных и массовых сил, приложенных к жидкости, называется абсолютным давлением.

В технике отсчитывают давление от условного нуля, за который принято давление атмосферного воздуха на поверхности земли. Превышение (избыток) абсолютного давления  $p$  над атмосферным  $p_{\text{атм}}$  называется избыточным давлением  $p_{\text{и}}$ :

$$p_{\text{и}} = p - p_{\text{атм}}. \quad (2.2)$$

В технике широкое распространение получили манометры избыточного давления, которые измеряют превышение давления над атмосферным. Поэтому избыточное давление часто называют манометрическим.

Абсолютное давление может быть меньше атмосферного. Недостаток между абсолютным давлением и атмосферным называется вакуумметрическим давлением или вакуумом  $p_{\text{в}}$ :

$$p_{\text{в}} = p_{\text{атм}} - p. \quad (2.3)$$

При абсолютном давлении  $p \rightarrow 0$  вакуумметрическое  $p_{\text{в}} \rightarrow p_{\text{атм}}$ .

Из выражений (2.2) и (2.3)

$$p_{\text{в}} = -p_{\text{и}}. \quad (2.4)$$

Таким образом, при абсолютном давлении, меньше атмосферного, избыточное давление отрицательно.

**Атмосферное давление на поверхности жидкости.** В однородной несжимаемой жидкости, находящейся под действием силы тяжести и атмосферного давления на свободной поверхности, давление определяется по закону

$$p = p_0 + \rho gh, \quad (2.5)$$

где  $p$  – давление в произвольной точке жидкости на глубине  $h$ ;  $p_0$  – давление на свободной поверхности жидкости;  $\rho$  – плотность жидкости;  $g$  – ускорение свободного падения.

Эта зависимость представляет основной закон равновесия жидкости в однородном поле тяжести. В рассматриваемом случае равновесия жидкости горизонтальные плоскости являются поверхностями равного давления.

На рис. 2.1 показаны эпюры давления жидкости на боковые стенки сосуда. Слева построена эпюра давления, отвечающая избыточному давлению, справа – абсолютному давлению.



При определении давления в точках жидкости, заполняющей открытый в атмосферу сосуд, известно действующее на жидкость внешнее давление, равное атмосферному. При этом абсолютное давление в произвольной точке жидкости на глубине  $h$

$$p = p_{\text{атм}} + \rho gh. \quad (2.6)$$

Избыточное давление, создаваемое в данном случае только весом жидкости,

$$p_{\text{и}} = \rho gh. \quad (2.7)$$

В прил. 2 приведено изменение атмосферного давления в зависимости от высоты над уровнем моря.

**Избыточное давление на поверхности жидкости.** Если в закрытом сосуде на поверхность жидкости действует избыточное давление, т.е. внешнее давление  $p_0$ , которое больше окружающего атмосферного давления  $p_{\text{атм}}$ , то пьезометрическая плоскость, отвечающая атмосферному давлению, располагается над свободной поверхностью жидкости на высоте

$$h_{\text{ои}} = \frac{p_0 - p_{\text{атм}}}{\rho g} = \frac{p_{\text{ои}}}{\rho g}, \quad (2.8)$$

где  $p_{\text{ои}}$  – избыточное давление на поверхности жидкости.

Формулы (2.7) и (2.8) дают возможность выразить избыточное давление в любой точке жидкости через пьезометрическую высоту, т.е. величину  $H$  заглубления данной точки под пьезометрической плоскостью – плоскостью атмосферного давления.

Эта плоскость проходит через уровень в пьезометре, присоединенном к сосуду (рис. 2.2).

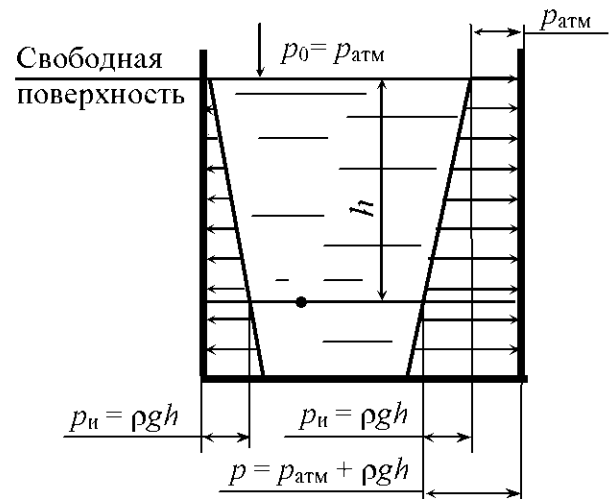


Рис. 2.1

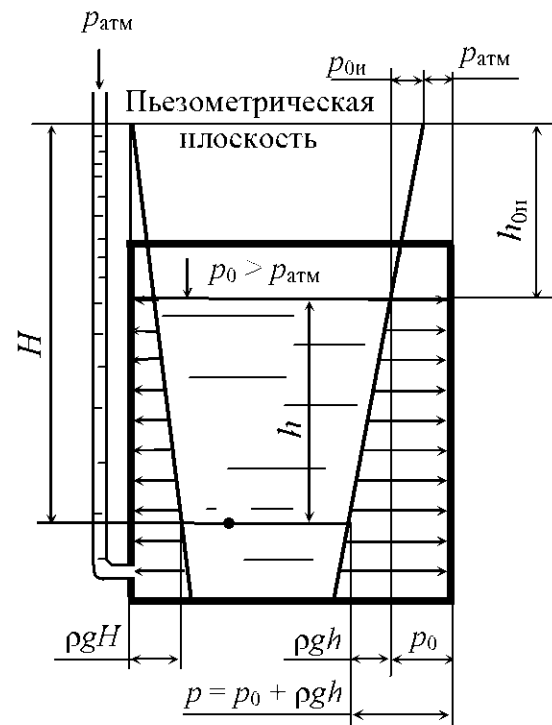


Рис. 2.2

Так, для воды в открытом водоеме ( $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ) на глубине  $h = 10 \text{ м}$  ( $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ) избыточное давление  $p_{\text{и}} = 98,1 \text{ кПа}$ .

**Вакуумметрическое давление на поверхности жидкости.** Если в закрытом сосуде на поверхность жидкости действует вакуумметрическое

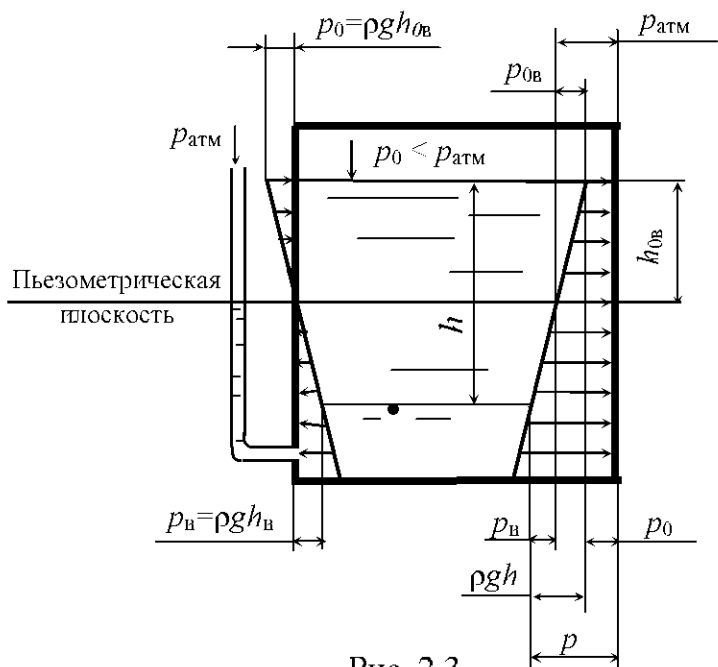


Рис. 2.3

давление, т.е. внешнее давление  $p_0$ , которое меньше окружающего атмосферного давления  $p_{\text{атм}}$ , то пьезометрическая плоскость находится под поверхностью жидкости на высоте

$$h_{0в} = \frac{p_{\text{атм}} - p_0}{\rho g} = \frac{p_{0в}}{\rho g}, \quad (2.9)$$

где  $p_{0в}$  – вакуумметрическое давление на поверхности жидкости (рис. 2.3).

Величину  $h_{0в}$  называют вакуумметрической высотой.

При измерении невысоких давлений (меньше одной атмосферы) используются жидкостные манометры различных конструкций. На рис. 2.4 показан дифференциальный жидкостный манометр, при помощи которого измеряют разность давления в двух резервуарах, расположенных на разной высоте и заполненных различными жидкостями.

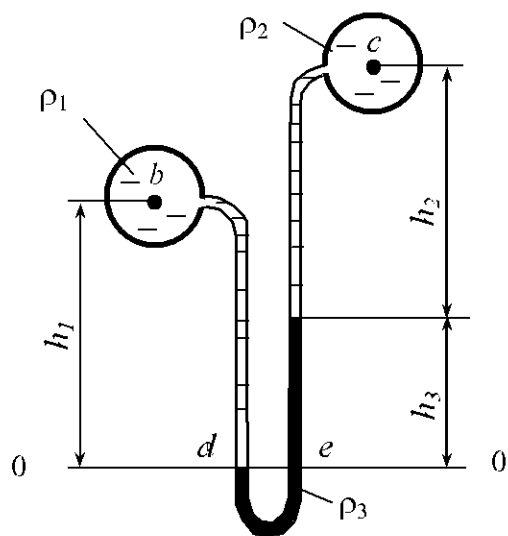


Рис. 2.4

Расчетные зависимости давления от высот столбов жидкости получают из уравнений равновесия жидкостей. Для их составления целесообразно выбрать плоскость сравнения 0–0, от которой ведется отсчет давления. Плоскость сравнения целесообразно проводить через нижнюю точку колена манометра или через линию раздела жидкостей, как показано на рис. 2.4.

В этом случае давление в точках  $d$  и  $e$  будет одинаково:  $p_d = p_e$ . Давление в точке  $d$  относительно давления в точке  $b$

$$p_d = p_b + \rho_1 g h_1, \quad (2.10)$$

где  $p_b$  – давление в точке  $b$ ;  $\rho_1$  – плотность жидкости в резервуаре  $b$ ;  $h_1$  – высота столба жидкости плотностью  $\rho_1$ .

Давление в точке  $e$  относительно давления в точке  $c$

$$p_e = p_c + \rho_2 g h_2 + \rho_3 g h_3, \quad (2.11)$$

где  $p_c$  – давление в точке  $c$ ;  $\rho_2, \rho_3$  – плотность жидкости соответственно в резервуаре  $c$  и колене манометра;  $h_2, h_3$  – высота столба жидкости соответственно плотностью  $\rho_2$  и  $\rho_3$ .

Тогда уравнение равновесия примет вид

$$p_b + \rho_1 g h_1 = p_c + \rho_2 g h_2 + \rho_3 g h_3. \quad (2.12)$$

При решении задач используют уравнение равновесия, из которого выражают неизвестную величину.

### Примеры решения задач

**Задача 2.1.** На какой высоте  $H$  установится вода в трубке, первоначально заполненной водой, а потом опрокинутой и погруженной открытым концом под уровень воды, если атмосферное давление составляет 98 кПа. Температура воды  $20^\circ\text{C}$ , плотность воды  $\rho = 998,2 \text{ кг/м}^3$ , давление насыщенных паров воды  $p_{\text{нас.п}} = 2,31 \text{ кПа}$  (рис. 2.5).

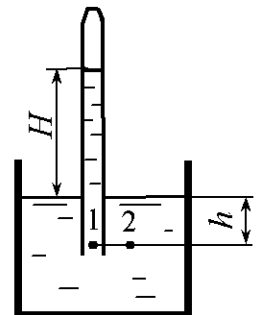


Рис. 2.5

*Решение.* Вода находится в равновесии. Наметим поверхность равного давления. Это может быть любая горизонтальная плоскость, проходящая на глубине  $h$ . На этой плоскости рассмотрим две точки – 1 и 2.

$$\text{Абсолютное давление в т. 1 } p_1 = p_{\text{нас.п}} + \rho g(H + h).$$

$$\text{Абсолютное давление в т. 2 } p_2 = p_{\text{атм}} + \rho g h.$$

Точки лежат на поверхности равного давления, тогда  $p_1 = p_2$  или  $p_{\text{нас.п}} + \rho g(H + h) = p_{\text{атм}} + \rho g h$ ,  $p_{\text{нас.п}} + \rho g H = p_{\text{атм}}$ .

Очевидно, что полученное выражение справедливо для плоскости равного давления, совпадающей со свободной поверхностью жидкости в сосуде. Отсюда

$$H = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{нас.п}}}{\rho g} = \frac{(98 - 2,31)10^3}{998,2 \cdot 9,807} = 9,775 \text{ м.}$$

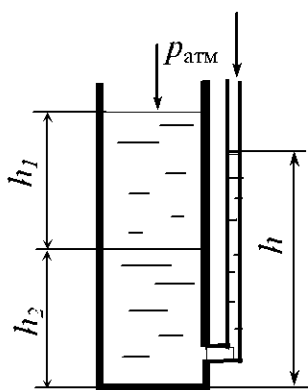


Рис. 2.6

**Задача 2.2.** В цилиндрическом отстойнике (рис. 2.6) поверхность раздела между маслом и осевшей водой установилась на глубине  $h_1 = 1,2$  м. Определить плотность масла, если глубина воды  $h_2 = 0,2$  м, а уровень воды в трубке установился на высоте  $h = 1,2$  м.

*Решение.* Уравнение равенства давлений относительно поверхности, проходящей по дну отстойника:

$$p_{\text{атм}} + \rho_{\text{м}}gh_1 + \rho_{\text{в}}gh_2 = p_{\text{атм}} + \rho_{\text{в}}gh,$$

или

$$\rho_{\text{м}}gh_1 + \rho_{\text{в}}gh_2 = \rho_{\text{в}}gh,$$

где  $\rho_{\text{м}}$  – плотность масла;  $\rho_{\text{в}}$  – плотность воды.

Полученное выражение равенства давлений только от сил тяжести масла и воды в отстойнике и воды в трубке (так как внешнее давление на свободные поверхности жидкостей одинаково и равно  $p_{\text{атм}}$ ) преобразуем:

$$\rho_{\text{м}}gh_1 = \rho_{\text{в}}g(h - h_2).$$

Данное выражение справедливо для плоскости равного давления, проходящей по поверхности раздела между маслом и водой. Отсюда

$$\rho_{\text{м}} = \rho_{\text{в}} \frac{h - h_2}{h_1} = 10^3 \frac{1,2 - 0,2}{1,2} = 833 \text{ кг/м}^3.$$

### Задачи для самостоятельного решения

2.1. Определить избыточное и абсолютное давления в точке, расположенной на дне открытого резервуара (рис. 2.7), если уровень жидкости в резервуаре  $h = 2,0$  м, плотность жидкости  $\rho = 10^3 \text{ кг/м}^3$ . Атмосферное давление  $p_{\text{атм}} = 0,1 \text{ МПа}$ .

2.2. Определить высоту наполнения резервуара жидкостью с относительной плотностью  $\delta = 0,85$  (рис. 2.7), если в точке, расположенной на дне открытого резервуара, абсолютное давление  $p_{\text{абс}} = 135 \text{ кПа}$ . Атмосферное давление  $p_{\text{атм}} = 0,1 \text{ МПа}$ .

2.3. Определить избыточное и абсолютное давления в точке  $b$  (рис. 2.8), расположенной на глубине  $h = 1,5$  м, если плотность жидкости  $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$ . Атмосферное давление  $p_{\text{атм}} = 750 \text{ мм рт. ст.}$  Плотность ртути  $\rho = 13550 \text{ кг/м}^3$ .

2.4. Определить, на какую глубину погружена точка  $b$  (рис. 2.8) в жидкость с относительным удельным весом  $\delta = 1,25$ , если абсолютное давление в этой точке  $p_{абс} = 1,8 \text{ кг/см}^2$ , а атмосферное давление равняется одной физической атмосфере.

2.5. Определить избыточное давление газа  $p_{0и}$  в резервуаре, если абсолютное давление в точке  $b$  равно 2 бара (рис. 2.9). Точка погружена в жидкость на глубину  $h = 2,0 \text{ м}$ . Плотность жидкости  $\rho = 10^3 \text{ кг/м}^3$ .

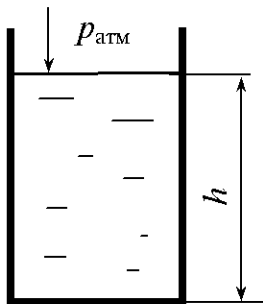


Рис. 2.7

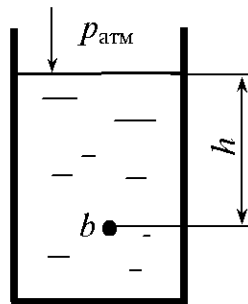


Рис. 2.8

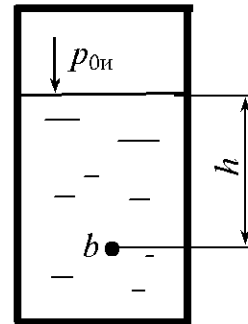


Рис. 2.9

2.6. Определить абсолютное давление в точке  $b$ , которая погружена в жидкость на глубину  $h = 3,5 \text{ м}$  (рис. 2.9). Избыточное давление газа на поверхности жидкости в резервуаре  $p_{0и} = 45 \text{ кПа}$ . Относительная плотность жидкости  $\delta = 0,85$ .

2.7. Определить, на какую глубину в жидкость погружена точка  $b$  (рис. 2.9). Абсолютное давление в этой точке  $p_{абс} = 2,4 \text{ бар}$ , а избыточное давление на поверхности жидкости  $p_{0и} = 90 \text{ кПа}$ . Относительный удельный вес жидкости  $\delta = 1,15$ .

2.8. Определить избыточное давление  $p_{и}$  в точке  $b$ , если абсолютное давление на поверхности жидкости в резервуаре равно  $0,15 \text{ МПа}$  (рис. 2.10). Точка  $b$  находится на глубине  $h = 3,0 \text{ м}$ . Плотность жидкости  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ .

2.9. Определить абсолютное давление в точке  $b$ , которая находится на глубине  $h = 3,5$ , если абсолютное давление на поверхности жидкости в резервуаре равно  $35 \text{ кПа}$  (рис. 2.10). Относительная плотность жидкости  $\delta = 1,05$ .

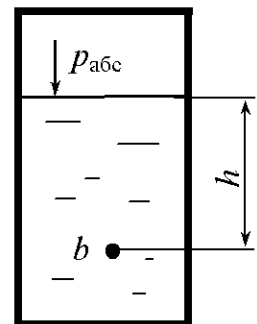


Рис. 2.10

2.10. Определить избыточное давление в точке  $c$  под поршнем и в точке  $b$  на глубине  $h = 2,0$  м, если диаметр поршня  $d = 0,2$  м, а сила, действующая на поршень,  $P = 3$  кН (рис. 2.11). Плотность жидкости  $\rho = 850$  кг/м<sup>3</sup>.

2.11. Определить абсолютное давление в точке  $c$  под поршнем и в точке  $b$  на глубине  $h = 1,3$  м, если диаметр поршня  $d = 0,4$  м, а сила, действующая на поршень,  $P = 12$  кН (рис. 2.11). Относительная плотность жидкости  $\delta = 1,2$ .

2.12. Определить избыточное давление в точке  $c$  под поршнем, а также, на какой глубине должна находиться точка  $b$ , чтобы избыточное давление в этой точке было в два раза больше, чем в точке  $c$ . Диаметр поршня  $d = 0,4$  м, а сила, действующая на поршень,  $P = 24$  кН. Плотность жидкости  $\rho = 950$  кг/м<sup>3</sup> (рис. 2.11).

2.13. Определить абсолютное давление  $p_0$  на поверхности жидкости в закрытом резервуаре (рис. 2.12), если показание ртутного пьезометра  $h_1 = 0,3$  м, глубина воды  $h_2 = 0,5$  м, плотность воды  $\rho_{\text{в}} = 10^3$  кг/м<sup>3</sup>, плотность ртути  $\rho_{\text{рт}} = 13,6 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>.

2.14. В закрытом резервуаре на поверхность жидкости действует абсолютное давление  $p_0 = 135$  кПа (рис. 2.12). Определить показание ртутного пьезометра, присоединенного к резервуару, если глубина воды в резервуаре  $h_2 = 0,75$  м, относительная плотность ртути  $\delta = 13,6$ .

2.15. Определить абсолютное давление  $p_0$  в закрытом резервуаре, если в трубке, присоединенной к резервуару, ртуть поднялась на  $h = 0,2$  м (рис. 2.13). Атмосферное давление  $p_{\text{атм}} = 0,1$  МПа, плотность ртути  $\rho_{\text{рт}} = 13,6 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>.

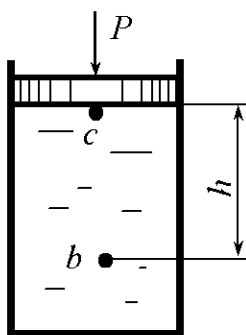


Рис. 2.11

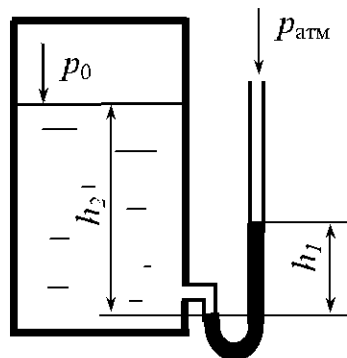


Рис. 2.12

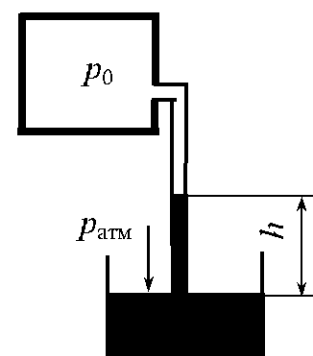


Рис. 2.13

2.16. Определить избыточное давление  $p_{0н}$  в закрытом резервуаре при условии:  $h_1 = 0,6$  м, плотность жидкости  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>, атмосферное давление  $p_{атм} = 0,1$  МПа (рис. 2.14)? Чему равно абсолютное давление на дно резервуара при  $h_2 = 1,0$  м. Построить эпюру избыточного давления на боковую поверхность резервуара.

2.17. Определить, при каком значении вакуумметрического давления  $p_{0в}$  в закрытом резервуаре жидкость поднимается на высоту  $h = 0,5$  м (рис. 2.13). Плотность жидкости  $\rho = 1100$  кг/м<sup>3</sup>, атмосферное давление  $p_{атм} = 0,1$  МПа.

2.18. На какую высоту  $h$  поднимется вода в пьезометре, если сила, действующая на плунжер,  $P = 200$  Н, диаметр плунжера  $d = 0,10$  м, плотность воды  $\rho = 10^3$  кг/м<sup>3</sup>,  $a = 0,3$  м (рис. 2.15). Построить эпюру избыточного давления на верхнюю поверхность резервуара.

2.19. На какую высоту  $h$  поднимется ртуть в трубке, присоединенной к закрытому резервуару (рис. 2.13), вакуумметрическое давление в котором  $p_{0в} = 0,6 \cdot 10^5$  Па. Плотность ртути  $\rho_{рт} = 13,6 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>.

2.20. В U-образной трубке налиты ртуть и вода (рис. 2.16). Определить  $h$  при условии:  $h_{рт} = 0,08$  м; плотность ртути  $\rho_{рт} = 13,6 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>, плотность воды  $\rho_{в} = 10^3$  кг/м<sup>3</sup>.

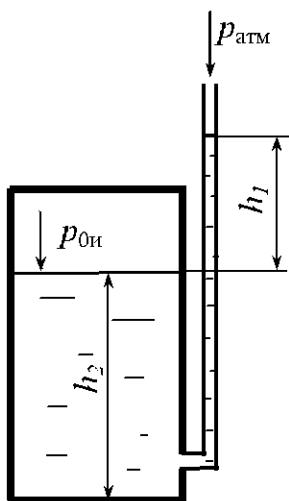


Рис. 2.14

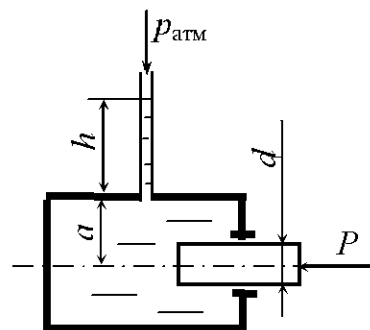


Рис. 2.15

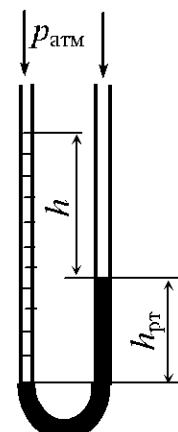


Рис. 2.16

2.21. Определить, на какой глубине  $h$  в открытом резервуаре избыточное давление составляет  $p_{\text{из}} = 10^4$  Па. Плотность жидкости  $\rho = 950$  кг/м<sup>3</sup> (рис. 2.8).

2.22. Определить, на какой глубине в закрытом резервуаре абсолютное давление составляет  $p = 2 \cdot 10^5$  Па, если на поверхности воды избыточное давление  $p_{0\text{из}} = 35$  кПа (рис. 2.17).

2.23. Определить абсолютное и избыточное давления в точке, расположенной на дне отстойника (рис. 2.18). В отстойнике находятся две жидкости: внизу – глицерин, высота которого  $h_2 = 0,4$  м, а плотность  $\rho_{\text{г}} = 1250$  кг/м<sup>3</sup>; сверху – масло, высота которого  $h_1 = 1,3$  м, а плотность  $\rho_{\text{м}} = 750$  кг/м<sup>3</sup>.

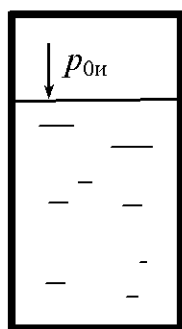


Рис. 2.17

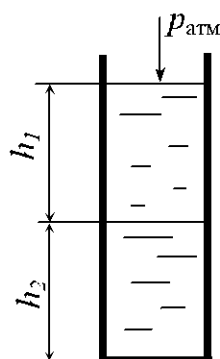


Рис. 2.18

2.24. В отстойнике (рис. 2.18) находятся две жидкости: внизу – вода, высота которой  $h_2 = 0,5$  м; сверху – масло, относительная плотность которого  $\delta = 0,85$ . Определить высоту столба масла  $h_1$ , если абсолютное давление в точке, расположенной на дне отстойника,  $p = 107$  кПа.

2.25. В отстойнике (рис. 2.18) находятся две жидкости: внизу – глицерин, относительная плотность которого  $\delta = 1,25$ ; сверху – вода, высота которой  $h_1 = 0,75$  м. Определить высоту столба глицерина  $h_2$ , если избыточное давление в точке, расположенной на дне отстойника,  $p = 23$  кПа.

2.26. Определить давление в точках  $b$  и  $c$  (рис. 2.19), расположенных на внутренней поверхности соответственно нижней и верхней крышек резервуара, который заполнен водой, если показания ртутного вакуумметра:  $h_2 = 0,7$  м,  $h_1 = 1,20$  м,  $H = 1$  м.



2.27. Определить показания ртутного вакуумметра  $h_2$  (рис. 2.19), который присоединен к резервуару, заполненному водой. Абсолютное давление в точке  $b$ , расположенной на внутренней поверхности нижней крышки резервуара,  $p_{абс} = 45$  кПа,  $H = 1,3$  м,  $h_1 = 1,4$  м.

2.28. Определить показания ртутного вакуумметра  $h_2$  (рис. 2.19), если избыточное давление в точке  $c$ , расположенной на внутренней поверхности верхней крышки резервуара, который заполнен водой,  $p_{из} = 8$  кПа,  $H = 0,2$  м,  $h_1 = 2,1$  м.

2.29. При измерении уровня нефти ( $\rho_{н} = 900$  кг/м<sup>3</sup>) в резервуаре используют барботажный метод. По трубке продувают воздух при избыточном давлении  $p_{из} = 0,9 \cdot 10^5$  Па. Определить уровень нефти  $H$ , если  $h = 0,2$  м (рис. 2.20).

2.30. При измерении в резервуаре уровня нефти ( $\rho_{н} = 850$  кг/м<sup>3</sup>) барботажным методом по трубке продувают воздух. Определить показания манометра, присоединенного к трубке, если уровень нефти  $H = 8,65$  м, а  $h = 0,25$  м (рис. 2.20).

2.31. При измерении уровня жидкости в резервуаре барботажным методом по трубке продувают воздух, при этом показания манометра  $p_{м} = 75$  кПа. Определить уровень жидкости в резервуаре  $H$ . Относительная плотность жидкости  $\delta = 0,86$ ,  $h = 0,2$  м (рис. 2.20).

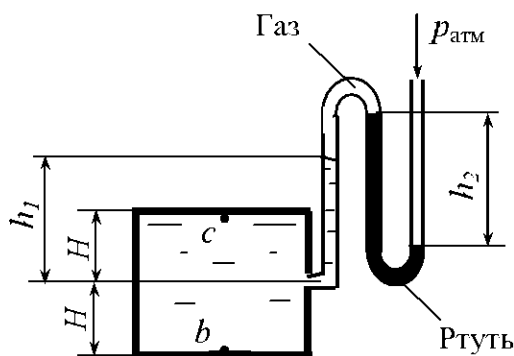


Рис. 2.19

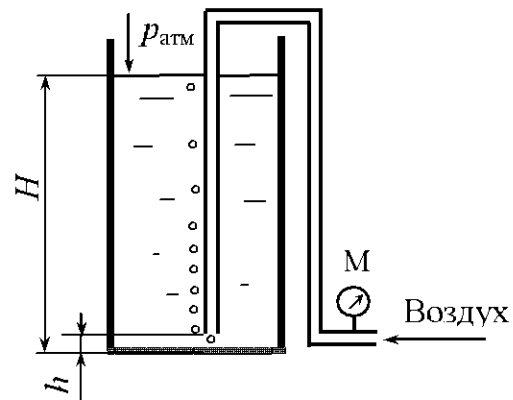


Рис. 2.20

2.32. При барботажном методе определения плотности нефти по двум трубкам продувают воздух. Определить плотность нефти, если  $H_1 = 1$  м,  $H_2 = 2$  м, а показание ртутного дифференциального манометра  $h = 66$  мм (рис. 2.21).

2.33. Определить разность заглубления  $\Delta h$  барботажных трубок в резервуар с жидкостью, по которым прокачивается воздух (рис. 2.21). Резервуар заполнен жидкостью, относительная плотность которой  $\delta = 0,85$ . Показание ртутного дифференциального манометра  $h = 53$  мм.

2.34. Определить уровень нефти  $H$  ( $\rho_n = 900$  кг/м<sup>3</sup>) в закрытом резервуаре, если манометры  $M_1$  и  $M_2$  показывают давление соответственно  $0,2 \cdot 10^5$  и  $1,1 \cdot 10^5$  Па,  $h = 0,2$  м (рис. 2.22).

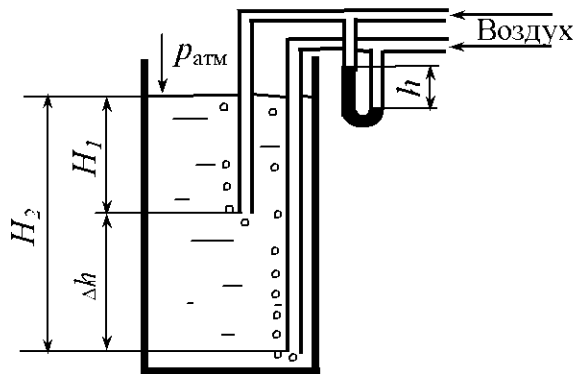


Рис. 2.21

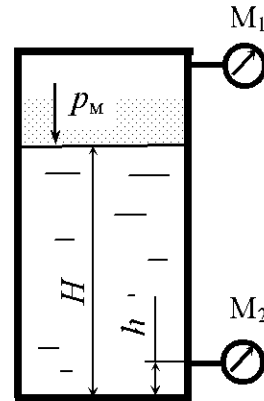


Рис. 2.22

2.35. Определить показания манометра  $M_2$  в закрытом резервуаре, если манометр  $M_1$  показывает давление 15 кПа, уровень жидкости в резервуаре  $H = 4,3$  м, относительная плотность жидкости  $\delta = 1,25$ ,  $h = 0,35$  м (рис. 2.22).

2.36. Определить показания манометра  $M_1$  в закрытом резервуаре, если манометр  $M_2$  показывает давление 75 кПа, уровень жидкости в резервуаре  $H = 5,9$  м, относительная плотность жидкости  $\delta = 1,15$ ,  $h = 0,25$  м (рис. 2.22).

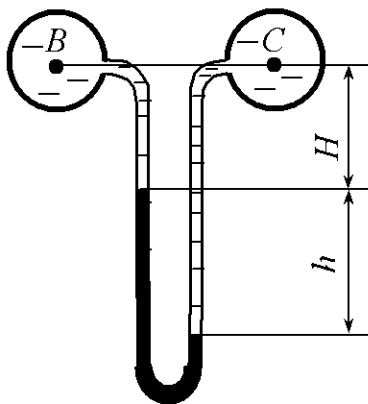


Рис. 2.23

2.37. Абсолютное давление в трубопроводе  $B$   $p_B = 1,5 \cdot 10^5$  Па (рис. 2.23). Определить избыточное давление в трубопроводе  $C$ , если оба трубопровода заполнены водой, а показание дифференциального ртутного манометра  $h = 20$  см ( $\rho_{рт} = 13600$  кг/м<sup>3</sup>).

2.38. Определить разность давлений в трубопроводах  $B$  и  $C$  (рис. 2.23), если оба трубопровода

заполнены водой, а показание дифференциального ртутного манометра  $h = 320$  мм ( $\rho_{\text{рт}} = 13600$  кг/м<sup>3</sup>).

2.39. Абсолютное давление в трубопроводе  $B$   $p_B = 185$  кПа (рис. 2.23). Определить абсолютное и избыточное давления в трубопроводе  $C$ , если трубопровод  $B$  заполнен жидкостью с относительной плотностью  $\delta = 1,18$ , трубопровод  $C$  – водой. Показания дифференциального ртутного манометра:  $h = 0,25$  м,  $H = 0,85$  м ( $\rho_{\text{рт}} = 13600$  кг/м<sup>3</sup>).

2.40. Вакуумметрическое давление в трубопроводе  $B$   $p_B = 25$  кПа (рис. 2.23). Определить избыточное давление в трубопроводе  $C$ , если трубопровод  $B$  заполнен жидкостью с относительной плотностью  $\delta_B = 1,25$ , а трубопровод  $C$  –  $\delta_C = 0,85$ . Показания дифференциального ртутного манометра:  $h = 0,25$  м,  $H = 0,75$  м ( $\rho_{\text{рт}} = 13600$  кг/м<sup>3</sup>).

2.41. Абсолютное давление в трубопроводе  $c$   $p_c = 1,1 \cdot 10^5$  Па (рис. 2.4). Определить давление в трубопроводе  $b$ , если  $h_1 = 0,6$  м,  $h_2 = 1,0$  м, а показание дифференциального ртутного манометра  $h_3 = 20$  см ( $\rho_{\text{рт}} = 13600$  кг/м<sup>3</sup>). Трубопроводы заполнены водой.

2.42. Для измерения малых давлений трубка пьезометра расположена наклонно под углом  $\alpha = 30^\circ$  (рис. 2.24). Относительная плотность жидкости  $\delta = 0,8$ . Определить показание  $l$  при абсолютном давлении  $p_0 = 1,01 \cdot 10^5$  Па. Смещением уровня жидкости в сосуде пренебречь.

2.43. Для измерения малых давлений трубка пьезометра расположена наклонно под углом  $\alpha = 30^\circ$  (рис. 2.25). Относительная плотность жидкости  $\delta = 0,8$ . Определить абсолютное давление  $p_0$ , если показание  $l = 255$  мм. Смещением уровня жидкости в сосуде пренебречь.

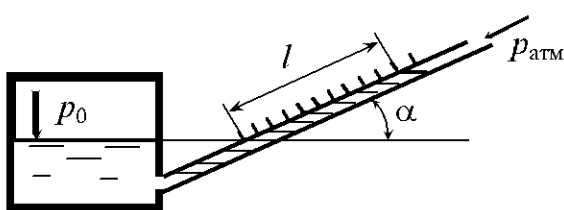


Рис. 2.24

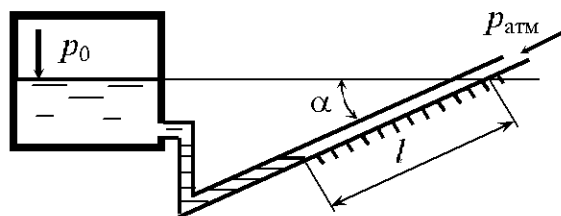


Рис. 2.25

2.44. К резервуару, заполненному нефтью, присоединен пьезометр (рис. 2.26). Определить абсолютное давление  $p_0$  на поверхности жидкости в резервуаре, если высота нефти в трубке пьезометра  $h = 2$  м. Плотность нефти  $\rho_n = 800$  кг/м<sup>3</sup>.

2.45. К резервуару присоединен пьезометр (рис. 2.26). В резервуаре и трубке пьезометра находится минеральное масло, относительная плотность которого  $\delta = 0,85$ . Определить высоту  $h$  масла в трубке пьезометра, если абсолютное давление на поверхности жидкости в резервуаре  $p_0 = 128$  кПа.

2.46. К резервуару, заполненному минеральным маслом, присоединен пьезометр (рис. 2.26). Абсолютное давление на поверхности жидкости в резервуаре  $p_0 = 1,18$  кг/см<sup>2</sup>. Определить плотность минерального масла, если высота его подъема в трубке пьезометра  $h = 2,0$  м.

2.47. Определить избыточное давление на поверхности воды в резервуаре (рис. 2.27), если высота подъема ртути в трубке  $h_2 = 0,7$  м ( $\rho_{рт} = 13600$  кг/м<sup>3</sup>), а высота  $h_1 = 0,25$  м.

2.48. Определить высоту подъема ртути в трубке  $h_2$  ( $\rho_{рт} = 13600$  кг/м<sup>3</sup>) (рис. 2.27), если абсолютное давление на поверхности воды в резервуаре  $p_0 = 0,156$  МПа, высота  $h_1 = 0,35$  м.

2.49. Определить абсолютное давление  $p_0$  на поверхности воды в трубке (рис. 2.27), если высота подъема ртути в трубке  $h_2 = 0,28$  м ( $\rho_{рт} = 13600$  кг/м<sup>3</sup>), высота  $h_1 = 0,15$  м.

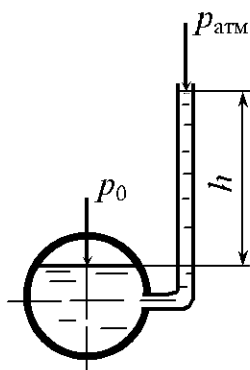


Рис. 2.26

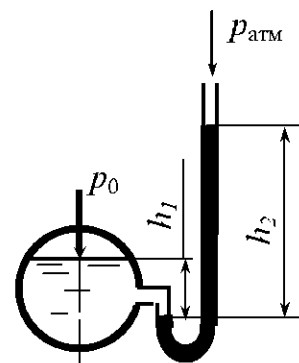


Рис. 2.27

2.50. Определить разность давлений в сосудах  $B$  и  $C$  (рис. 2.23), заполненных водой, если уровни воды в них одинаковы, а высота  $H = 1,2$  м, показание ртутного манометра ( $\rho_{рт} = 13600$  кг/м<sup>3</sup>)  $h = 0,85$  м.

2.51. Определить вакуумметрическое давление в сосуде (рис.2.28), если уровень ртути в вакуумметре  $h = 0,15$  м.

2.52. Определить показание ртутного вакуумметра  $h$  (рис.2.28), если вакуумметрическое давление в сосуде  $p_B = 24,5$  кПа.

2.53. Определить абсолютное давление газа в сосуде (рис.2.28), если уровень ртути в вакуумметре  $h = 358$  мм.

2.54. В сообщающиеся сосуды налиты вода ( $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>) и бензин (рис. 2.29). Определить плотность бензина  $\rho_6$ , если высота налива воды  $h_1 = 0,25$  м, а разность уровней  $h_2 = 0,10$  м.

2.55. В сообщающиеся сосуды налиты жидкости, имеющие относительные плотности соответственно в левом  $\delta = 1,23$ , в правом  $\delta = 0,75$  (рис. 2.29). Определить разность уровней  $h_2$ , если высота жидкости в левом сосуде  $h_1 = 0,45$  м.

2.56. В сообщающиеся сосуды налиты жидкости, имеющие относительные плотности соответственно в левом  $\delta = 1,15$ , в правом  $\delta = 0,83$  (рис. 2.29). Определить разность уровней  $h_2$ , если абсолютное давление в точке  $c$   $p_c = 128$  кПа.

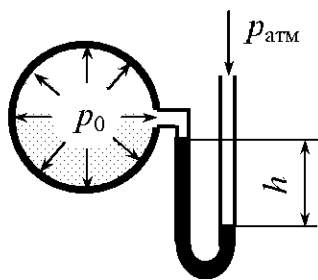


Рис. 2.28

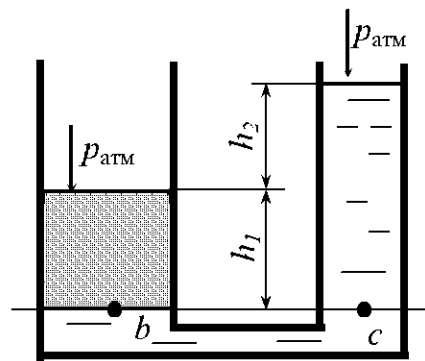


Рис. 2.29

2.57. Манометр, подключенный к закрытому резервуару с нефтью ( $\rho_H = 900$  кг/м<sup>3</sup>), показывает избыточное давление  $p_M = 40$  кПа (рис. 2.30). Определить абсолютное давление воздуха на поверхности жидкости  $p_0$  и

уровень жидкости в пьезометре  $h_p$ , если уровень нефти в резервуаре  $H = 3,5$  м, а расстояние от точки подключения до центра манометра  $z = 1,2$  м.

2.58. К закрытому резервуару с жидкостью на разной высоте подключены манометр и пьезометр (рис. 2.30). Определить показания манометра, если относительная плотность жидкости  $\delta = 1,15$ , уровень жидкости в резервуаре  $H = 4,5$  м, уровень жидкости в пьезометре  $h_p = 1,8$  м, а расстояние от точки подключения до центра манометра  $z = 45$  см.

2.59. Манометр, подключенный к закрытому резервуару с нефтью ( $\rho_n = 850$  кг/м<sup>3</sup>), показывает избыточное давление  $p_m = 45$  кПа (рис. 2.30). Определить уровень нефти в резервуаре, если уровень жидкости в пьезометре  $h_p = 1,2$  м, а расстояние от точки подключения до центра манометра  $z = 0,85$  м. Атмосферное давление принять равным  $p_{атм} = 98100$  Па.

2.60. На какую высоту  $h$  поднимется бензин в трубке (рис. 2.31), опущенной в бак, если избыточное давление на поверхности бензина в баке  $p_{0н} = 0,01$  МПа. Плотность бензина равна  $\rho_б = 720$  кг/м<sup>3</sup>.

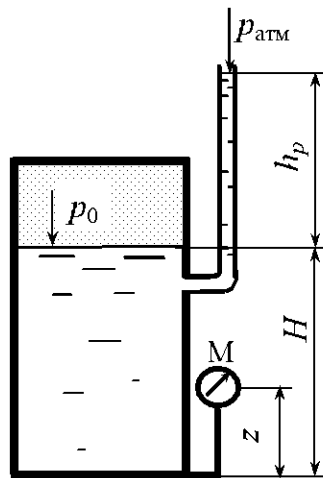


Рис. 2.30

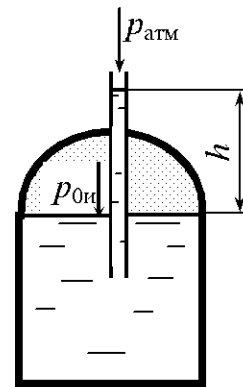


Рис. 2.31

### 3. СИЛЫ ДАВЛЕНИЯ ПОКОЯЩЕЙСЯ ЖИДКОСТИ НА ПЛОСКИЕ СТЕНКИ

#### Общие сведения

Полная сила давления жидкости на плоскую стенку равна сумме сил внешнего давления  $p_0$  и избыточного давления, создаваемого весом жидкости,  $\rho gh_{0C}$  [6]:

$$P_{\text{полн}} = (p_0 + \rho gh_{0C})\omega, \quad (3.1)$$

где  $h_{0C}$  – расстояние по вертикали от центра тяжести площади  $\omega$  до свободной поверхности жидкости (рис. 3.1).

Единицей силы давления является ньютон (Н). Более удобными для практического использования являются кратные единицы – килоньютон (кН) и меганьютон (МН):  $1 \text{ кН} = 10^3 \text{ Н}$ ,  $1 \text{ МН} = 10^6 \text{ Н}$ .

В технике определяют силы избыточного давления жидкости на плоскую стенку

$$P_{\text{п}} = (p_{0\text{п}} + \rho gh_{0C})\omega. \quad (3.2)$$

В большинстве случаев требуется определить результирующую силу давления.

Если на одну сторону плоской стенки оказывает давление жидкость, а на другую (несмоченную) – атмосферное давление, то результирующая сила давления, нормальная к ней, определяется по формуле (3.2), которую можно преобразовать следующим образом (рис. 3.1) [6]:

$$P = p_{C\text{п}}\omega = \rho gh_C\omega, \quad (3.3)$$

где  $p_{C\text{п}}$  – избыточное давление в центре тяжести площади  $\omega$ ,

$$p_{C\text{п}} = p_{0\text{п}} + \rho gh_{0C};$$

$\omega$  – смоченная площадь стенки;

$h_C$  – расстояние по вертикали от центра тяжести площади  $\omega$  до пьезометрической плоскости.

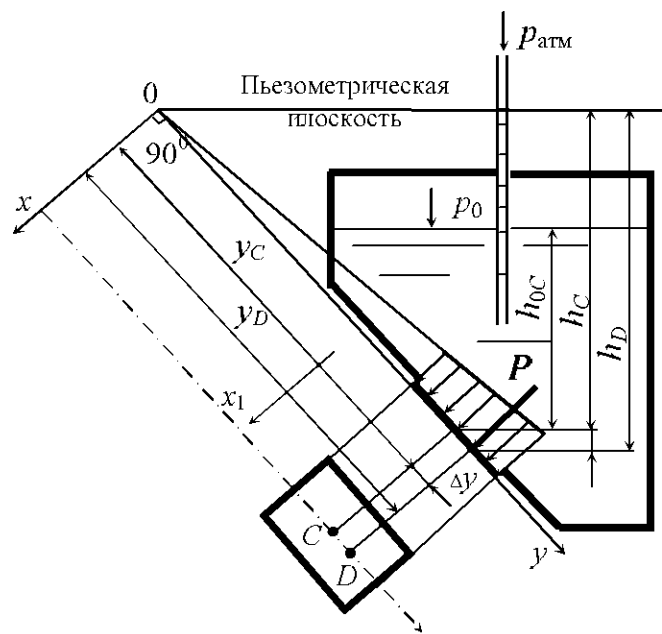


Рис. 3.1

При избыточном давлении  $p_{0н}$  на свободную поверхность пьезометрическая плоскость проходит над свободной поверхностью жидкости на расстоянии  $h_{0н} = p_{0н} / \rho g$ .

Если  $p_{0н} = 0$ , то пьезометрическая плоскость совпадает со свободной поверхностью и нагрузка на стенку создаётся только давлением жидкости.

**Центр давления** – точка пересечения линии действия силы  $P$  с плоскостью стенки. Положение центра давления (точка  $D$ ) в плоскости стенки определяется по формулам

$$y_D = y_C + \frac{I_C}{\omega y_C}; \quad (3.4)$$

$$\Delta y = y_D - y_C = \frac{I_C}{\omega y_C}, \quad (3.5)$$

где  $y_D, y_C$  – расстояния от центра давления  $D$  и центра тяжести  $C$  площади стенки до линии пересечения с пьезометрической плоскостью;  $\Delta y$  – смещение центра давления относительно центра тяжести вдоль оси  $y$ ;  $I_C$  – момент инерции площади стенки относительно горизонтальной оси  $x_1$ , проходящей через центр тяжести площади стенки.

Формулу (3.4) можно привести к виду

$$h_D = h_C + \frac{I_C}{\omega h_C} \sin \alpha, \quad (3.6)$$

где  $h_D, h_C$  – вертикальные расстояния соответственно от центра давления  $D$  и центра тяжести  $C$  площади стенки до пьезометрической плоскости;  $\alpha$  – угол наклона стенки к горизонту.

Для вертикальной стенки ( $\alpha = 90^\circ$ )

$$h_D = h_C + \frac{I_C}{\omega h_C}, \quad (3.7)$$

смещение центра давления

$$\Delta h = h_D - h_C = \frac{I_C}{\omega h_C}. \quad (3.8)$$

Для горизонтальной стенки ( $\alpha = 0$ ) имеем  $h_D = h_C$  (центр давления и центр тяжести совпадают).

В прил. 3 даны моменты инерции  $I_C$  площадей некоторых плоских симметричных фигур и координаты их центров тяжести.

Приведенные выше зависимости справедливы при любом избыточном давлении  $p_{0н}$  в центре тяжести  $C$  площади стенки, в том числе и при



отрицательном избыточном давлении, т.е. когда в точке  $C$  вакуумметрическое давление. В этом случае пьезометрическая плоскость проходит ниже центра тяжести стенки (рис. 3.2) и расстояния  $y_C$  и  $h_C$  становятся отрицательными. При этом центр давления  $D$  расположен выше центра тяжести ( $\Delta y < 0$ ), а результирующая сила, воспринимаемая стенкой, направлена внутрь жидкости. На рис. 3.2  $h_{0в}$  – вакуумметрическая высота,

$$h_{0в} = \frac{P_{0в}}{\rho g}.$$

При воздействии жидкостей на плоскую стенку с двух сторон следует сначала определить силы давления на каждую сторону стенки, а затем найти их результирующую по правилам сложения параллельных сил (рис. 3.3):

$$P = P_1 - P_2. \quad (3.9)$$

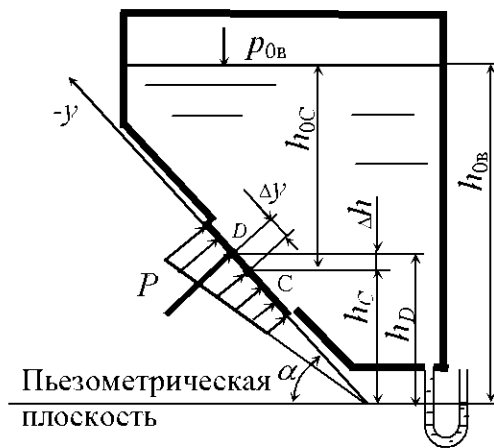


Рис. 3.2

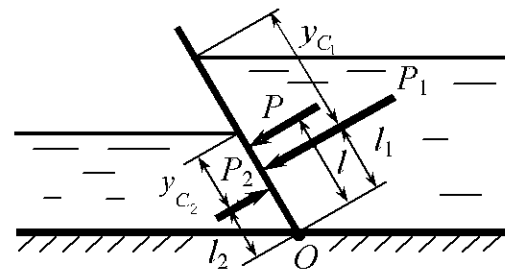


Рис. 3.3

Центр давления результирующей силы  $P$  определяется из уравнения моментов сил относительно точки  $O$ :

$$l = \frac{P_1 l_1 - P_2 l_2}{P}. \quad (3.10)$$

Если плотности жидкостей одинаковы, то в некоторых случаях результирующую силу давления на стенку удобно найти по суммарной эпюре нагрузки, интенсивность которой равна разности давлений, действующих по обе стороны стенки в каждой точке ее поверхности.

На рис. 3.4 показано определение силы давления с помощью такой эпюры в случае двустороннего воздействия жидкостей одинаковой плотности  $\rho$  на стенку при различных уровнях  $H_1$  и  $H_2$  по обе стороны стенки и одинаковом давлении на свободные плоскости I и II.

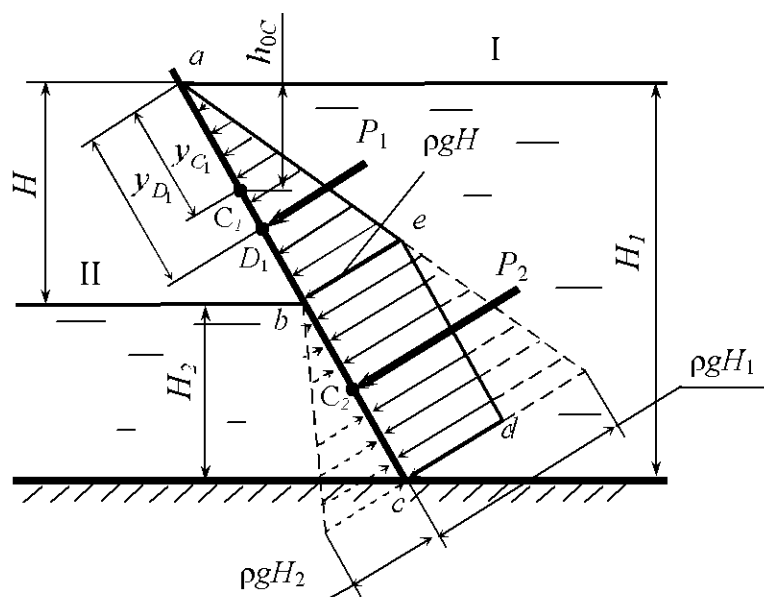


Рис. 3.4

Для верхнего участка стенки  $ab$ , подверженного одностороннему давлению жидкости (эпора нагрузки в плоскости чертежа представляет треугольник  $abe$ ), сила давления  $P_1$  определяется по формуле (3.3):

$$P_1 = \rho g h_{0C} \omega_1,$$

где  $h_{0C}$  – вертикальное расстояние от центра тяжести  $C_1$  верхнего участка стенки до свободной поверхности I;  $\omega_1$  – площадь этого участка.

Координата  $y_{D_1}$  центра давления участка  $ab$  определяется по формуле (3.4).

На нижнем участке  $bc$  разность давлений по обе стороны стенки постоянная. Это следует из эпор давления на каждую сторону стенки (треугольники с основаниями  $\rho g H_1$  и  $\rho g H_2$ ). Суммарная эпора нагрузки для участка  $bc$  представляет в плоскости чертежа прямоугольник  $bcd$  с высотой  $\rho g H$  ( $H = H_1 - H_2$  – разность уровней жидкости).

Сила давления, воспринимаемая нижним участком,

$$P_2 = \rho g H \omega_2, \tag{3.11}$$

где  $\omega_2$  – площадь нижнего участка стенки.

Сила  $P_2$  проходит через центр тяжести  $C_2$  площади  $\omega_2$ .

Результирующая сила  $P = P_1 + P_2$ , линия ее действия делит отрезок между точками  $D_1$  и  $C_2$  на части, обратно пропорциональные силам  $P_1$  и  $P_2$ .

На рис. 3.5 показаны примеры построения эпюр давления на плоские стенки: *а* – при атмосферном давлении; *б* – двустороннем давлении жидкости; *в* – избыточном давлении; *г* – вакуумметрическом давлении.

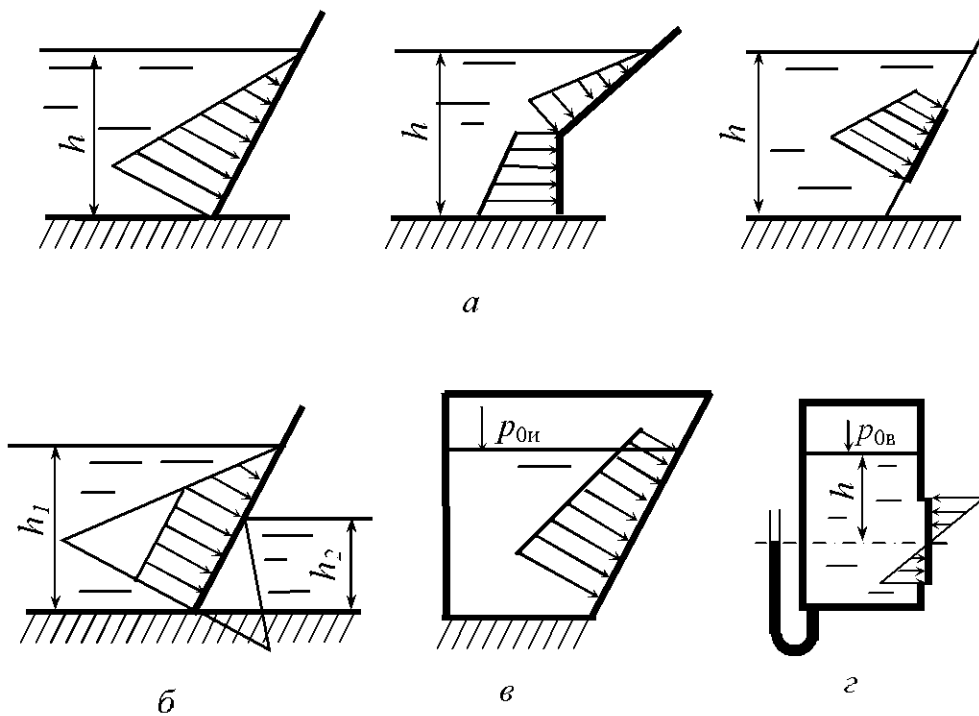


Рис. 3.5

### Примеры решения задач

**Задача 3.1.** Определить силу давления на вертикальную прямоугольную перегородку закрытого резервуара высотой  $L = 3$  м и шириной  $B = 1$  м, по обе стороны которой различны как уровни воды, так и давления газа. Исходные данные:  $H_1 = 2$  м,  $H_2 = 1$  м,  $p_{01} = 1,5 \cdot 10^5$  Па,  $p_{02} = 0,5 \cdot 10^5$  Па,  $g = 10$  м/с<sup>2</sup> (рис. 3.6, *а*, *б*).

*Решение.*

Первый вариант. Силу давления, создаваемую весом воды, на перегородку приведем к двум силам (рис. 3.6, *а*): силе, действующей на перегородку слева,

$$P_1 = \frac{1}{2} \rho g H_1^2 B = \frac{1}{2} \cdot 10^3 \cdot 10 \cdot 2^2 \cdot 1 = 2 \cdot 10^4 \text{ Н,}$$

и силе, действующей на перегородку справа,

$$P_2 = \frac{1}{2} \rho g H_2^2 B = \frac{1}{2} \cdot 10^3 \cdot 10 \cdot 1^2 \cdot 1 = 0,5 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

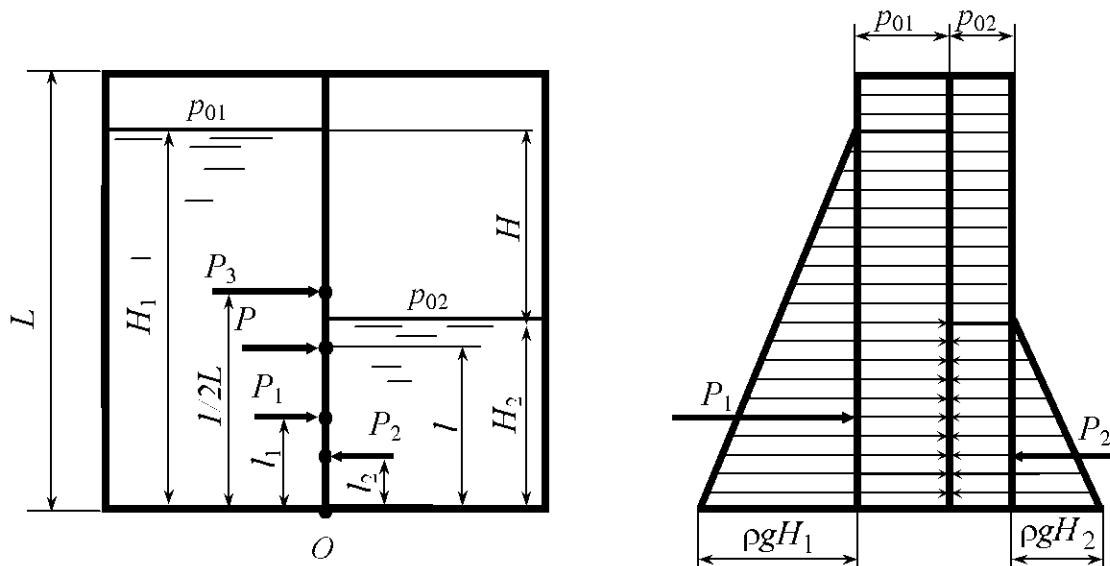


Рис. 3.6, а

Силы  $P_1$  и  $P_2$  приложены в точках, расположенных на расстояниях соответственно  $l_1$  и  $l_2$  от дна резервуара:

$$l_1 = H_1 - h_{D_1} = H_1 - \frac{1}{2}H_1 - \frac{BH_1^3}{12 \cdot BH_1 \frac{H_1}{2}} = 1 - \frac{1 \cdot 2^3}{12 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 1} = 0,67 \text{ м};$$

$$l_2 = H_2 - h_{D_2} = H_2 - \frac{1}{2}H_2 - \frac{BH_2^3}{12 \cdot BH_2 \frac{H_2}{2}} = 0,5 - \frac{1 \cdot 1^3}{12 \cdot 1 \cdot 0,5} = 0,33 \text{ м}.$$

Сила двустороннего давления газа на перегородку

$$P_3 = (p_{01} - p_{02})BL = (1,5 \cdot 10^5 - 0,5 \cdot 10^5) 1 \cdot 3 = 3 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

Линия действия силы  $P_3$  проходит по середине высоты перегородки  $L$ .

Результирующая сила, воспринимаемая перегородкой,

$$P = P_1 - P_2 + P_3 = 2 \cdot 10^4 - 0,5 \cdot 10^4 + 30 \cdot 10^4 = 31,5 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Уравнение суммы моментов сил, действующих на перегородку, относительно точки  $O$  имеет вид

$$Pl = P_1l_1 - P_2l_2 + P_3 \frac{1}{2}L.$$

Отсюда

$$l = \frac{P_1l_1 - P_2l_2 + P_3 \cdot \frac{1}{2}L}{P} = \frac{2 \cdot 10^4 \cdot 0,67 - 0,5 \cdot 10^4 \cdot 0,34 + 30 \cdot 10^4 \cdot 1,5}{31,5 \cdot 10^4} = 1,47 \text{ м}.$$

Второй вариант. Давление жидкости на перегородку приведем к двум силам  $P_1$  и  $P_2$  (рис. 3.6, б). Силу  $P_1$  на участке одностороннего давления определим по формуле (3.3):

$$P_1 = \frac{1}{2} \rho g H^2 B = \frac{1}{2} \cdot 10^3 \cdot 10 \cdot 1^2 \cdot 1 = 5 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Координату центра давления  $D_1$  найдем по формуле (3.7), в которой

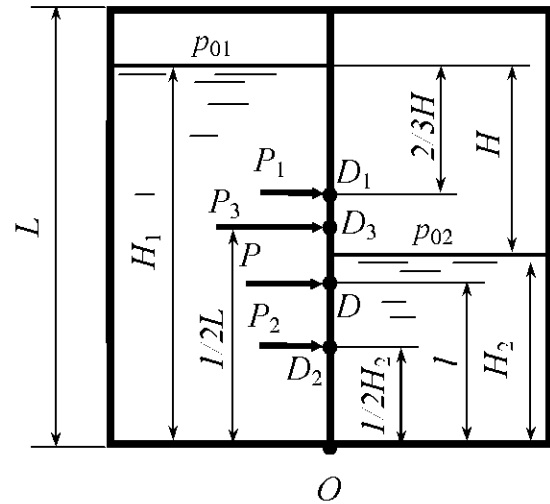


Рис. 3.6, б

$$I_C = \frac{BH^3}{12},$$

$$h_{D_1} = \frac{H}{2} + \frac{BH^3}{12BH \cdot \frac{H}{2}} = \frac{2}{3}H = \frac{2}{3} \cdot 1 = 0,67 \text{ м}.$$

Силу  $P_2$  на участке двустороннего давления жидкости определим по формуле (3.11), в которой  $\omega_2 = H_2 B$ :

$$P_2 = \rho g H H_2 B = 10^3 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 10 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Линия действия силы  $P_2$  проходит по середине высоты  $H_2$ .

Сила двустороннего давления газа

$$P_3 = (p_{01} - p_{02})BL = (1,5 \cdot 10^5 - 0,5 \cdot 10^5) \cdot 1 \cdot 3 = 3 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

Линия действия силы  $P_3$  проходит по середине высоты перегородки  $L$ .

Результирующая сила, воспринимаемая перегородкой,

$$P = P_1 + P_2 + P_3 = 5 \cdot 10^3 + 10 \cdot 10^3 + 3 \cdot 10^5 = 3,15 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

Уравнение суммы моментов сил, действующих на перегородку, относительно точки  $O$

$$Pl = P_1 \left( H_1 - \frac{2}{3}H \right) + P_2 \frac{1}{2}H_2 + P_3 \frac{1}{2}L,$$

где  $l$  – координата центра давления  $D$  результирующей силы относительно точки  $O$ .

Отсюда

$$l = \frac{P_1 \left( H_1 - \frac{2}{3} H \right) + P_2 \frac{1}{2} H_2 + P_3 \frac{1}{2} L}{P} =$$

$$= \frac{5 \cdot 10^3 (2 - 0,67) + 10 \cdot 10^3 \cdot 0,5 + 3 \cdot 10^5 \cdot \frac{1}{2} \cdot 3}{3,15 \cdot 10^5} = 1,47 \text{ м.}$$

**Задача 3.2.** Аппарат, плавающий на поверхности воды ( $\rho = 1020 \text{ кг/м}^3$ ), имеет люк, закрытый изнутри плоской крышкой диаметром  $d = 0,8 \text{ м}$

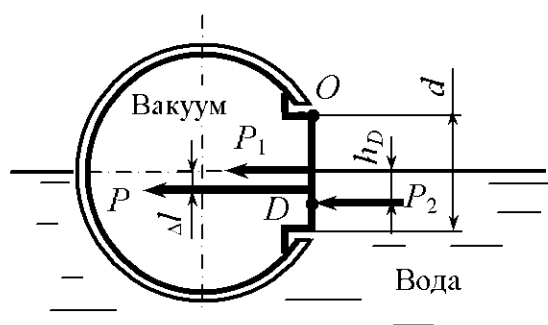


Рис. 3.7

(рис. 3.7). Определить силу давления  $P$  на крышку, если внутри аппарата вакуумметрическое давление  $p_v = 2 \text{ кПа}$ . Найти расстояние  $\Delta l$  от линии действия этой силы до оси люка.

*Решение.* Силу, действующую на внутреннюю поверхность крышки аппарата, определим по формуле (3.3):

$$P_1 = p_{\text{сн}} \omega_1 = p \frac{\pi d^2}{4} = 2 \cdot 10^3 \frac{\pi \cdot 0,8^2}{4} = 1005 \text{ Н.}$$

Так как внутри аппарата вакуумметрическое давление (отрицательное избыточное), то сила направлена внутрь аппарата. Эта сила приложена в центре тяжести поверхности крышки, так как давление в каждой точке внутренней поверхности крышки одинаково. Силу давления воды, действующую на внешнюю поверхность крышки, определим также по формуле (3.3):

$$P_2 = p_{\text{сн}} \omega_2 = \rho g h_c \frac{1}{2} \frac{\pi d^2}{4},$$

где  $h_c = \frac{4R}{3\pi} = \frac{2d}{3\pi} = \frac{2 \cdot 0,8}{3\pi} = 0,170 \text{ м.}$

Тогда

$$P_2 = 1020 \cdot 9,81 \cdot 0,170 \cdot \frac{1}{2} \frac{\pi \cdot 0,8^2}{4} = 427 \text{ Н.}$$

Результирующая сила, действующая на крышку,

$$P = P_1 + P_2 = 1005 + 427 = 1432 \text{ Н.}$$

Расстояние  $\Delta l$  определяем из уравнения суммы моментов сил, действующих на крышку, относительно точки  $O$

$$P\left(\frac{d}{2} + \Delta l\right) = P_1 \frac{d}{2} + P_2 \left(\frac{d}{2} + h_D\right),$$

где  $h_D$  – вертикальное расстояние от центра давления  $D$  до пьезометрической плоскости, которая совпадает со свободной поверхностью воды,

$$h_D = h_C + \frac{I_C}{h_C \omega_2}.$$

Согласно [6]

$$I_C = \frac{9\pi^2 - 64}{72\pi} R^4 = \frac{9 \cdot 3,14^2 - 64}{72 \cdot 3,14} 0,4^4 = 0,00280 \text{ м}^4.$$

Тогда

$$h_D = 0,170 + \frac{0,00280}{0,170 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,8^2}{4}} = 0,236 \text{ м};$$

$$\Delta l = \frac{P_1 \frac{d}{2} + P_2 \left(\frac{d}{2} + h_D\right) - P \frac{d}{2}}{P} = \frac{P_2 h_D}{P} = \frac{427 \cdot 0,236}{1432} = 0,07 \text{ м}.$$

### Задачи для самостоятельного решения

3.1. Открытая цистерна диаметром  $D = 2,2$  м заполнена бензином (рис. 3.8), плотность которого  $\rho_6 = 720 \text{ кг/м}^3$ . Уровень бензина от дна  $h = 2,4$  м. Определить силу гидростатического давления бензина на торцовую стенку и положение центра давления.

3.2. Открытый сосуд заполнен водой ( $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ) до высоты  $H = 0,2$  м (рис.3.9). Определить силу давления воды на дно и натяжение веревки, на которой он подвешен, если  $D = 0,3$  м,  $d = 0,15$  м, масса пустого сосуда  $m = 5$  кг.

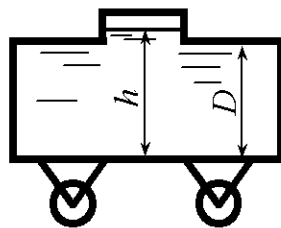


Рис. 3.8

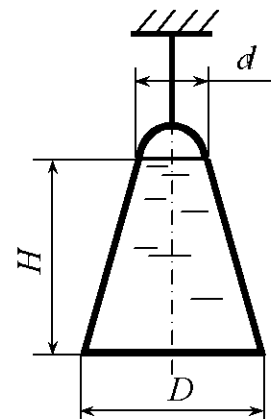


Рис. 3.9

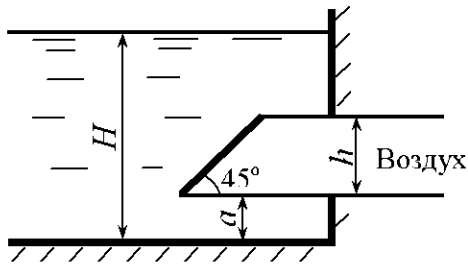


Рис. 3.10

3.3. Определить силу гидростатического давления и центр давления воды на прямоугольный затвор шириной  $b = 1,2$  м, закрывающий вход в прямоугольную трубу, высота которой  $h = 0,8$  м (рис. 3.10). Глубина жидкости в резервуаре  $H = 3,5$  м,  $a = 0,5$  м.

3.4. На щите (рис. 3.11), наклоненном к горизонту на угол  $\alpha = 60^\circ$ , имеется отверстие, которое перекрывается круглой крышкой диаметром  $d = 0,8$  м. Определить силу гидростатического давления и центр давления воды на крышку люка,  $a = 1,0$  м.

3.5. Определить силу гидростатического давления жидкости на круглую крышку колодца диаметром  $D = 1,2$  м (рис. 3.12). Относительная плотность жидкости  $\delta = 1,25$ , глубины  $H_1 = 4,5$  м,  $H_2 = 1,0$  м.

3.6. В крышку цилиндрического резервуара диаметром  $D = 2,0$  м вставлен пьезометр диаметром  $d = 6$  см, высота жидкости в котором  $h = 2,0$  м (рис. 3.13.) Определить силу гидростатического давления жидкости на крышку, если плотность жидкости  $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>.

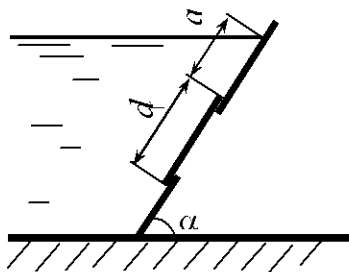


Рис. 3.11

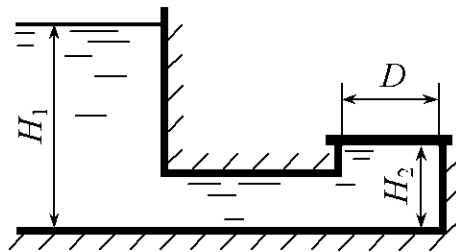


Рис. 3.12

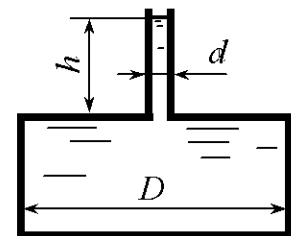


Рис. 3.13

3.7. Определить силу и центр давления воды на стенку шириной  $b = 15$  м, глубина воды  $h = 3$  м (рис. 3.14).

3.8. Определить равнодействующую силу и центр давления воды на наклонную прямоугольную стенку шириной  $b = 10$  м (рис. 3.15), если глубины воды  $H_1 = 6$  м,  $H_2 = 2$  м, а угол наклона стенки  $\alpha = 60^\circ$ .



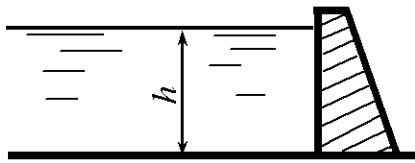


Рис. 3.14

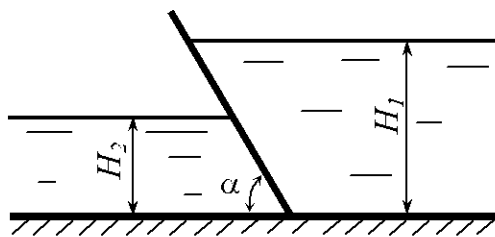


Рис. 3.15

3.9. Определить силу и центр давления воды на стенку шириной  $b = 15$  м (рис. 3.16), глубина воды  $h = 4$  м, а угол наклона стенки  $\alpha = 60^\circ$ .

3.10. Прямоугольное отверстие высотой  $h = 0,4$  м и шириной  $b = 1,0$  м в вертикальной стенке открытого резервуара с водой закрыто щитом (рис.3.17). Определить силу и центр давления воды на щит, если  $H = 1,3$  м.

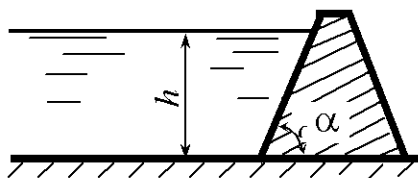


Рис. 3.16

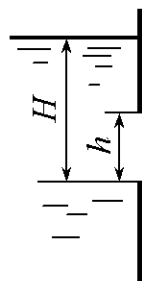


Рис. 3.17

3.11. Конически сходящийся сосуд с размерами  $D = 240$  мм,  $d = 120$  мм,  $H = 50$  мм (рис. 3.18) заполнен ртутью ( $\rho_{рт} = 13,6 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>). Определить силу давления ртути на дно сосуда и силу давления сосуда на основание, если масса пустого сосуда  $m = 5$  кг.

3.12. Определить равнодействующую силу и центр давления воды на прямоугольную стенку шириной  $b = 10$  м (рис. 3.19), если глубины воды  $H_1 = 5$  м,  $H_2 = 3$  м.

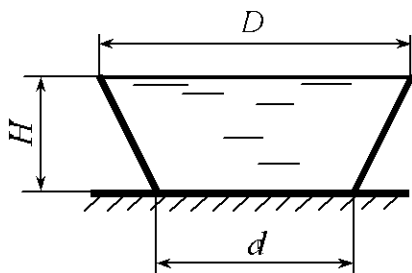


Рис. 3.18

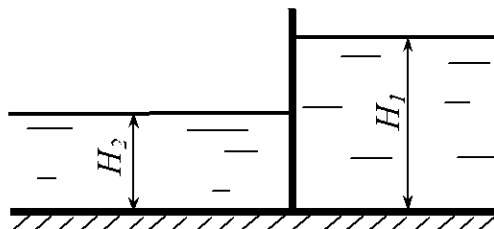


Рис. 3.19

3.13. Определить силу и центр давления воды на квадратный затвор со стороной  $a = 1,5$  м (рис. 3.20), если глубина воды  $H = 4$  м.

3.14. Определить равнодействующую силу гидростатического давления воды на прямоугольный затвор высотой  $h = 1,6$  м и шириной  $b = 2,0$  м (рис. 3.21), если глубины воды  $H_1 = 3,0$  м,  $H_2 = 0,8$  м. Найти глубину погружения центра давления.

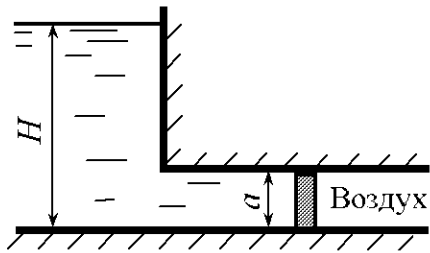


Рис. 3.20

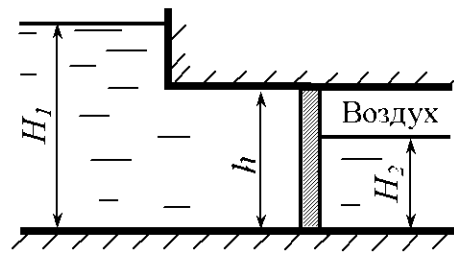


Рис. 3.21

3.15. В вертикальной стенке имеется отверстие, перекрываемое щитом в виде равностороннего треугольника, сторона которого  $b = 1,5$  м (рис. 3.22). Определить силу гидростатического давления воды и положение центра давления, если  $H = 2,3$  м.

3.16. В вертикальной стенке (рис. 3.23) имеется отверстие, перекрываемое щитом в виде равностороннего треугольника, сторона которого  $b = 2,5$  м. Определить силу гидростатического давления воды и положение центра давления, если  $H = 3,4$  м.

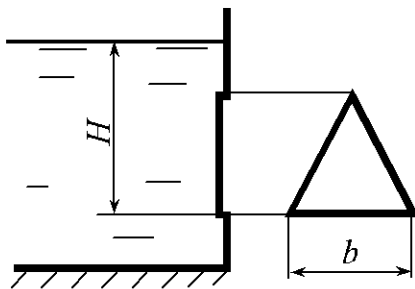


Рис. 3.22

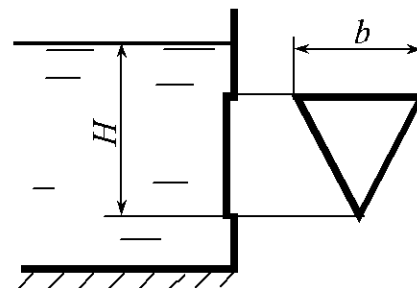


Рис. 3.23

3.17. В вертикальной стенке имеется отверстие, перекрываемое щитом в форме эллипса с размерами  $a = 2,5$  м,  $b = 1,5$  м (рис. 3.24). Определить силу гидростатического давления воды и положение центра давления, если  $H = 3,2$  м.

3.18. В вертикальной стенке имеется отверстие, которое перекрывается щитом в форме эллипса размерами  $a = 1,5$  м,  $b = 2,5$  м (рис. 3.25).

Определить силу гидростатического давления воды и положение центра давления, если  $H = 0,3$  м.

3.19. К крышке цилиндрического резервуара диаметром  $D = 2,0$  м подсоединён пьезометр диаметром  $d = 6$  см, высота жидкости в котором  $h = 2,0$  м (рис. 3.26.). Определить силы гидростатического давления жидкости на дно и верхнюю крышку, если  $H = 1$  м, а плотность жидкости  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>.

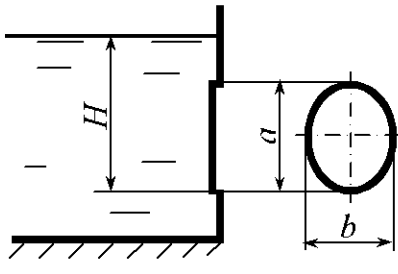


Рис. 3.24

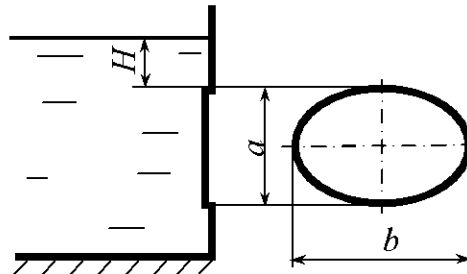


Рис. 3.25

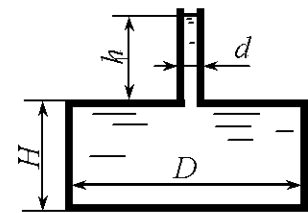


Рис. 3.26

3.20. В закрытый резервуар (рис. 3.27) с избыточным давлением  $p_{0и} = 0,1 \cdot 10^5$  Па налит керосин плотностью  $\rho_k = 860$  кг/м<sup>3</sup>. Определить силу гидростатического давления и центр давления керосина на круглую крышку лаза диаметром  $d = 1,0$  м. Центр тяжести крышки расположен на глубине  $H = 3,0$  м.

3.21. На поршень одного из сообщающихся сосудов, наполненных водой, действует сила  $P_1 = 600$  Н (рис. 3.28). Какую силу  $P_2$  нужно приложить ко второму поршню, чтобы поршни находились в равновесии, если  $h = 0,4$  м,  $d_1 = 0,2$  м,  $d_2 = 0,4$  м?

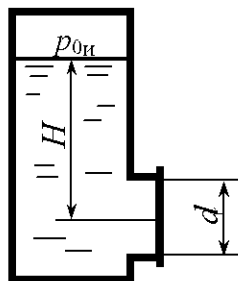


Рис. 3.27

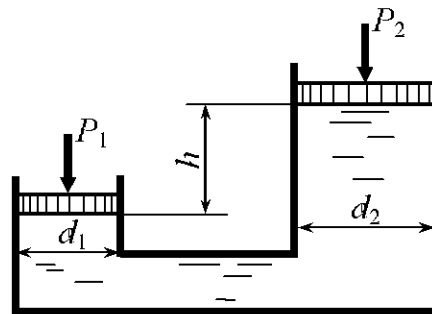


Рис. 3.28

3.22. Определить силу гидростатического давления жидкости на дно резервуара диаметром  $d = 4,0$  м (рис. 3.29). Избыточное давление в резервуаре  $p_{0и} = 0,1 \cdot 10^5$  Па. Относительная плотность жидкости  $\delta = 0,85$ . Глубина жидкости  $H = 3$  м.

3.23. В наклонной стенке резервуара имеется треугольное отверстие, которое перекрывается щитом в форме равностороннего треугольника, высота которого  $b = 2,5$  м (рис. 3.30). Определить силу гидростатического давления воды на щит и глубину погружения центра давления, если  $H = 3,1$  м, угол наклона щита к горизонту  $\alpha = 60^\circ$ , а вакуумметрическое давление в резервуаре  $p_{0в} = 0,5 \cdot 10^5$  Па.

3.24. Цистерна диаметром  $D = 2,2$  м заполнена бензином (рис. 3.31), плотность которого  $\rho_{б} = 720$  кг/м<sup>3</sup>, и герметично закрыта. Уровень бензина от дна  $h = 2,4$  м. Давление паров бензина на свободной поверхности  $p_{0и} = 0,08 \cdot 10^5$  Па. Определить силу гидростатического давления бензина на торцовую стенку и положение центра давления.

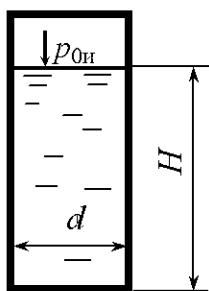


Рис. 3.29

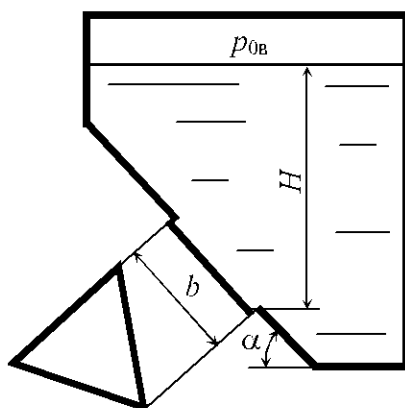


Рис. 3.30

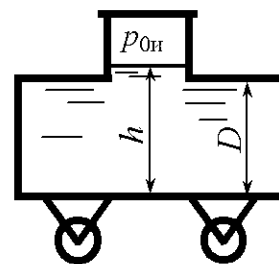


Рис. 3.31

3.25. Прямоугольный поворотный затвор размерами  $L \times B = 2 \times 3$  м перекрывает выход воды из резервуара, глубина в котором  $H = 5$  м (рис. 3.32). Определить, на каком расстоянии  $l$  следует расположить его ось поворота, чтобы для его открытия преодолеть только момент трения.

3.26. Определить точку приложения и силу давления жидкости на плоскую крышку люка в форме полукруга, если относительная плотность жидкости  $\delta = 1,25$ ,  $H = R = 1,2$  м (рис. 3.33).

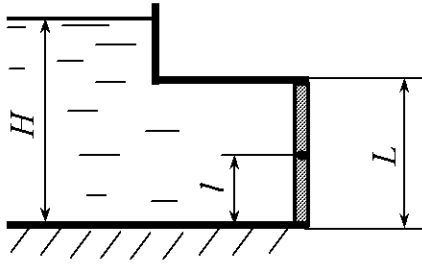


Рис. 3.32

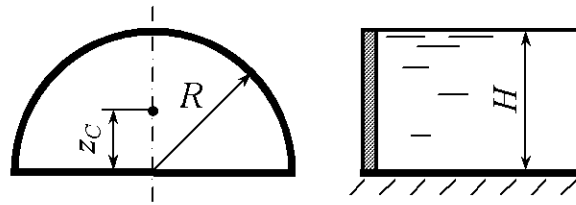


Рис. 3.33

3.27. В сосуде находится расплавленный свинец ( $\rho_{\text{св}} = 11000 \text{ кг/м}^3$ ). Определить силу давления, действующую на дно сосуда (рис. 3.34), если высота уровня свинца  $h = 500 \text{ мм}$ , диаметр сосуда  $D = 400 \text{ мм}$ , показание вакуумметра  $p_{\text{в}} = 30 \text{ кПа}$ .

3.28. В воде плавает герметично закрытая бочка (рис. 3.35). Определить результирующую силу давления на дно бочки, если давление в ней  $p_{0\text{и}} = 0,1 \cdot 10^5 \text{ Па}$ , плотность бензина  $\rho_{\text{б}} = 750 \text{ кг/м}^3$ ,  $H = 1,2 \text{ м}$ ,  $h = 0,8 \text{ м}$ ,  $D = 0,4 \text{ м}$ .

3.29. Какое усилие нужно приложить к плунжеру, чтобы давление в цилиндре было  $p_{0\text{и}} = 1,2 \cdot 10^5 \text{ Па}$ , если плотность масла  $\rho_{\text{м}} = 850 \text{ кг/м}^3$ ,  $h = 0,1 \text{ м}$ ,  $d = 0,05 \text{ м}$  (рис. 3.36).

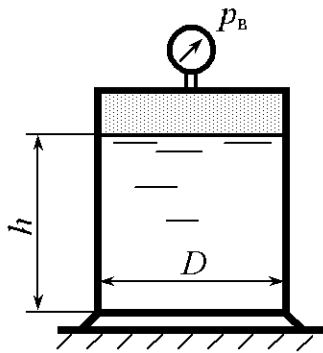


Рис. 3.34

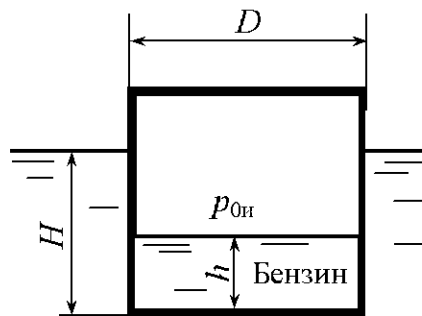


Рис. 3.35

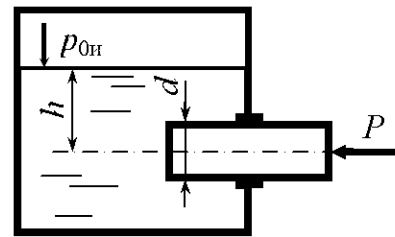


Рис. 3.36

3.30. Определить силу гидростатического давления и центр давления воды на прямоугольный затвор шириной  $b = 1,2 \text{ м}$ , закрывающий вход в прямоугольную трубу, высота которой  $h = 0,8 \text{ м}$  (рис. 3.37). Глубина погружения верха трубы  $H = 0,5 \text{ м}$ , избыточное давление в резервуаре  $p_{0\text{и}} = 15 \text{ кПа}$ .

3.31. На боковой стенке резервуара (рис. 3.38), наклоненной к горизонту на угол  $\alpha = 60^\circ$ , имеется люк, который перекрывается круглой

крышкой диаметром  $d = 0,8$  м. Определить силу гидростатического давления и центр давления воды на крышку люка, если  $a = 1,0$  м, избыточное давление в резервуаре  $p_{0и} = 8$  кПа.

3.32. Прямоугольное отверстие высотой  $h = 0,4$  м и шириной  $b = 1,0$  м в вертикальной стенке закрытого резервуара с водой закрыто щитом (рис. 3.39). Определить силу и центр давления воды на щит, если  $H = 0,5$  м, избыточное давление в резервуаре  $p_{0и} = 12$  кПа.

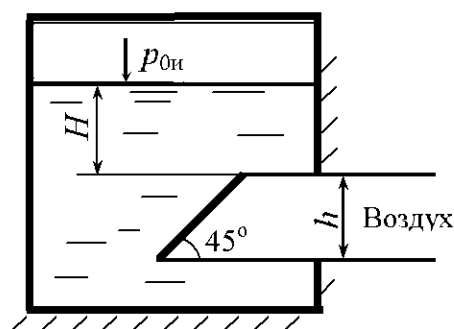


Рис. 3.37

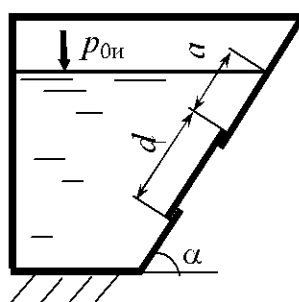


Рис. 3.38

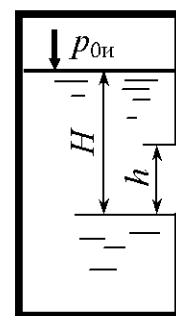


Рис. 3.39

3.33. В боковой вертикальной стенке резервуара имеется отверстие, перекрываемое треугольным равнобедренным щитом, сторона которого  $b = 1,5$  м (рис. 3.40). Определить силу гидростатического давления воды и положение центра давления, если  $H = 2,3$  м, избыточное давление в резервуаре  $p_{0и} = 5$  кПа.

3.34. Прямоугольное отверстие высотой  $h = 0,4$  м и шириной  $b = 1,0$  м в вертикальной стенке резервуара с водой закрыто щитом (рис. 3.41). Определить силу и центр давления воды на щит, если  $H = 0,5$  м, вакуумметрическое давление в резервуаре  $p_{0в} = 5$  кПа.

3.35. В боковой вертикальной стенке резервуара имеется отверстие, которое перекрывается щитом в форме эллипса размерами  $a = 2,5$  м,  $b = 1,5$  м (рис. 3.42). Определить силу гидростатического давления воды на щит и положение центра давления, если  $H = 3,2$  м, вакуумметрическое давление в резервуаре  $p_{0в} = 5$  кПа.

3.36. В боковой вертикальной стенке резервуара имеется отверстие, которое перекрывается щитом в форме эллипса размерами  $a = 1,5$  м,  $b = 2,5$  м (рис. 3.43). Определить силу гидростатического давления воды на щит и

положение центра давления, если  $H = 0,3$  м, вакуумметрическое давление в резервуаре  $p_{0в} = 20$  кПа.

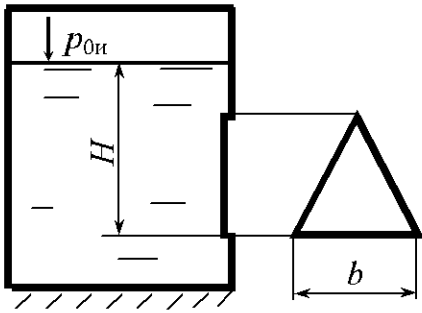


Рис. 3.40

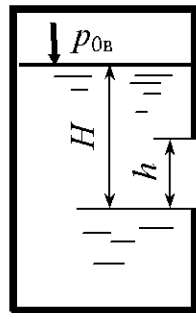


Рис. 3.41

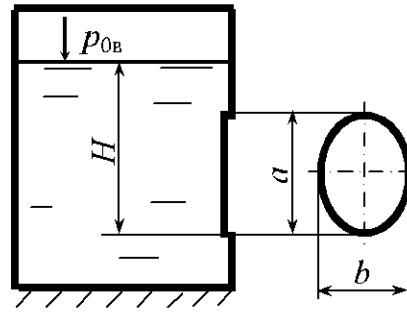


Рис. 3.42

3.37. В воде плавает герметично закрытая бочка (рис. 3.44). Определить результирующую силу давления на дно бочки, если давление в ней  $p_{0в} = 0,1 \cdot 10^5$  Па, плотность бензина  $\rho_б = 750 \text{ кг/м}^3$ ,  $H = 1,2$  м,  $h = 0,8$  м,  $D = 0,4$  м.

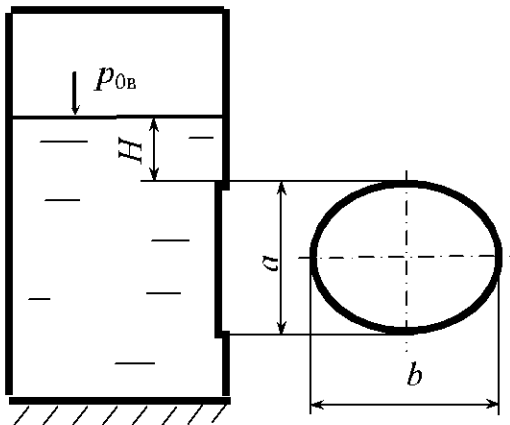


Рис. 3.43

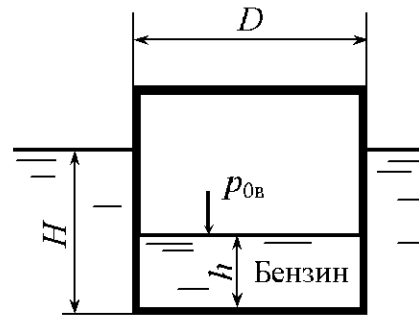


Рис. 3.44

3.38. В цилиндрическом резервуаре с бензином ( $\rho_б = 800 \text{ кг/м}^3$ ) отстоялась вода. Определить силу давления на дно резервуара, если  $D = 2$  м,  $H_1 = 0,1$  м,  $H_2 = 5$  м (рис. 3.45). Резервуар герметично закрыт, давление в резервуаре вакуумметрическое  $p_{0в} = 0,1 \cdot 10^5$  Па.

3.39. В цилиндрическом резервуаре с бензином ( $\rho_б = 800 \text{ кг/м}^3$ ) отстоялась вода. Определить силу давления на дно резервуара, если  $D = 2$  м,  $H_1 = 0,1$  м,  $H_2 = 5$  м (рис. 3.46). Резервуар герметично закрыт, давление насыщенных паров бензина  $p_{0г} = 0,08 \cdot 10^5$  Па.

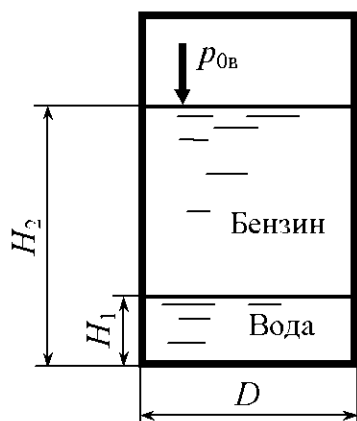


Рис. 3.45

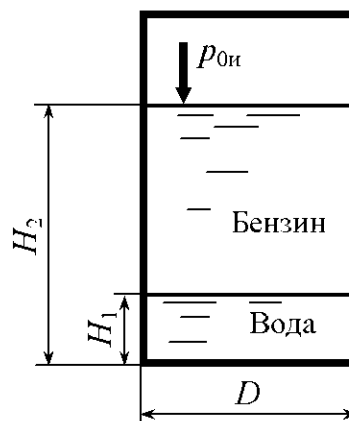


Рис. 3.46

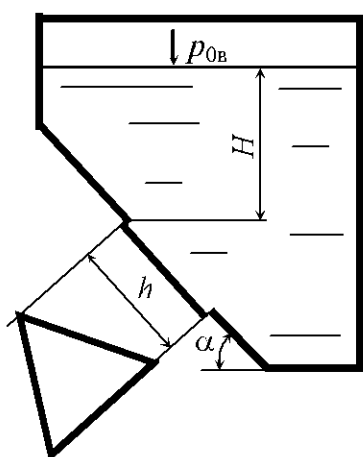


Рис. 3.47

3.40. В наклонной стенке резервуара имеется треугольное отверстие, которое перекрывается щитом в форме равностороннего треугольника, высота которого  $h = 1,8$  м (рис. 3.47). Определить силу гидростатического давления жидкости на щит и глубину погружения центра давления, если  $H = 0,2$  м, угол наклона щита к горизонту  $\alpha = 60^\circ$ , а вакуумметрическое давление в резервуаре  $p_{0в} = 0,5 \cdot 10^5$  Па.

3.41. В закрытый резервуар с вакуумметрическим давлением  $p_{0в} = 0,05 \cdot 10^5$  Па налит керосин плотностью  $\rho_k = 860$  кг/м<sup>3</sup> (рис. 3.48). Определить силу гидростатического давления и центр давления керосина на круглую крышку лаза диаметром  $d = 1,0$  м. Центр тяжести крышки расположен на глубине  $H = 3,0$  м.

3.42. Определить равнодействующую сил давления на перегородку высотой  $L = 3$  м и шириной  $B = 2$  м, если  $H_1 = 2$  м,  $H_2 = 1$  м (рис. 3.49). Над бензином ( $\rho_b = 800$  кг/м<sup>3</sup>) избыточное давление  $p_{0и} = 0,05 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup>, а над водой – атмосферное давление.

3.43. Определить силу и центр давления на прямоугольную боковую стенку резервуара высотой  $H = 3$  м и шириной  $B = 2$  м (рис. 3.50). Резервуар герметичен и давление на поверхности нефти ( $\rho_n = 900$  кг/м<sup>3</sup>)  $p_{0и} = 0,1 \cdot 10^5$  Па. Глубина нефти  $h = 2$  м.



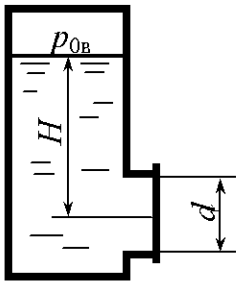


Рис. 3.48

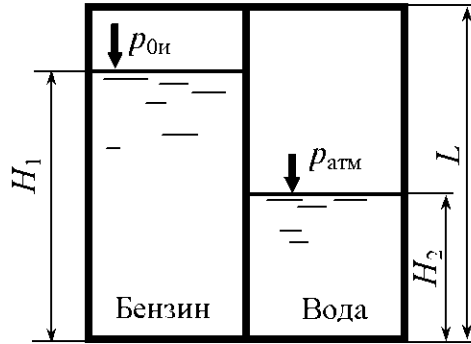


Рис. 3.49

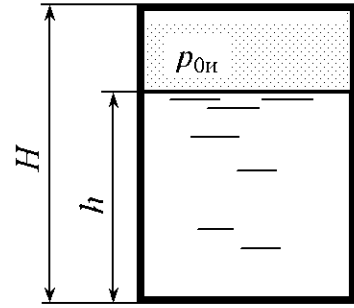


Рис. 3.50

3.44. Цистерна диаметром  $D = 2,2$  м заполнена бензином ( $\rho_{\text{б}} = 720 \text{ кг/м}^3$ ) до высоты  $\frac{D}{2}$  (рис. 3.51). Определить силу давления на торцовую стенку, если цистерна герметично закрыта и избыточное давление в ней  $p_{0и} = 0,1 \cdot 10^5$  Па.

3.45. Определить равнодействующую сил гидростатического давления на перегородки и точки их приложения, если уровень жидкостей  $H = 2,3$  м. Ширина бака  $B = 1$  м (рис. 3.52). Плотность бензина  $\rho_{\text{б}} = 850 \text{ кг/м}^3$ , плотность минерального масла  $\rho_{\text{м}} = 800 \text{ кг/м}^3$ .

3.46. Отверстие диаметром  $d = 0,1$  м, расположенное в дне резервуара, закрыто крышкой диаметром  $D = 0,2$  м (рис. 3.53). При каком вакуумметрическом давлении в резервуаре крышка начнет пропускать воду, если  $H = 1$  м, а масса крышки  $m = 10$  кг?

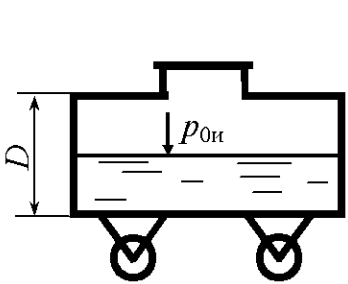


Рис. 3.51

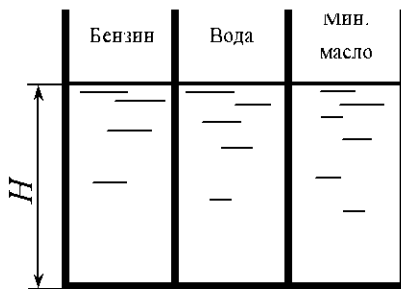


Рис. 3.52

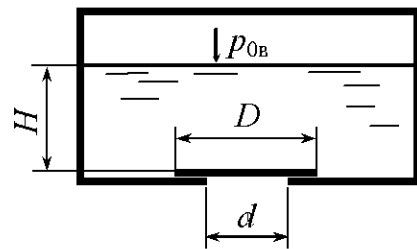


Рис. 3.53

3.47. На поршень диаметром  $d = 0,2$  м действует сила  $P = 500$  Н (рис. 3.54). Определить силу, с которой будет сжата пружина, если масса малого поршня  $m_1 = 20$  кг, масса большого поршня с пружиной  $m_2 = 40$  кг,  $D = 0,4$  м. Разностью уровней жидкости под поршнями пренебречь.

3.48. Цилиндрический сосуд, имеющий размеры  $D = 0,3$  м,  $d = 0,2$  м,  $b = 0,25$  м и наполненный водой до высоты  $a + b = 0,42$  м, закрыт сверху поршнем, масса которого  $m = 50$  кг. Определить силы, действующие на верхнюю  $A$  и нижнюю  $B$  горизонтальные поверхности сосуда (рис. 3.55).

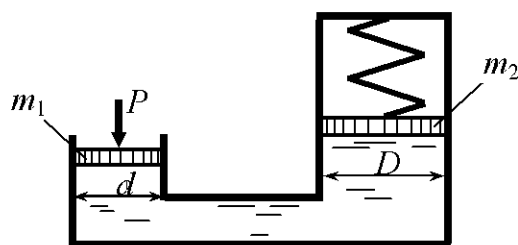


Рис. 3.54

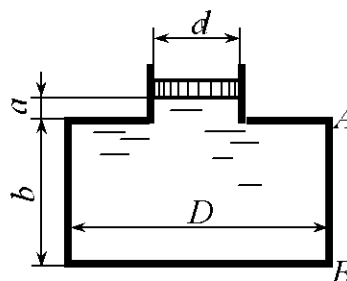


Рис. 3.55

3.49. Определить силу (пренебрегая весом клапана), прижимающую всасывающий клапан диаметром  $D_2 = 150$  мм к седлу, имеющему диаметр  $D_3 = 100$  мм, если диаметр насосного цилиндра  $D_1 = 350$  мм, а усилие, действующее на шток,  $F = 400$  Н. Седло клапана расположено ниже оси цилиндра на  $h_1 = 0,5$  м и выше свободной поверхности жидкости на  $h_2 = 6,5$  м, причём труба под клапаном заполнена водой (рис. 3.56).

3.50. Определить силу  $F$ , необходимую для удержания поршня на высоте  $h_2 = 2$  м над поверхностью воды в колодце (рис. 3.57). Над поршнем поднимается столб воды высотой  $h_1 = 3$  м. Диаметры поршня  $D = 100$  мм, штока  $d = 30$  мм. Вес поршня и штока не учитывать.

3.51. Определить показания мановакуумметра  $p_{\text{МВ}}$ , если к штоку поршня приложена сила  $F = 0,1$  кН, его диаметр  $d = 100$  мм, высота  $H = 2,5$  м, плотность жидкости  $\rho_{\text{ж}} = 800$  кг/м<sup>3</sup> (рис. 3.58).

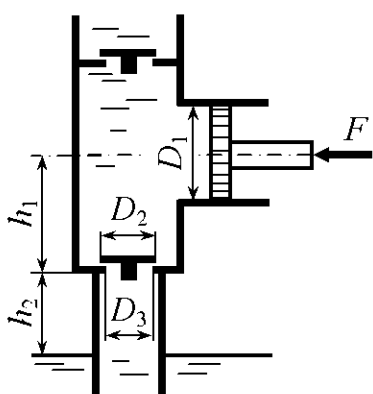


Рис. 3.56

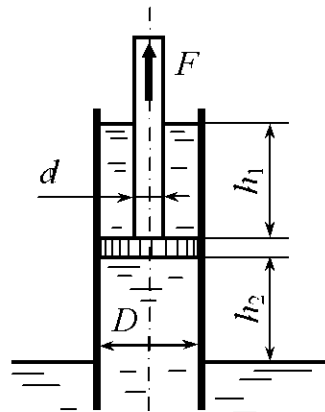


Рис. 3.57

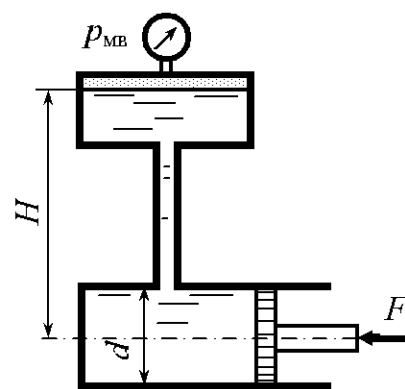


Рис. 3.58

3.52. Определить абсолютное давление в точке  $A$  и вес груза  $G$ , лежащего на поршне 2 (рис. 3.59), если для его подъёма к поршню 1 приложена сила  $F = 500$  Н. Диаметры поршней  $D = 300$  мм,  $d = 80$  мм. Высота  $H = 1,5$  м. Плотность масла  $\rho_{\text{м}} = 850$  кг/м<sup>3</sup>.

3.53. Определить силу (пренебрегая весом клапана), прижимающую всасывающий клапан диаметром  $D_2 = 150$  мм к седлу, имеющему диаметр  $D_3 = 80$  мм, если диаметр насосного цилиндра  $D_1 = 250$  мм, а усилие, действующее на шток,  $F = 500$  Н. Седло клапана расположено ниже оси цилиндра на  $h_1 = 0,5$  м и выше свободной поверхности жидкости на  $h_2 = 4,5$  м, причём труба под клапаном заполнена водой (рис. 3.56).

3.54. Определить силу  $F$ , которую необходимо приложить к штоку поршня для его удержания в равновесии, если мановакуумметр показывает давление выше атмосферного:  $p_{\text{мв}} = 35$  кПа. Диаметр поршня  $d = 150$  мм, высота  $H = 1,85$  м, плотность жидкости  $\rho_{\text{ж}} = 920$  кг/м<sup>3</sup> (рис. 3.58).

3.55. Определить силу  $F$ , которую необходимо приложить к штоку поршня для его удержания в равновесии, если мановакуумметр показывает вакуумметрическое давление, равное  $p_{\text{в}} = 15$  кПа. Диаметр поршня  $d = 200$  мм, высота  $H = 2,15$  м, в резервуаре находится глицерин (рис. 3.58).

3.56. В вертикальной стенке закрытого резервуара с нефтью имеется квадратное отверстие  $a \times a = 0,5 \times 0,5$  м. Определить величину, направление и точку приложения силы давления нефти ( $\rho_{\text{н}} = 850$  кг/м<sup>3</sup>) на крышку, перекрывающую отверстие, если  $H = 1$  м, а вакуумметрическое давление на поверхности нефти  $p_{\text{0в}} = 0,3 \cdot 10^5$  Па (рис. 3.60).

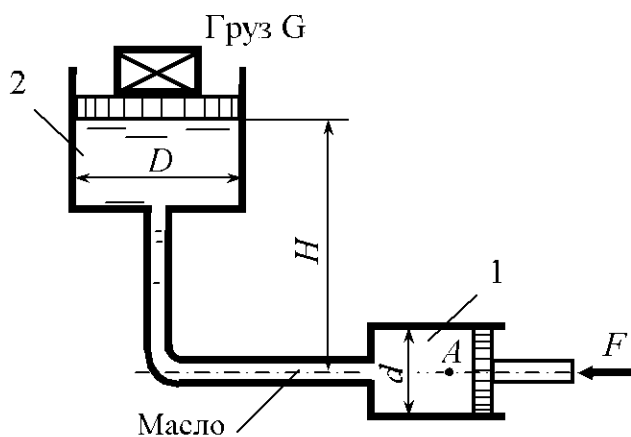


Рис. 3.59

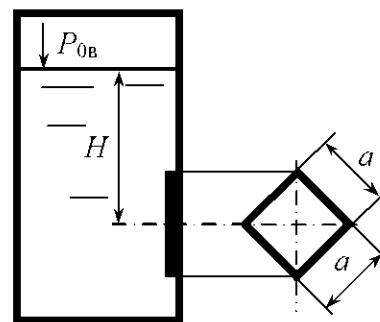


Рис. 3.60

3.57. Определить, при каком вакуумметрическом давлении в закрытом резервуаре сила давления на круглую крышку диаметром  $d = 1$  м равна нулю. Центр тяжести крышки расположен на глубине  $H = 3,0$  м (рис. 3.48). В резервуар налит керосин ( $\rho_k = 780 \text{ кг/м}^3$ ).

3.58. Прямоугольное отверстие высотой  $h = 0,5$  м и шириной  $b = 0,6$  м в боковой стенке закрытого резервуара с водой закрыто щитом. Определить, при какой глубине погружения центра тяжести щита сила давления будет равна нулю, если в резервуаре вакуумметрическое давление  $p_{0в} = 0,3 \cdot 10^5 \text{ Па}$ .

3.59. В воде плавает герметично закрытая бочка (рис. 3.44). Определить результирующую силу давления на дно бочки, если вакуумметрическое давление в ней  $p_{0в} = 0,15 \cdot 10^5 \text{ Па}$ . Плотность бензина  $\rho_б = 740 \text{ кг/м}^3$ ,  $H = 1,2$  м,  $h = 1,2$  м.

3.60. Определить, при каком вакуумметрическом давлении в закрытом резервуаре сила давления на дно резервуара равна нулю (рис. 3.45). Исходные данные:  $D = 1,0$  м,  $H_1 = 0,2$  м,  $H_2 = 2,0$  м.

## 4. СИЛЫ ДАВЛЕНИЯ ПОКОЯЩЕЙСЯ ЖИДКОСТИ НА КРИВОЛИНЕЙНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ (СТЕНКИ)

### Общие сведения

Распределенная нагрузка, действующая на криволинейную поверхность от нормальных в каждой её точке сил давления жидкости, может быть приведена к равнодействующей силе [6]. В большинстве практических задач рассматриваются криволинейные стенки, симметрично расположенные относительно вертикальной плоскости. В этом случае равнодействующая сила лежит в плоскости симметрии. Величина и направление равнодействующей силы  $P$  определяются по двум составляющим, обычно горизонтальной и вертикальной (рис. 4.1). Горизонтальная составляющая силы давления, воспринимаемая криволинейной стенкой, равна силе давления на вертикальную проекцию этой стенки, нормальную к плоскости симметрии, и определяется по формуле

$$P_x = \rho g h_C \omega_z, \quad (4.1)$$

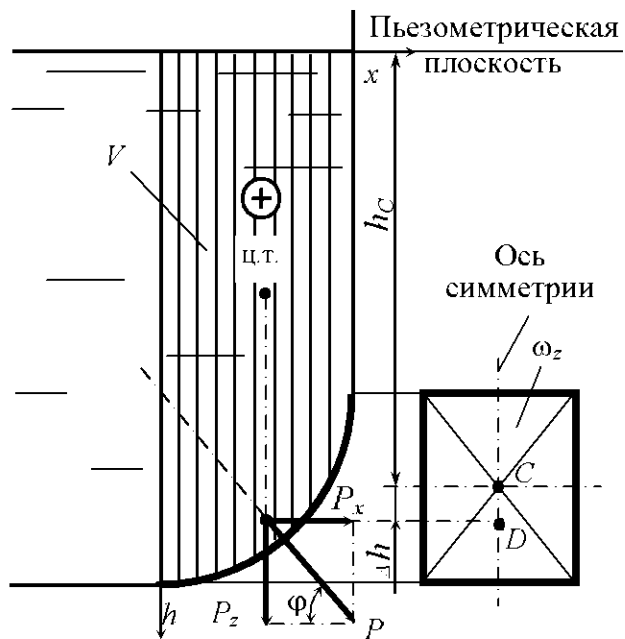


Рис. 4.1

где  $\rho$  – плотность жидкости;  $g$  – ускорение свободного падения;  $h_C$  – вертикальное расстояние от центра тяжести вертикальной проекции стенки (точка  $C$ ) до пьезометрической плоскости;  $\omega_z$  – площадь вертикальной проекции стенки.

При избыточном давлении в точке  $C$  пьезометрическая плоскость проходит выше этой точки и  $h_C > 0$ , при вакуумметрическом давлении в точке  $C$ , т.е. при отрицательном избыточном, пьезометрическая плоскость проходит ниже этой точки и  $h_C < 0$ . Положительные направления координатных осей показаны на рис. 4.1.

Линия действия силы  $P_x$  лежит в плоскости симметрии, проходит через центр давления вертикальной проекции стенки (точка  $D$ ) и смещена (вниз, если  $h_C > 0$ , или вверх, если  $h_C < 0$ ) относительно центра тяжести вертикальной проекции на расстояние

$$\Delta h = \frac{I_C}{\omega_z h_C}, \quad (4.2)$$

где  $I_C$  – момент инерции площади вертикальной проекции относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести проекции.

Вертикальная составляющая силы давления, воспринимаемая криволинейной стенкой, равна силе тяжести жидкости в объёме тела давления:

$$P_z = \rho g V. \quad (4.3)$$

Тело давления  $V$  ограничено криволинейной поверхностью, пьезометрической плоскостью и вертикальной проектирующей поверхностью, построенной на контуре стенки. Объем тела давления находят геометрически. При необходимости сложное тело давления можно разбить на элементарные и просуммировать их объёмы. Объёмы тел приведены в прил. 4.

Сила  $P_z$  проходит через центр тяжести объёма  $V$  и направлена вниз, если объём определяется со смоченной стороны стенки, и вверх – если объём определяется с несмоченной стороны стенки.

Полная равнодействующая сила давления жидкости на криволинейную стенку равна геометрической сумме сил  $P_x$  и  $P_z$ :

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2}. \quad (4.4)$$

Линия действия силы  $P$  проходит через точку пересечения линий действия сил  $P_x$  и  $P_z$ .

Угол наклона равнодействующей к горизонту

$$\varphi = \arctg \frac{P_z}{P_x}. \quad (4.5)$$

Для стенок постоянного радиуса кривизны (цилиндрических, сферических) равнодействующая сила давления проходит через ось или центр кривизны стенки. На рис. 4.2 показаны примеры построения тел давления в случаях, если сила давления жидкости действует на криволинейную стенку с одной или двух сторон. Тело давления, которое лежит в области действительной жидкости, считают положительным, а тело давления в области воображаемой жидкости – отрицательным.

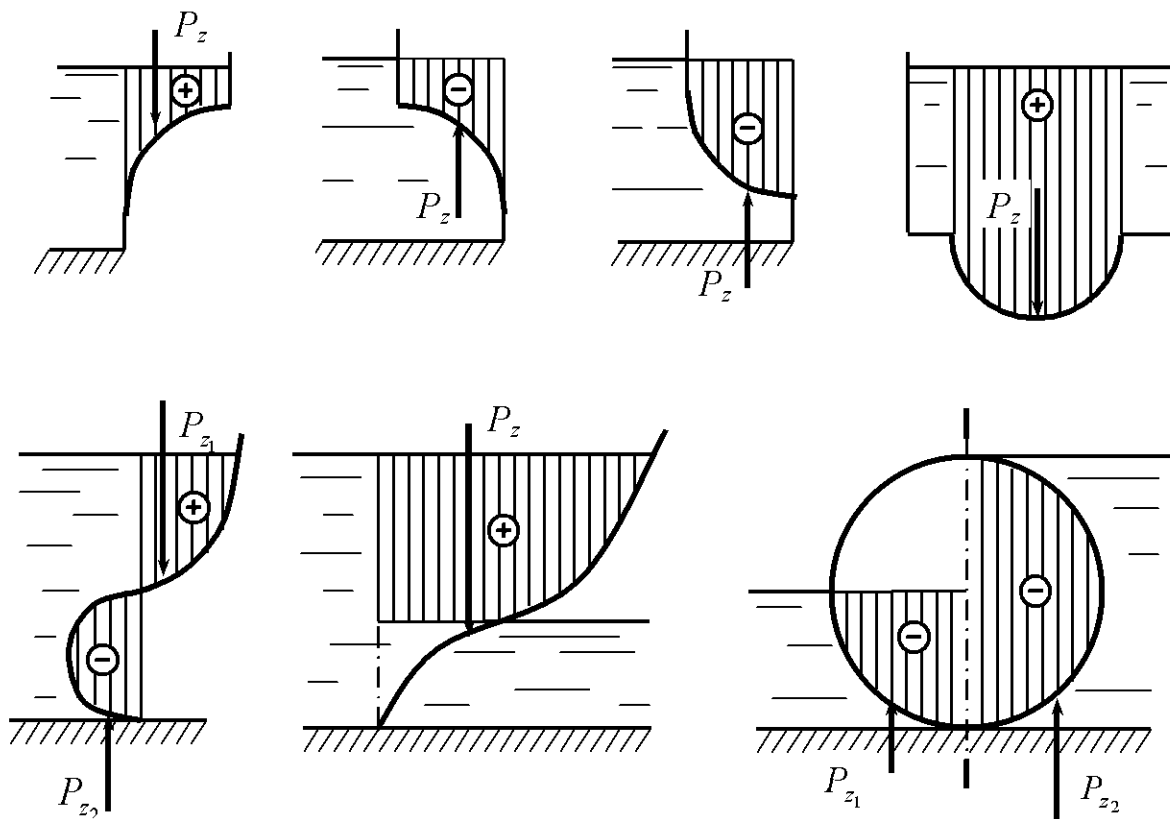


Рис. 4.2

При избыточном давлении на смоченной стороне стенки все составляющие и равнодействующая направлены изнутри жидкости на стенку, а в случае вакуумметрического давления на смоченной стороне стенки силы направлены от стенки внутрь жидкости.

При воздействии жидкостей на стенку с двух сторон сначала определяют горизонтальные и вертикальные составляющие с каждой стороны стенки в предположении одностороннего воздействия жидкости, а затем горизонтальные и вертикальные составляющие от воздействия с двух сторон.

На рис. 4.3 показано определение горизонтальной и вертикальной составляющих и полной силы давления жидкости на криволинейную стенку при избыточном  $p_{0н}$  (а) и вакуумметрическом  $p_{0в}$  (б) давлении.

Вакуумметрическая высота

$$h_{0в} = \frac{p_{0в}}{\rho g}.$$

В некоторых случаях для нахождения той или иной составляющей силы давления жидкости на стенку следует разбить её поверхность на отдельные участки, определить соответствующие усилия на каждый участок стенки и далее просуммировать их.

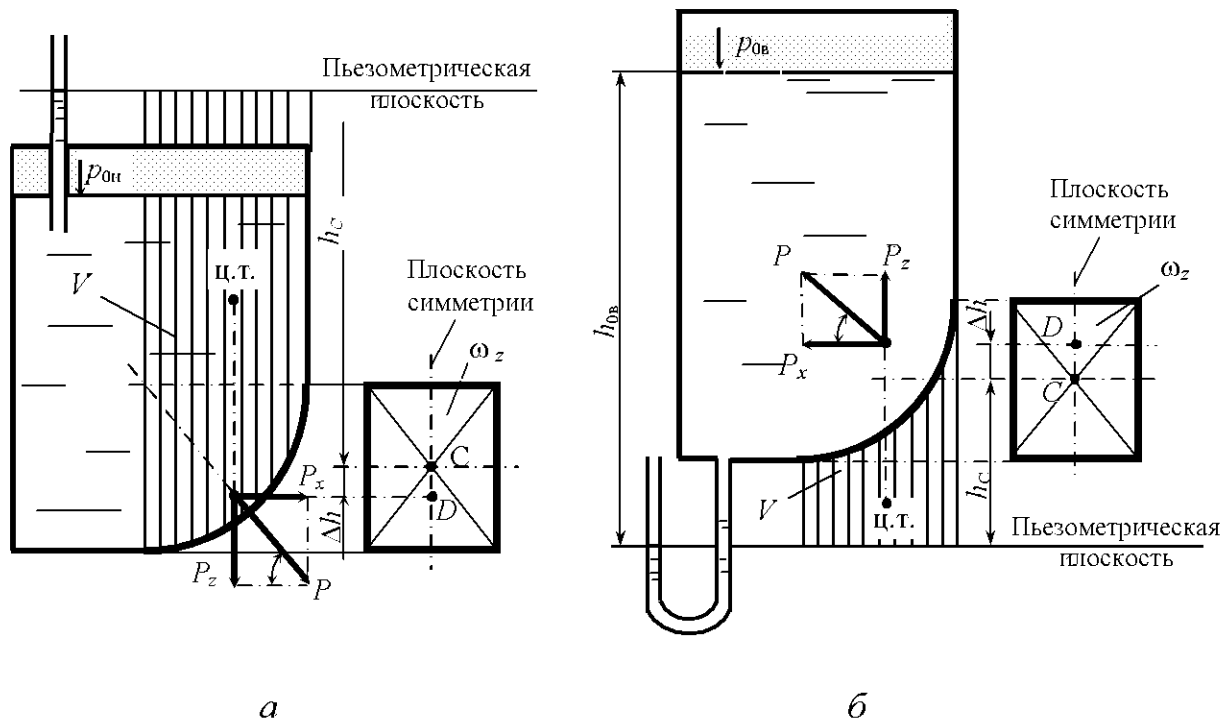


Рис. 4.3

Так, для определения вертикальной составляющей силы давления жидкости на цилиндрическую поверхность  $abc$  (рис. 4.4) следует разбить рассматриваемую поверхность горизонтальной плоскостью на верхнюю  $ab$  и нижнюю  $bc$  половины и найти вертикальные силы давления жидкости на каждую из них.

Вертикальная сила на стенку  $ab$  равна весу жидкости в объеме  $abmn$  и направлена вверх; вертикальная сила на стенку  $bc$  равна весу жидкости в объеме  $bcnm$  и направлена вниз. Тогда вертикальная сила давления на всю цилиндрическую поверхность равна разности указанных сил:

$$P_z = \rho g(V_{bcnm} - V_{abmn}) = \rho gV_{abc},$$

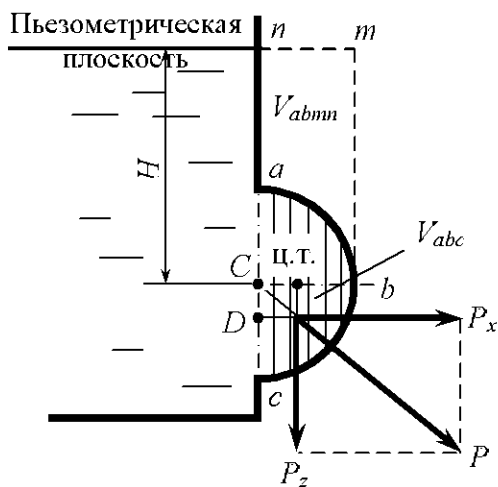


Рис. 4.4

т.е. равна весу жидкости в объеме половины цилиндра и направлена вниз.

Горизонтальная сила в рассматриваемом случае определяется на всю цилиндрическую поверхность по формуле (4.1), а полная – по формуле (4.4).

В том случае, когда криволинейную стенку пересекает пьезометрическая плоскость, вертикальную составляющую силы давления жидкости также следует определять как сумму сил, действующих на уча-



стки стенки. Следует иметь в виду, что на участок стенки, находящийся выше пьезометрической плоскости, действует вакуумметрическое давление, а на участок стенки ниже пьезометрической плоскости – избыточное.

### Примеры решения задач

**Задача 4.1.** На боковой поверхности резервуара, заполненного водой, имеется полусферическая крышка диаметром  $d = 0,8$  м (рис. 4.5). Определить горизонтальную и вертикальную составляющие сил давления жидкости на крышку при показании вакуумметра  $p_B = 10$  кПа.

*Решение.* Находим положение пьезометрической плоскости, вертикальное расстояние от которой до центра тяжести (точка  $C$ ) вертикальной проекции полусферической крышки  $h_C$  равно вакуумметрической высоте. В технике избыточное давление и соответствующая ему пьезометрическая высота, измеряемая от пьезометрической плоскости, приняты положительными, а вакуумметрическое давление и вакуумметрическая высота – отрицательными.

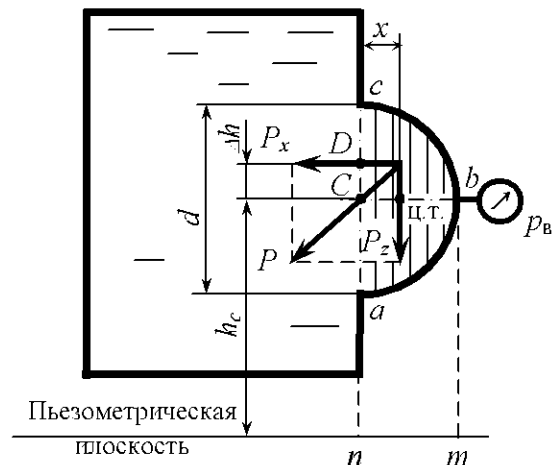


Рис. 4.5

Тогда

$$h_C = h_B = \frac{p_B}{\rho g} = \frac{-10 \cdot 10^3}{10^3 \cdot 10} = -1 \text{ м.}$$

Горизонтальная составляющая давления жидкости на полусферическую крышку

$$P_x = \rho g h_C \omega_z \quad \text{или} \quad P_x = p_B \omega_z.$$

Так как площадь вертикальной проекции крышки есть круг диаметром  $d = 0,8$  м, то

$$P_x = -10 \cdot 10^3 \frac{3,14 \cdot 0,8^2}{4} = -5,02 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Знак «минус» показывает, что на крышку действует сила внешнего давления, которая направлена внутрь жидкости.

Центр давления силы  $P_x$  (точка  $D$  на вертикальной проекции крышки) смещен вверх на

$$\Delta h = \frac{I_C}{\omega_z h_C} = \frac{\pi d^4 4}{64 \pi d^2 h_C} = \frac{d^2}{16 h_C} = \frac{0,8^2}{16(-1)} = -0,04 \text{ м.}$$

Вертикальная составляющая силы гидростатического давления на верхнюю четверть сферической крышки направлена вниз

$$P_{bc} = \rho g V_{bcnm}.$$

Вертикальная составляющая давления на нижнюю четверть сферической крышки направлена вверх

$$P_{ab} = \rho g V_{abmn}.$$

Следовательно, вертикальная составляющая на всю полусферическую крышку

$$P_z = P_{bc} - P_{ab} = \rho g \frac{1}{2} \frac{\pi d^3}{6} = 10^3 \cdot 10 \frac{3,14 \cdot 0,8^3}{12} = 1,34 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

и направлена вниз.

Линия действия силы  $P_z$  проходит через центр тяжести объёма тела давления (объёма полусферы), т.е. на расстоянии  $x$  от центра кривизны полусферы. Равнодействующая сила  $P$  проходит через центр кривизны. Следовательно, расстояние  $x$  от центра кривизны полусферы до линии действия силы  $P_z$  можно найти из соотношения

$$\frac{P_z}{P_x} = \frac{\Delta h}{x}.$$

$$\text{Отсюда} \quad x = \Delta h \frac{P_z}{P_x} = -0,04 \frac{-5,02 \cdot 10^3}{1,34 \cdot 10^3} = 0,15 \text{ м.}$$

**Задача 4.2.** Отверстие в дне сосуда, содержащего масло относительной плотностью  $\delta = 0,83$ , закрыто конической пробкой с размерами  $D = 100$  мм,  $d = 50$  мм и  $a = 100$  мм, укрепленной на штоке диаметром  $d_1 = 25$  мм (рис. 4.6). Уровень масла расположен выше пробки на расстоянии  $b = 50$  мм. Определить начальное усилие  $P$ , необходимое для подъёма пробки, при избыточном давлении в сосуде  $p_{0и} = 10$  кПа. Массой пробки и трением в сальнике пренебречь. Ускорение свободного падения  $g = 10 \text{ м/с}^2$ .

*Решение.* Пьезометрическая плоскость проходит над свободной поверхностью жидкости в сосуде на высоте

$$h_{0и} = \frac{p_{0и}}{\rho g} = \frac{10 \cdot 10^3}{0,83 \cdot 10^3 \cdot 10} = 1,205 \text{ м.}$$

На верхнюю торцовую поверхность пробки действует сила  $P_1 = \rho g h_{0и} \omega$ , т.е.

$$P_1 = \rho g (b + h_{0и}) \frac{\pi}{4} (D^2 - d_1^2).$$

Из выражения видно, что сила  $P_1$  равна весу жидкости в объеме тела давления (на рис. 4.6 дана вертикальная штриховка вертикальной проекции тела давления) и направлена вертикально вниз. На боковую поверхность пробки горизонтальная составляющая давления воды равна нулю, так как на вертикальные проекции действуют соответственно равные и противоположно направленные силы, а вертикальная составляющая

$$P_2 = \rho g V = \rho g \left( \frac{\pi D^2}{4} (b + h_{0и}) + \frac{1}{12} \pi a (D^2 + Dd + d^2) - \frac{\pi d^2}{4} (a + b + h_{0и}) \right)$$

и направлена вертикально вверх (на рис. 4.6 дана наклонная штриховка вертикальной проекции тела давления).

Начальное усилие

$$\begin{aligned} P = P_1 - P_2 &= \delta \rho_{в} g \left( \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) (b + h_{0и}) - \frac{\pi}{12} a (D^2 + Dd + d^2) + \frac{\pi d^2}{4} a \right) = \\ &= 0,83 \cdot 1000 \cdot 10 \cdot \left( \frac{3,14}{4} (0,05^2 - 0,025^2) \cdot (0,05 + 1,205) - \frac{3,14}{12} 0,10 \times \right. \\ &\quad \left. \times (0,10^2 + 0,10 \cdot 0,05 + 0,05^2) + \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} 0,10 \right) = 13,2 \text{ Н.} \end{aligned}$$

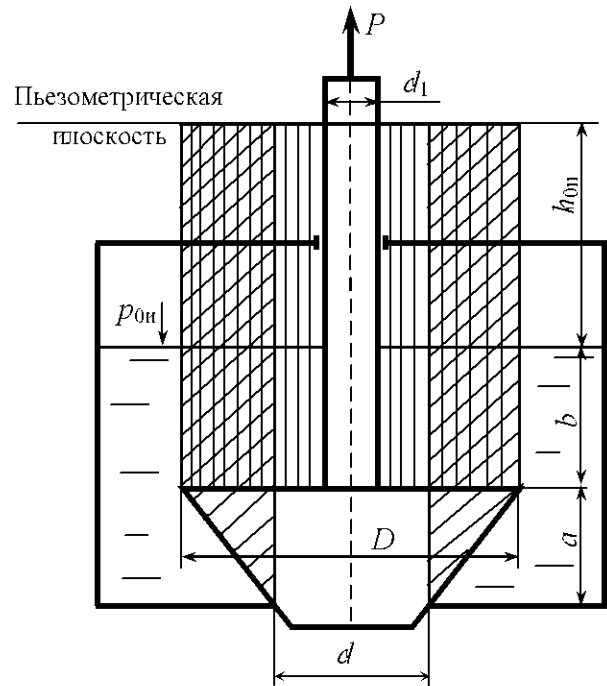


Рис. 4.6

### Задачи для самостоятельного решения

4.1. Цилиндрический резервуар (рис. 4.7) для хранения мазута диаметром  $D = 4,0$  м имеет полусферическую крышку и сообщается с

атмосферой через трубу диаметром  $d = 0,2$  м. Определить вертикальную составляющую силы гидростатического давления мазута на крышку, если  $H_1 = 4,0$  м,  $H_2 = 8,0$  м, плотность мазута  $\rho = 890$  кг/м<sup>3</sup>.

4.2. Построить тело давления и определить величину и направление силы гидростатического давления воды на полусферическую крышку диаметром  $d = 1,0$  м,  $H = 2,0$  м (рис.4.8).

4.3. Построить тело давления и определить силу, отрывающую полусферическую крышку от основания резервуара (рис. 4.9). Резервуар заполнен водой, диаметр крышки  $d = 1,2$  м,  $H = 3,0$  м,  $h = 1,0$  м.

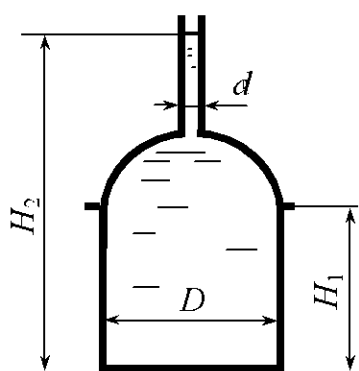


Рис. 4.7

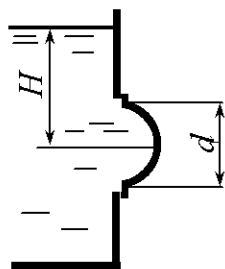


Рис. 4.8

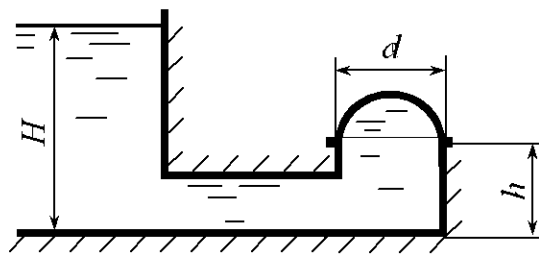


Рис. 4.9

4.4. Построить тело давления и определить силу, прижимающую коническую крышку диаметром  $d = 1,2$  м к основанию резервуара (рис. 4.10). Резервуар заполнен водой, глубина воды  $H = 3,0$  м, высота крышки  $h = 1,0$  м.

4.5. Построить тело давления и определить силу, прижимающую полусферическую крышку диаметром  $d = 1,2$  м к основанию резервуара (рис. 4.11). Резервуар заполнен водой, глубина воды  $H = 3,0$  м.

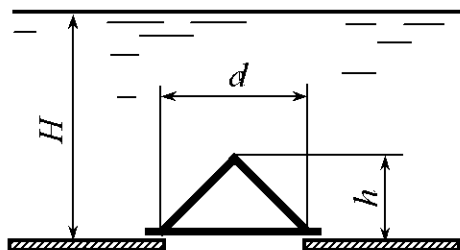


Рис. 4.10

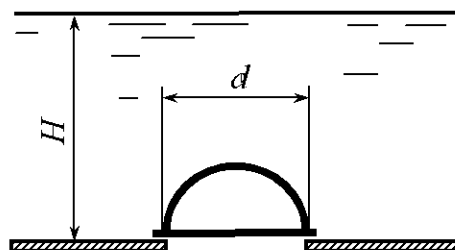


Рис. 4.11

4.6. Построить тело давления и определить силу, отрывающую полусферическую крышку диаметром  $d = 1,2$  м от основания резервуара (рис. 4.12). Резервуар заполнен водой, глубина воды  $H = 2,5$  м.

4.7. Определить величину и направление силы давления воды на боковую поверхность цилиндрического затвора диаметром  $d = 1,6$  м и длиной  $l = 4,0$  м (рис. 4.13). Глубина воды  $H = 3,0$  м.

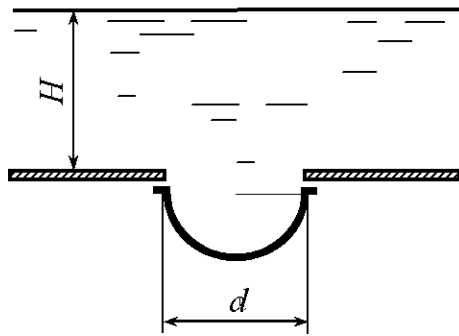


Рис. 4.12

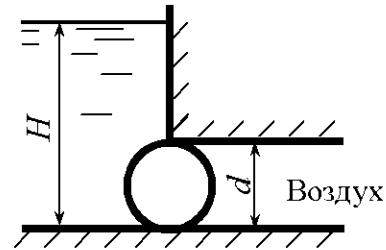


Рис. 4.13

4.8. Построить тело давления и определить величину и направление силы гидростатического давления воды, действующей на боковую поверхность секторного затвора с углом сектора  $45^\circ$  (рис. 4.14). Радиус затвора  $R = 3,0$  м, ширина  $b = 4,0$  м.

4.9. Определить величину и направление силы давления воды на затвор  $ab$  (рис. 4.15). Радиус затвора  $R = 1,0$  м, ширина  $b = 5,0$  м. Глубина воды  $H = 4,0$  м.

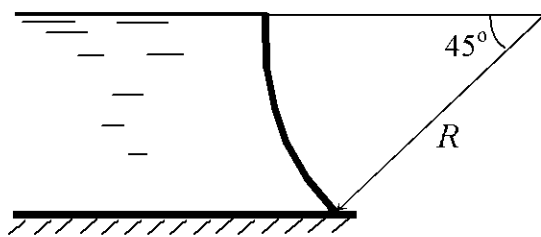


Рис. 4.14

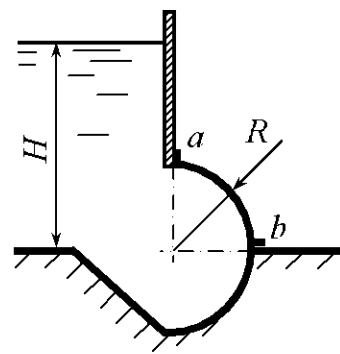


Рис. 4.15

4.10. Резервуар, донная часть которого имеет форму полусферы, наполнен водой (рис. 4.16). Построить тело давления и определить вертикальную составляющую силы гидростатического давления жидкости на полусферическое дно, если радиус сферы  $R = 2,6$  м, глубина жидкости в резервуаре  $H = 3,8$  м.

4.11. Построить тело давления и определить величину и направление силы гидростатического давления жидкости, относительная плотность которой  $\delta = 1,25$ , на затвор (рис.4.17). Затвор является частью цилиндра радиусом  $R = 1,2$  м и шириной  $b = 4,5$  м. Глубина воды  $H = 2,0$  м.

4.12. Построить тело давления и определить величину и направление силы давления воды на боковую поверхность секторного затвора радиусом  $R = 2,0$  м и шириной  $b = 4,0$  м (рис. 4.18).

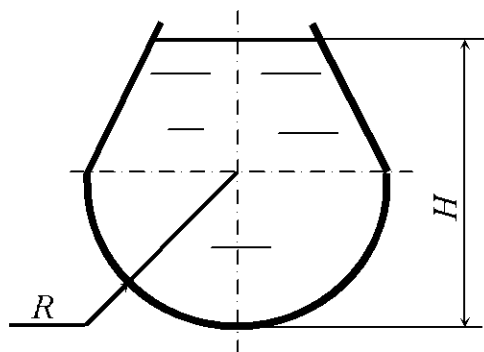


Рис. 4.16

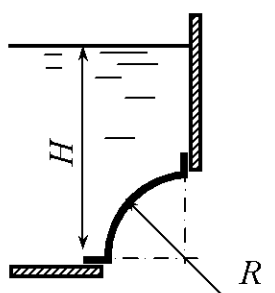


Рис. 4.17

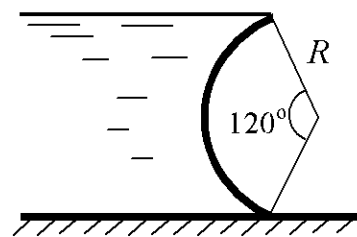


Рис. 4.18

4.13. Осадка баржи  $T = 2,0$  м. Построить тело давления и определить величину и направление силы давления воды на лист обшивки  $AB$  длиной  $l = 1$  м борта радиусом  $R = 1,5$  м (рис. 4.19).

4.14. Построить тело давления, определить величину и направление силы гидростатического давления жидкости, действующей на цилиндрическую поверхность (рис. 4.20), если радиус и длина образующей цилиндра соответственно  $R = 1,2$  м,  $b = 0,5$  м, а относительная плотность жидкости  $\delta = 0,8$ .

4.15. Построить тело давления и определить силу гидростатического давления жидкости на цилиндрическую поверхность  $AB$  (рис. 4.21), если радиус  $R = 0,8$  м, глубина погружения точки  $A$  составляет  $H = 0,2$  м, плотность жидкости  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>, длина образующей цилиндрической части  $b = 1,3$  м.

4.16. Определить вертикальную и горизонтальную составляющие силы давления воды на коническую крышку (рис. 4.22), если  $d = 1,2$  м,  $H = 2,0$  м,  $l = 1,4$  м.

4.17. Определить горизонтальную и вертикальную составляющие силы гидростатического давления нефти плотностью  $\rho = 850$  кг/м<sup>3</sup> на вы-

пуклую торцовую стенку, если  $D = 3,5$  м,  $H = 2,1$  м, а объем выпуклой части (на рис. 4.23. заштрихован)  $V = 1,5$  м<sup>3</sup>.

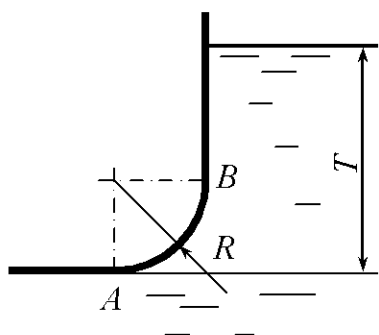


Рис. 4.19

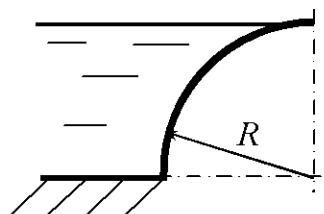


Рис. 4.20

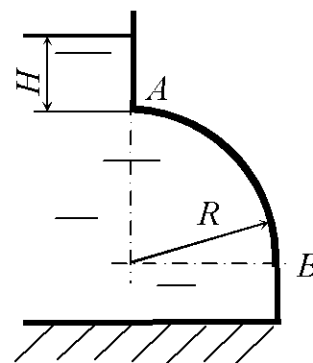


Рис. 4.21

4.18. Резервуар имеет коническую форму (рис. 4.24) и заполнен жидкостью плотностью  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>. Определить силу гидростатического давления жидкости, действующую на коническую поверхность резервуара, если  $D = 2,0$  м,  $d = 1,0$  м,  $H = 1,5$  м.

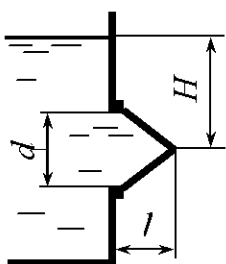


Рис. 4.22

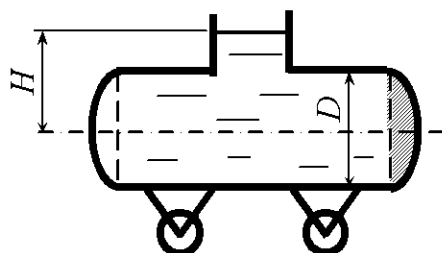


Рис. 4.23

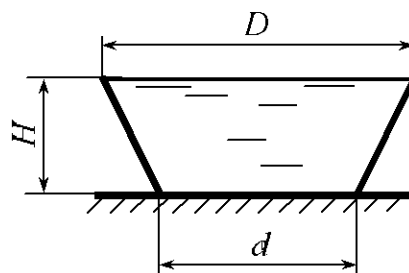


Рис. 4.24

4.19. Определить силу давления жидкости  $P$  на полусферическую крышку (рис. 4.25) и угол ее наклона к горизонту  $\alpha$  при следующих данных: радиус сферы  $R = 1,0$  м, глубина жидкости  $H = 0,4$  м, плотность жидкости  $\rho = 850$  кг/м<sup>3</sup>.

4.20. Построить тело давления и определить силу гидростатического давления жидкости на цилиндрическую поверхность (рис. 4.26) при следующих исходных данных:  $R = 0,8$  м,  $H = 0,2$  м, относительная плотность  $\delta = 0,8$ , длина образующей цилиндра  $b = 1$  м.

4.21. Построить тело давления, определить силу давления жидкости, которая отрывает полусферическую крышку резервуара от основания (рис. 4.27), и угол ее наклона к горизонту  $\alpha$  при следующих данных: ради-

ус сферы  $R = 1,6$  м, относительная плотность жидкости  $\delta = 0,9$ , манометрическое давление  $p_M = 8$  кПа.

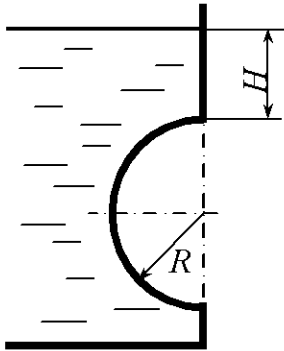


Рис. 4.25

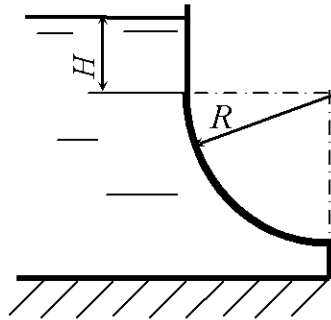


Рис. 4.26

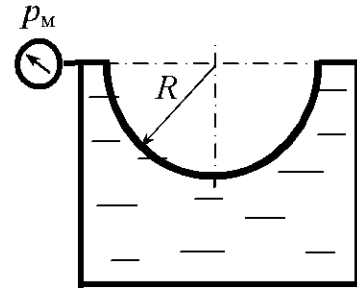


Рис. 4.27

4.22. Построить тело давления и определить силу давления жидкости  $P$  на полусферическую крышку и угол ее наклона к горизонту  $\alpha$  (рис. 4.28) при следующих данных: радиус сферы  $R = 0,6$  м, относительная плотность жидкости  $\delta = 0,7$ , манометрическое давление  $p_M = 8$  кПа.

4.23. Построить тело давления и определить вертикальную составляющую силы давления жидкости, действующую на полусферическую крышку (рис. 4.29), при следующих данных: радиус сферы  $R = 2,0$  м, плотность жидкости  $\rho = 1250$  кг/м<sup>3</sup>, манометрическое давление  $p_M = 34$  кПа.

4.24. Построить тело давления, определить силу давления жидкости  $P$ , действующую на цилиндрическую поверхность, и угол ее наклона к горизонту  $\alpha$  (рис. 4.30) при следующих данных: радиус образующей цилиндра  $R = 1,6$  м, длина образующей цилиндра  $B = 2,5$  м, плотность жидкости  $\rho = 950$  кг/м<sup>3</sup>, манометрическое давление  $p_M = 18$  кПа.

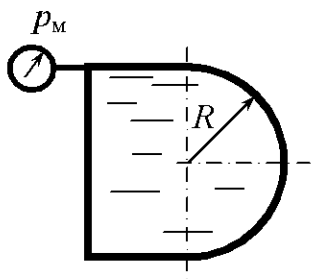


Рис. 4.28

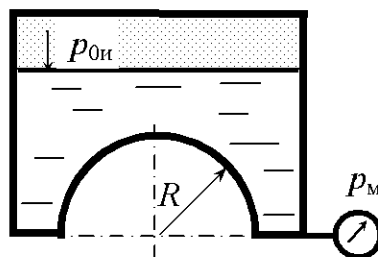


Рис. 4.29

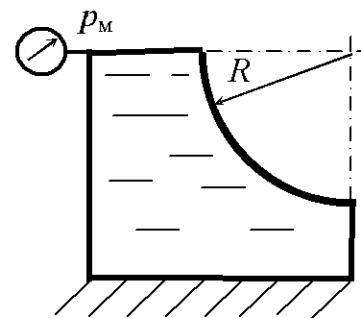


Рис. 4.30

4.25. Построить тело давления и определить величину и направление силы давления воды на цилиндрическую поверхность радиусом  $R = 1,0$  м и шириной  $b = 5,0$  м (рис. 4.31), если глубина воды  $H = 2,0$  м, избыточное давление на поверхности воды  $p_{0и} = 10$  кПа.



4.26. Построить тело давления и определить силу давления жидкости  $P$  на полусферическую крышку и угол ее наклона к горизонту  $\alpha$  (рис. 4.32) при следующих данных: радиус сферы  $R = 2,4$  м, плотность жидкости  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>, манометрическое давление  $p_M = 26$  кПа.

4.27. Построить тело давления и определить силу давления жидкости  $P$  на полусферическую крышку (рис. 4.33) при следующих данных: глубина жидкости  $H = 2,0$  м, радиус сферы  $R = 1,6$  м, плотность жидкости  $\rho = 950$  кг/м<sup>3</sup>, избыточное давление  $p_{0и} = 18$  кПа.

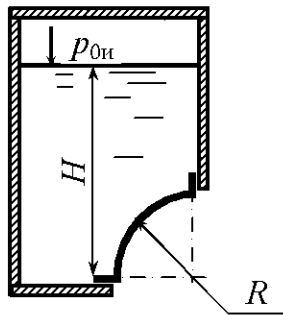


Рис. 4.31

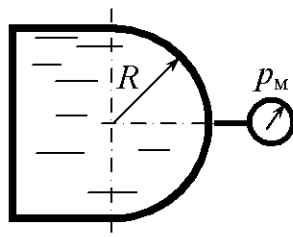


Рис. 4.32

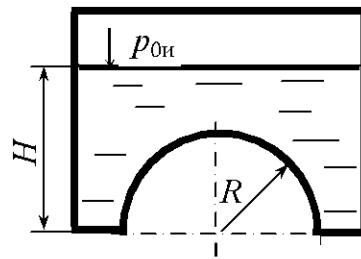


Рис. 4.33

4.28. Определить вертикальную и горизонтальную составляющие силы давления воды, действующие на коническую крышку (рис. 4.34), если избыточное давление в резервуаре  $p_{0и} = 0,7 \cdot 10^5$  Па,  $d = 1,2$  м,  $H = 3,0$  м,  $l = 1,0$  м.

4.29. Конический резервуар заполнен жидкостью плотностью  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>. Определить силу давления жидкости, действующую на боковую поверхность резервуара, если  $D = 2,0$  м,  $d = 1,0$  м,  $H = 1,0$  м,  $H_0 = 1,5$  м (рис. 4.35), избыточное давление в резервуаре  $p_{0и} = 0,1 \cdot 10^5$  Па.

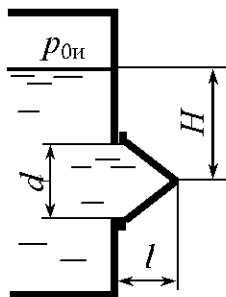


Рис. 4.34

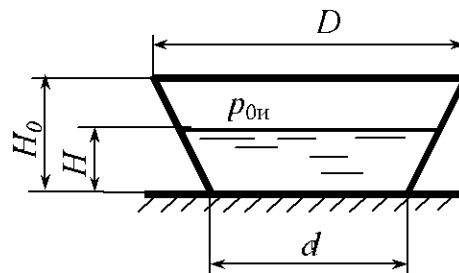


Рис. 4.35

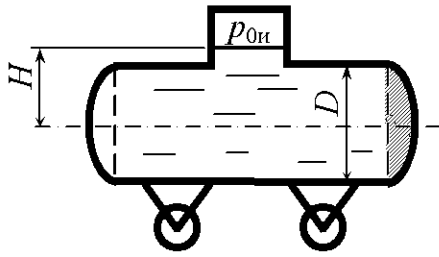


Рис. 4.36

4.30. Определить горизонтальную и вертикальную составляющие силы гидростатического давления нефти плотностью  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$  на выпуклую торцовую стенку, если  $D = 3,5 \text{ м}$ ,  $H = 2,1 \text{ м}$ , а объем выпуклой части (на рис. 4.36 заштрихован)  $V = 1,5 \text{ м}^3$ , избыточное давление в резервуаре  $p_{0н} = 0,05 \cdot 10^5 \text{ Па}$ .

4.31. Открытый резервуар (рис. 4.37) заполнен нефтью до уровня  $H_0 = 5,0 \text{ м}$ . Определить силы, разрывающие резервуар в плоскостях 1–1 и 2–2, если  $H_1 = 2,0 \text{ м}$ ,  $H_2 = 1,5 \text{ м}$ , плотность нефти  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ .

4.32. Закрытый резервуар (рис. 4.38) заполнен нефтью до высоты  $H_0 = 2,0 \text{ м}$ . Определить силы, разрывающие резервуар в плоскостях 1–1 и 2–2, если  $H_1 = 3,0 \text{ м}$ ,  $H_2 = 1,0 \text{ м}$ ,  $D_1 = 5,0 \text{ м}$ ,  $D_2 = 4,0 \text{ м}$ , плотность нефти  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ ,  $p_{0н} = 10 \text{ кПа}$ .

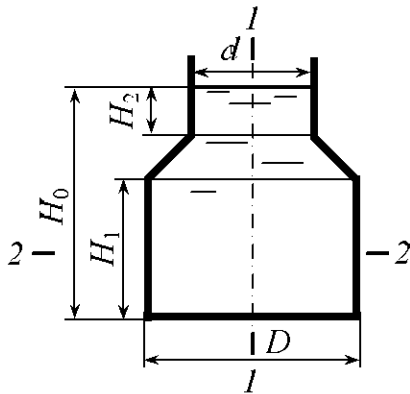


Рис. 4.37

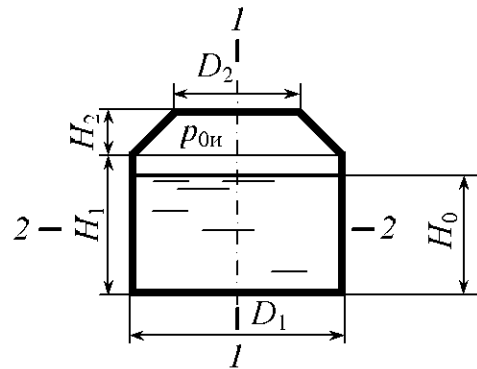


Рис. 4.38

4.33. Построить тело давления и определить силу, отрывающую полусферическую крышку диаметром  $d = 1,2 \text{ м}$  от основания резервуара (рис. 4.39). Резервуар заполнен водой, глубина воды  $H = 2,5 \text{ м}$ . Избыточное давление  $p_{0н} = 5 \text{ кПа}$ .

4.34. Определить величину и направление силы давления воды на боковую поверхность цилиндрического затвора диаметром  $d = 1,6 \text{ м}$  и длиной  $l = 4,0 \text{ м}$  (рис. 4.40), если  $H_1 = 3,0 \text{ м}$ ,  $H_2 = \frac{d}{2}$ .

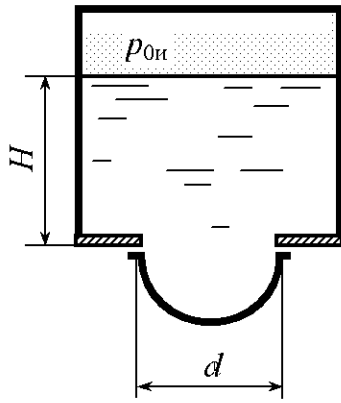


Рис. 4.39

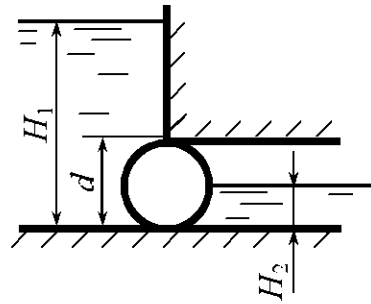


Рис. 4.40

4.35. Построить тело давления и определить величину и направление силы гидростатического давления воды, действующей на боковую поверхность секторного затвора АВ с углом сектора  $45^\circ$  (рис. 4.41). Радиус затвора  $R = 3,0$  м, а ширина  $b = 4,0$  м. Уровень воды  $H_1 = 4,0$  м,  $H_2 = 1,95$  м.

4.36. Построить тело давления и определить силу давления жидкости  $P$  на полусферическую крышку и угол ее наклона к горизонту  $\alpha$  (рис. 4.42) при следующих данных: радиус образующей сферы  $R = 1,8$  м, плотность жидкости  $\rho = 750$  кг/м<sup>3</sup>, вакуумметрическое давление  $p_B = 40$  кПа.

4.37. Определить вертикальную и горизонтальную составляющие силы давления воды, действующей на коническую крышку (рис. 4.43), если вакуумметрическое давление в резервуаре  $p_{0B} = 0,7 \cdot 10^5$  Па,  $d = 1,2$  м,  $H = 3,0$  м,  $l = 1,0$  м.

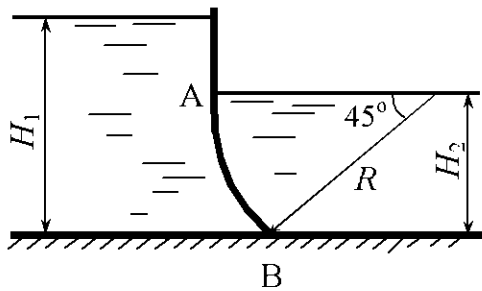


Рис. 4.41

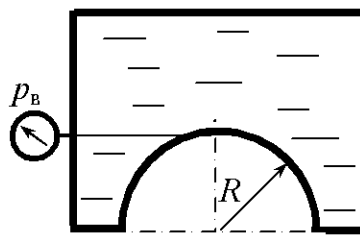


Рис. 4.42

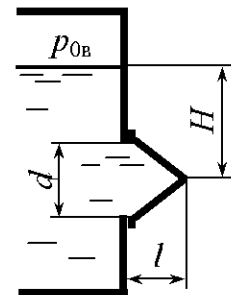


Рис. 4.43

4.38 Цилиндрический резервуар (рис. 4.44) для хранения мазута диаметром  $D = 4,0$  м имеет полусферическую крышку и сообщается с атмосферой через трубку. Определить усилие, разрывающее резервуар в плоскости 1–1, если  $H_1 = 4,0$  м,  $H_2 = 8,0$  м,  $d = 0,1$  м, плотность мазута  $\rho = 890$  кг/м<sup>3</sup>.

4.39. Построить тело давления и определить силу давления жидкости  $P$  на цилиндрическую поверхность (рис. 4.45) при следующих данных: радиус образующей цилиндра  $R = 1,6$  м, длина образующей цилиндра  $B = 2,5$  м, плотность жидкости  $\rho = 950$  кг/м<sup>3</sup>. Вакуумметрическое давление в резервуаре  $p_{0в} = 0,5 \cdot 10^5$  Па.

4.40. Построить тело давления и определить силу, действующую на полусферическую крышку (рис. 4.45). Резервуар заполнен водой, диаметр крышки  $D = 1,8$  м. Вакуумметрическое давление в резервуаре  $p_{0в} = 45$  кПа.

4.41. Построить тело давления и определить силу, действующую на полусферическую крышку (рис. 4.46). Резервуар заполнен водой, диаметр крышки  $D = 1,2$  м,  $H = 3,0$  м,  $h = 1,0$  м. Вакуумметрическое давление в резервуаре  $p_{0в} = 5$  кПа.

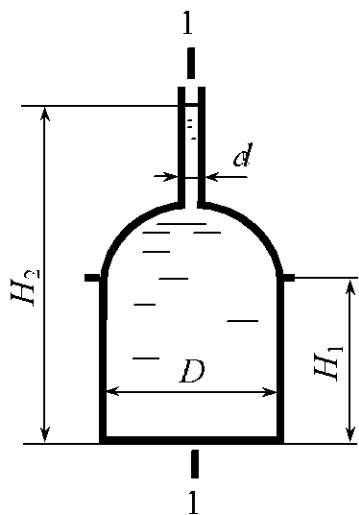


Рис. 4.44

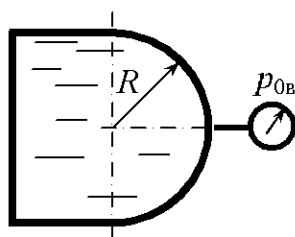


Рис. 4.45

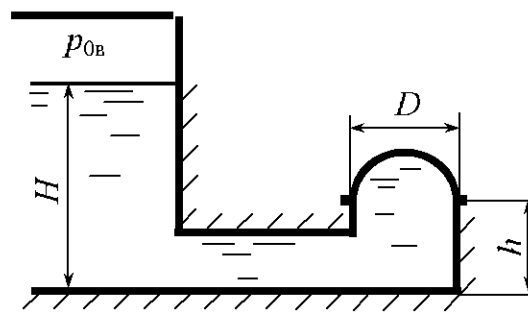


Рис. 4.46

4.42. Определить силу давления жидкости  $P$  на полусферическую крышку (рис. 4.47) и угол ее наклона к горизонту  $\alpha$  при следующих данных: радиус сферы  $R = 1,6$  м, плотность жидкости  $\rho = 950$  кг/м<sup>3</sup>, избыточное давление в резервуаре  $p_{0и} = 18$  кПа, глубина жидкости  $H = 2,5$  м,

4.43. Построить тело давления и определить силу давления жидкости на цилиндрическую поверхность резервуара (рис. 4.47) и угол ее наклона к горизонту  $\alpha$  при следующих данных: радиус образующей цилиндра  $R = 1,6$  м, длина образующей цилиндра  $b = 0,85$  м, относительная плотность жидкости  $\delta = 1,26$ , глубина жидкости  $H = 3,0$  м, избыточное давление в резервуаре  $p_{0и} = 5,5$  кПа.

4.44. Построить тело давления и определить величину и направление силы гидростатического давления воды на полусферическую крышку диаметром  $d = 1,0$  м,  $H = 2,0$  м (рис. 4.48). Вакуумметрическое давление в резервуаре  $p_{0в} = 0,1 \cdot 10^5$  Па.

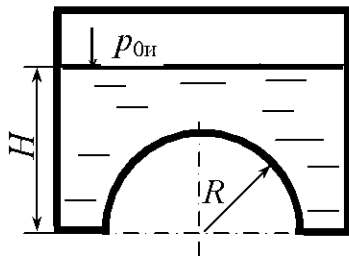


Рис. 4.47

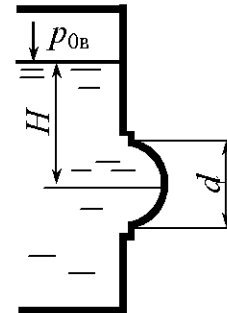


Рис. 4.48

4.45. Построить тело давления и определить силу, действующую на коническую крышку диаметром  $d = 1,2$  м (рис. 4.49). Резервуар заполнен водой, глубина воды  $H = 3,0$  м, высота крышки  $h = 1,0$  м. Вакуумметрическое давление в резервуаре  $p_{0в} = 0,05 \cdot 10^5$  Па.

4.46. Построить тело давления и определить силу, действующую на полусферическую крышку диаметром  $d = 1,2$  м (рис. 4.50). Резервуар заполнен водой,  $H = 3,0$  м. Вакуумметрическое давление в резервуаре  $p_{0в} = 0,12 \cdot 10^5$  Па.

4.47. Построить тело давления и определить силу давления жидкости на боковую поверхность цилиндрической крышки резервуара (рис. 4.50) и угол ее наклона к горизонту  $\alpha$  при следующих данных: радиус образующей цилиндра  $R = 1,6$  м, длина образующей цилиндра  $b = 1,5$  м, относительная плотность жидкости  $\delta = 0,9$ ,  $H = 2,5$  м. Вакуумметрическое давление в резервуаре  $p_{0в} = 0,35 \cdot 10^5$  Па.

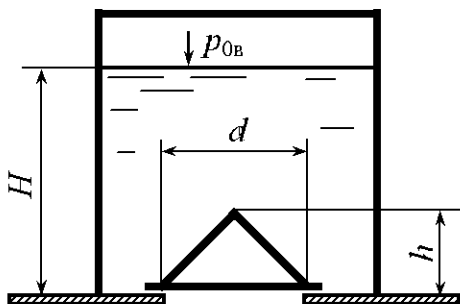


Рис. 4.49

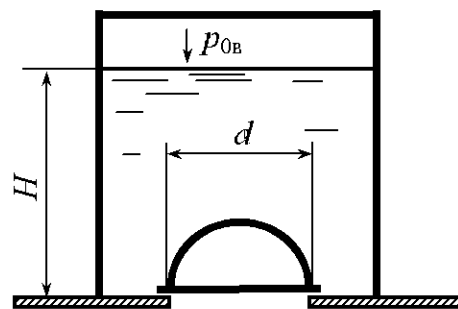


Рис. 4.50

4.48. Построить тело давления и определить силу давления жидкости  $P$  на полусферическую крышку и угол ее наклона к горизонту  $\alpha$  (рис. 4.51) при следующих данных: радиус сферы  $R = 0,6$  м, относительная плотность жидкости  $\delta = 0,7$ . Вакуумметрическое давление в резервуаре  $p_{0в} = 0,2 \cdot 10^5$  Па.

4.49. Построить тело давления и определить силу давления жидкости на цилиндрическую поверхность резервуара (рис. 4.51) и угол ее наклона к горизонту  $\alpha$  при следующих данных: радиус образующей цилиндра  $R = 2,4$  м, длина образующей цилиндра  $b = 1,5$  м, относительная плотность жидкости  $\delta = 1,26$ . Вакуумметрическое давление в резервуаре  $p_{0в} = 0,45 \cdot 10^5$  Па.

4.50. Построить тело давления и определить силу давления жидкости  $P$ , действующую на полусферическую крышку, и угол ее наклона к горизонту  $\alpha$  (рис. 4.52) при следующих данных: радиус образующей сферы  $R = 1,8$  м, плотность жидкости  $\rho = 750$  кг/м<sup>3</sup>. Вакуумметрическое давление в резервуаре  $p_{0в} = 0,4 \cdot 10^5$  Па.

4.51. Построить тело давления и определить силу давления жидкости на цилиндрическую поверхность резервуара (рис. 4.52) и угол ее наклона к горизонту  $\alpha$  при следующих данных: радиус образующей цилиндра  $R = 1,5$  м, длина образующей цилиндра  $b = 0,8$  м, относительная плотность жидкости  $\delta = 0,95$ . Вакуумметрическое давление в резервуаре  $p_{0в} = 0,35 \cdot 10^5$  Па.

4.52. Резервуар, донная часть которого имеет полусферу, наполнен водой (рис. 4.53). Построить тело давления и определить силу давления воды на полусферу, если радиус сферы  $R = 1,4$  м, глубина жидкости в резервуаре  $H = 2,5$  м, вакуумметрическое давление в резервуаре  $p_{0в} = 0,28 \cdot 10^5$  Па.

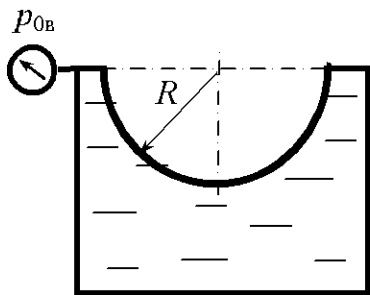


Рис. 4.51

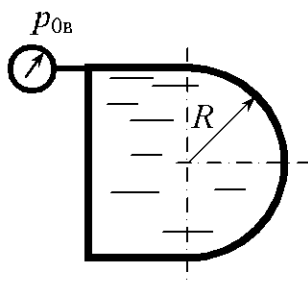


Рис. 4.52

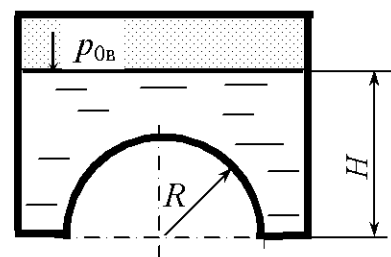


Рис. 4.53

4.53. Построить тело давления, определить силу давления жидкости  $P$  на полусферическую крышку (рис. 4.53) при следующих данных: радиус сферы  $R = 2,0$  м, плотность жидкости  $\rho = 1250$  кг/м<sup>3</sup>, глубина жидкости в резервуаре  $H = 6,2$  м. Вакуумметрическое давление в резервуаре  $p_{0в} = 0,4 \cdot 10^5$  Па.

4.54. Построить тело давления и определить силу давления жидкости  $P$ , действующую на цилиндрическую поверхность, и угол ее наклона к горизонту  $\alpha$  (рис. 4.54) при следующих данных: радиус образующей цилиндра  $R = 1,2$  м, длина образующей цилиндра  $B = 1,5$  м, плотность жидкости  $\rho = 850$  кг/м<sup>3</sup>, вакуумметрическое давление  $p_{0в} = 22$  кПа.

4.55. Определить, при каком вакуумметрическом давлении горизонтальная сила на полусферическую крышку равна нулю (рис. 4.45). Радиус крышки  $R = 0,9$  м.

4.56. Определить, при какой глубине воды  $H$  горизонтальная сила давления на полусферическую крышку равна нулю (рис. 4.48), если вакуумметрическое давление в закрытом резервуаре  $p_{0в} = 0,2 \cdot 10^5$  Па.

4.57. По нефтепроводу диаметром  $D = 1000$  мм перекачивается нефть под избыточным давлением  $p_{и} = 4,0$  МПа. Определить силу, разрывающую нефтепровод.

4.58. Определить силу, разрывающую цистерну, заполненную нефтью ( $\rho_{н} = 850$  кг/м<sup>3</sup>), в плоскости 1–1 при следующих исходных данных:  $L = 10$  м,  $D = 2$  м,  $h = 1,3$  м,  $d = 0,8$  м (рис. 4.55).

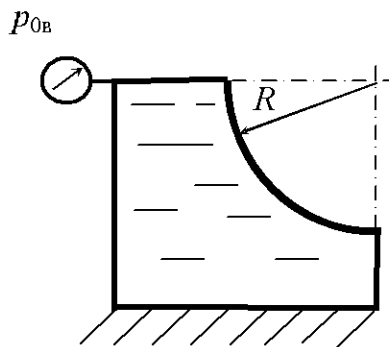


Рис. 4.54

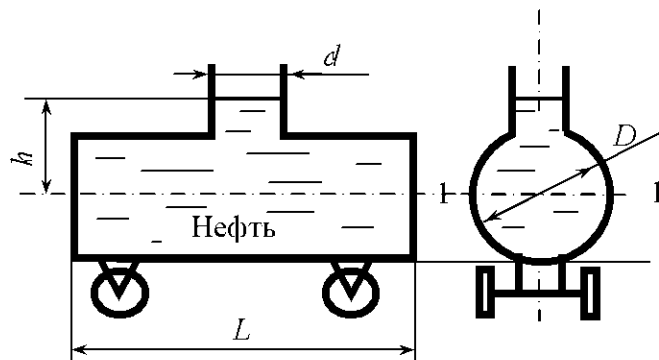


Рис. 4.55

4.59. По дну водоема на глубине  $H = 10$  м проложен трубопровод диаметром  $D = 500$  мм (рис. 4.56), по которому под избыточным давлением  $p_{\text{н}} = 1,0$  МПа перекачивается нефть ( $\rho_{\text{н}} = 880$  кг/м<sup>3</sup>). Определить усилие, разрывающее трубопровод в плоскости 1–1.

4.60. Определить усилие, отрывающее боковую поверхность от дна резервуара (рис. 4.57), заполненного нефтепродуктами ( $\rho_{\text{н}} = 870$  кг/м<sup>3</sup>) при следующих данных:  $H = 3$  м,  $d = 1$  м,  $D = 2$  м,  $p_{0\text{н}} = 0,1 \cdot 10^5$  Па.

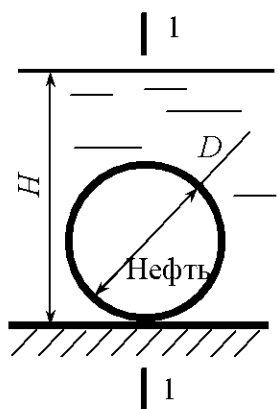


Рис. 4.56

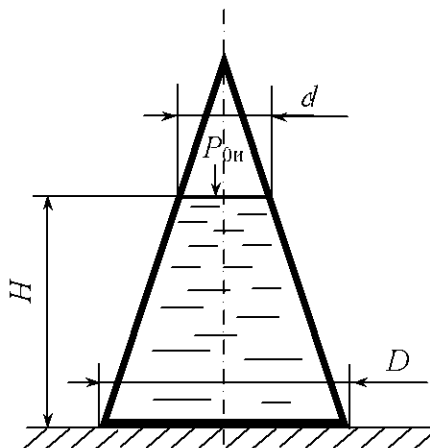


Рис. 4.57



## 5. ПЛАВАНИЕ ТЕЛ. ОСТОЙЧИВОСТЬ

### Общие сведения

На тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила, направленная вертикально вверх и равная весу жидкости в объеме  $V$ , вытесненном телом:

$$P = \rho g V. \quad (5.1)$$

Эта сила является результирующей сил давления жидкости на погруженное в неё тело. Она проходит через центр тяжести вытесненного объема жидкости, который называется центром водоизмещения (на рис. 5.1 точка  $D$ ).

Соотношение между весом тела  $G$  и выталкивающей силой  $P$  определяет три условия плавания:

$G > P$  – тело тонет;

$G < P$  – тело всплывает;

$G = P$  – тело плавает, причем тело плавает на свободной поверхности жидкости при частичном погружении его в жидкость и в подводном состоянии – при полном погружении.

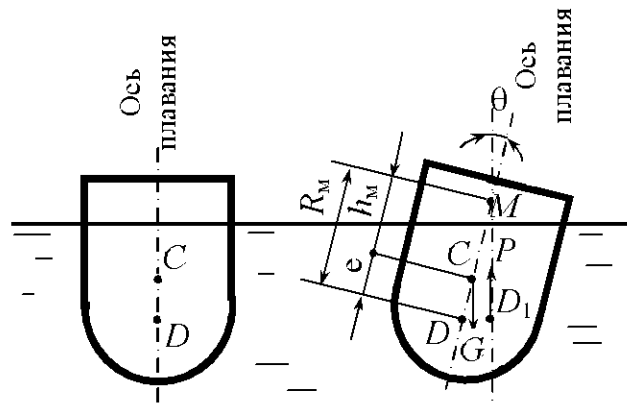


Рис. 5.1

Вес тела можно найти через плотность материала тела и его объем. Средние значения плотности наиболее распространенных материалов приведены в прил. 5.

При равновесии плавающего на свободной поверхности тела его центр тяжести (точка  $C$ ) находится на общей вертикали, которая называется осью плавания. Ось плавания перпендикулярна к свободной поверхности воды (плоскости плавания).

При наклоне (крене) плавающего тела центр водоизмещения изменяет положение (точка  $D_1$ ), а ось плавания наклонена к вертикали под углом крена  $\theta$ .

Точку пересечения выталкивающей силы  $P$  при крене тела с осью плавания (точка  $M$ ) принято называть метацентром. Расстояние между центром тяжести  $C$  и метацентром  $M$  называется метацентрической высотой  $h_M$ , а расстояние между центром водоизмещения  $D$  и метацентром  $M$  – метацентрическим радиусом  $R_M$ .

Чем выше расположен метациентр над центром тяжести тела, т.е. чем больше метацентрическая высота, тем больше остойчивость тела (способность из крена переходить в положение равновесия), так как момент остойчивости прямо пропорционален метацентрической высоте:

$$M_o = Gh_M \sin \theta. \quad (5.2)$$

При малых углах крена метацентрическую высоту можно определить по формуле

$$h_M = \frac{I_0}{V} - e, \quad (5.3)$$

где  $I_0$  – момент инерции площади плоскости плавания относительно её продольной оси симметрии, образованной при пересечении плоскости плавания диаметральной (диаметральная плоскость – это вертикальная продольная плоскость, которая делит плавающее на поверхности тело на две симметричные части);  $e$  – эксцентриситет (расстояние между центром тяжести и центром водоизмещения).

Формулу (5.3) можно записать так:

$$h_M = R_M - e, \quad (5.4)$$

где  $R_M$  – метацентрический радиус,

$$R_M = \frac{I_0}{V}. \quad (5.5)$$

Таким образом, положение тела при  $h_i > 0$  – остойчивое,  $h_i \leq 0$  – не-остойчивое.

## Примеры решения задач

**Задача 5.1.** Погруженный в воду полый шаровой клапан диаметром  $D = 150$  мм и массой  $m = 0,5$  кг закрывает входное отверстие трубы с внутренним диаметром  $d = 100$  мм (рис. 5.2). При какой разности уровней  $H$  клапан начнёт пропускать воду из трубы в резервуар?

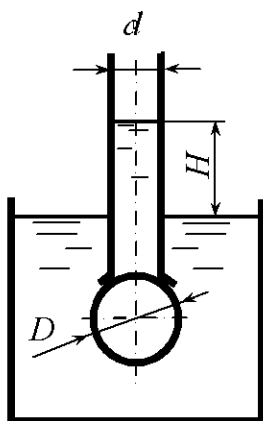


Рис. 5.2

*Решение.* На шаровой клапан действует выталкивающая сила, которая является результирующей сил давления жидкости и направлена вверх:

$$P = \rho g V_k - \rho g H \frac{\pi d^2}{4}.$$

В данном выражении первое слагаемое является результирующей сил давления жидкости на клапан при условии  $H = 0$ . Эта сила направлена вверх. В этом слагаемом  $V_k$  – объём шарового клапана:

$$V_k = \frac{\pi D^3}{6}.$$

Второе слагаемое – это сила давления столба жидкости высотой  $H$ , она направлена вниз.

Клапан начнет пропускать воду, когда вес клапана уравновешивается силой  $P$ :

$$G = P,$$

или 
$$mg = \rho g \frac{\pi D^3}{6} - \rho g H \frac{\pi d^2}{4},$$

отсюда

$$H = \frac{\frac{\pi D^3}{6} \rho - m}{\rho \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{3,14 \cdot 0,15^3}{6} 1000 - 0,5}{1000 \frac{3,14 \cdot 0,10^2}{4}} = 0,161 \text{ м.}$$

**Задача 5.2.** На барже с размерами дна  $L \times B = 60 \times 10$  м и осадкой  $T = 1,5$  м установлен кран грузоподъемностью 5 т и максимальным вылетом стрелы  $l = 15$  м (рис. 5.3). Определить угол крена  $\theta$  баржи при максимальной нагрузке крана, если центр тяжести системы расположен выше дна баржи на  $h = 4,25$  м. Ускорение свободного падения  $g = 10$  м/с<sup>2</sup>.

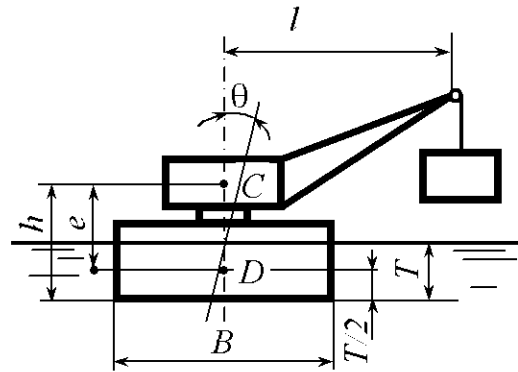


Рис. 5.3

*Решение.* Кренящий момент, действующий на баржу,

$$M_{кр} = mgl = 5000 \cdot 10 \cdot 15 = 7,5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Момент остойчивости (восстанавливающий)

$$M_o = Gh_M \sin \theta,$$

где  $G$  – вес баржи с грузом,

$$G = LBT\rho g = 60 \cdot 10 \cdot 1,5 \cdot 10^3 \cdot 10 = 90 \cdot 10^5 \text{ Н;}$$

$h_M$  – метацентрическая высота,

$$h_M = \frac{I_0}{V} - e;$$

$I_0$  – момент инерции площади плоскости плавания относительно продольной её оси симметрии,

$$I_0 = \frac{LB^3}{12};$$

$V$  – объёмное водоизмещение баржи,

$$V = LBT;$$

$e$  – эксцентриситет,

$$e = h - \frac{T}{2}.$$

Тогда

$$h_M = \frac{LB^3}{12LBT} - h + \frac{T}{2} = \frac{10^2}{12 \cdot 1,5} - 4,25 + 0,75 = 2,06 \text{ м.}$$

Из условия равенства моментов

$$\sin \theta = \frac{M_{кр}}{Gh_M} = \frac{7,5 \cdot 10^5}{90 \cdot 10^5 \cdot 2,06} = 0,0404.$$

Тогда

$$\theta = \arcsin 0,0404 = 2^\circ 19'.$$

### Задачи для самостоятельного решения

5.1. Как изменится осадка прямоугольного понтона при переходе его из пресной воды ( $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ) в солёную ( $\rho = 1026 \text{ кг/м}^3$ ), если масса судна  $m = 10^5 \text{ кг}$ ? Площадь плоскости плавания  $500 \text{ м}^2$ .

5.2. Как изменится осадка прямоугольного понтона при снятии с неё груза массой  $m = 10^5 \text{ кг}$ , если площадь плоскости плавания составляет  $600 \text{ м}^2$ ?

5.3. Определить плотность древесины бревна круглого сечения, если из воды ( $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ) выступает  $0,25$  его диаметра.

5.4. Ареометр (рис. 5.4) массой  $m = 35,3$  г имеет диаметр трубки  $d = 30$  мм. Объем сферической части  $V = 15$  см<sup>3</sup>. Определить глубину  $H$ , на которую погрузится ареометр в спирт плотностью  $\rho = 700$  кг/м<sup>3</sup>.

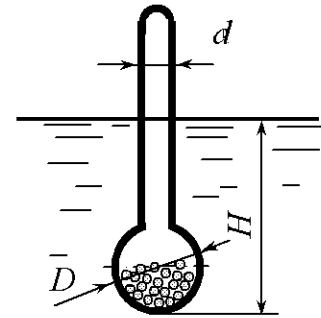


Рис. 5.4

5.5. Прямоугольный понтон шириной  $B = 2,5$  м, длиной  $L = 6,0$  м имеет осадку  $T = 0,9$  м, причём центр тяжести расположен на высоте  $h_{ц.т} = 1,2$  м над плоскостью дна. Определить вес груза и проверить остойчивость понтона, если понтон без нагрузки имеет осадку  $T_0 = 0,1$  м.

5.6. Металлический понтон массой  $m = 1500$  кг имеет ширину  $B = 2$  м, длину  $L = 5$  м и полную высоту бортов  $H = 0,8$  м. Определить высоту бортов понтона над поверхностью воды при полезной нагрузке 30 кН.

5.7. Сколько брёвен диаметром  $D = 0,30$  м и длиной  $L = 10$  м необходимо для сооружения плота, способного удержать автомашину массой 2100 кг, если плотность древесины  $\rho_{др} = 800$  кг/м<sup>3</sup>, а плотность воды  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>?

5.8. Определить осадку прямоугольного понтона длиной  $L = 40$  м, шириной  $B = 10$  м. Масса понтона с грузом  $m = 1,6 \cdot 10^5$  кг.

5.9. Определить вес груза, установленного на прямоугольном понтоне, площадь плоскости плавания которого  $40$  м<sup>2</sup>, если осадка понтона увеличилась на  $\Delta T = 0,4$  м.

5.10. В сосуд (рис. 5.5) налиты вода ( $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>) и бензин ( $\rho_б = 700$  кг/м<sup>3</sup>). Определить положение плавающего в сосуде поплавка, если плотность материала поплавка  $\rho_п = 800$  кг/м<sup>3</sup>.

5.11. Проверить остойчивость понтона длиной  $L = 50$  м, шириной  $B = 3$  м и высотой  $H = 1,0$  м. Масса понтона с грузом  $m = 1,2 \cdot 10^5$  кг. Центр тяжести понтона с грузом расположен в центре поперечного сечения.

5.12. Определить осадку  $T$  и проверить остойчивость бруса, плавающего в воде, в положении указанном на рис. 5.6. Размеры бруса:  $H = 0,4$  м,

$B = 0,2$  м,  $L = 6,0$  м, плотность древесины  $\rho_{\text{др}} = 800$  кг/м<sup>3</sup>, а плотность воды  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>.

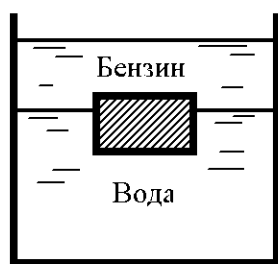


Рис. 5.5

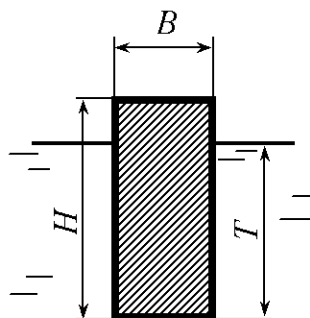


Рис. 5.6

5.13. Цилиндр диаметром  $D = 50$  см и высотой  $H = 20$  см изготовлен из дерева (плотность древесины  $\rho_{\text{др}} = 800$  кг/м<sup>3</sup>). Проверить устойчивость цилиндра в воде в положении, когда его ось направлена вертикально. Плотность воды  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>.

5.14. Ареометр (рис. 5.4) массой  $m = 108$  г имеет диаметр трубки  $d = 20$  мм и диаметр сферической части  $D = 30$  мм. Определить удельный вес жидкости, если глубина погружения в неё ареометра составляет  $H = 200$  мм.

5.15. По окончании погрузки  $1800$  м<sup>3</sup> песка глубина погружения баржи (осадка) увеличилась на  $1,2$  м. Определить удельный вес песка, если площадь плоскости плавания баржи равна  $2400$  м<sup>2</sup>.

5.16. Шарообразный поплавок плавает в жидкости, находящейся в цилиндрическом сосуде (рис. 5.7). Сосуд плавает в воде. Вес сосуда  $G_1 = 20$  Н, вес жидкости  $G_2 = 50$  Н,  $T = 1$  м, диаметр сосуда  $D = 0,1$  м. Определить вес поплавка.

5.17. Определить угол крена  $\theta$  деревянного цилиндра (рис. 5.8) с удельным весом  $\gamma = 7,5$  кН/м<sup>3</sup>, если на него действует кренящий момент  $M_{\text{кр}} = 150$  Н·м. Диаметр цилиндра  $D = 1,4$  м, высота цилиндра  $H = 0,9$  м.

5.18. Нефтеналивной танкер, груженный моторным топливом плотностью  $\rho = 890$  кг/м<sup>3</sup>, перекачал в рейдовую баржу  $50$  м<sup>3</sup> топлива. Осадка танкера при этом уменьшилась на  $\Delta T = 10$  см. Определить площадь плоскости плавания танкера.

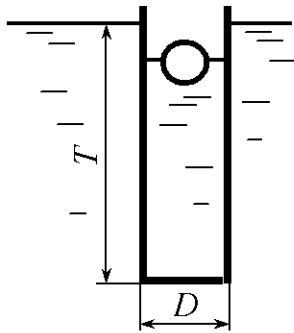


Рис. 5.7

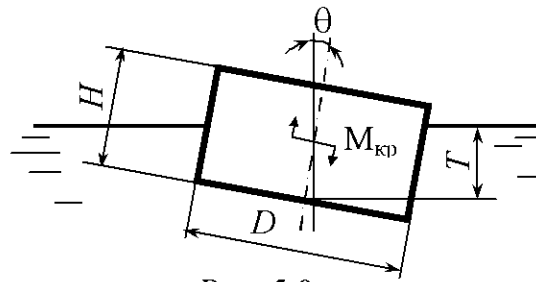


Рис. 5.8

5.19. В пресной воде плавает поплавок из однородного материала в положении, указанном на схеме (рис. 5.9). Определить плотность материала поплавка, если диаметр  $D = 15$  см,  $H = 20$  см,  $h = 4$  см.

5.20. Определить, устойчив ли понтон длиной  $L = 6$  м, плавающий в воде в положении, указанном на схеме (рис. 5.10), если  $a = 2$  м,  $b = 1$  м,  $H = 1,6$  м,  $T = 0,5$  м,  $x = 0,5$  м.

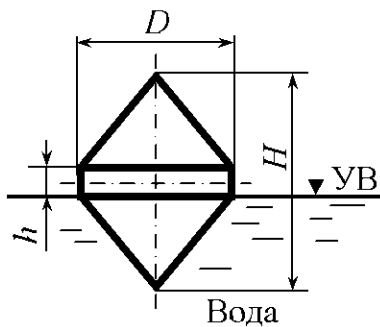


Рис. 5.9

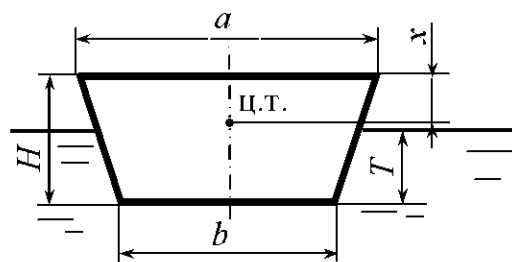


Рис. 5.10

5.21. Прямоугольный понтон шириной  $B = 2,5$  м, длиной  $L = 16$  м имеет осадку  $T = 0,9$  м, причем центр тяжести расположен на высоте  $h = 1,2$  м от плоскости дна. Определить вес груза и проверить устойчивость понтона, если понтон без нагрузки имеет осадку  $t = 0,1$  м.

5.22. В воде плавает деревянный цилиндр высотой  $H$  и диаметром  $D = 0,5$  м так, что его образующая вертикальна. Определить предельную высоту цилиндра, при которой он теряет устойчивость, если плотность древесины  $\rho_{др} = 700$  кг/м<sup>3</sup>.

5.23. Понтон прямоугольного сечения (рис. 5.11) массой 4 т имеет следующие размеры: длину  $L = 10$  м, ширину  $B = 3$  м, высоту  $H = 1,5$  м.

Определить грузоподъемность понтона при высоте надводной части борта  $h = 40$  см, а также метацентрический радиус.

5.24. Прямоугольный понтон (рис. 5.12) шириной  $B = 2,5$  м, длиной  $L = 6,0$  м имеет осадку  $T = 0,9$  м, причем центр тяжести понтона с грузом расположен на высоте  $h = 1,0$  м от плоскости дна. Определить вес груза и проверить остойчивость понтона, если понтон без нагрузки имеет осадку  $T = 0,4$  м.

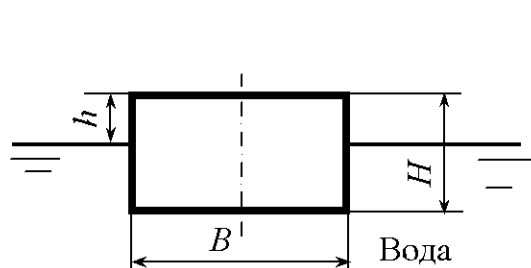


Рис. 5.11

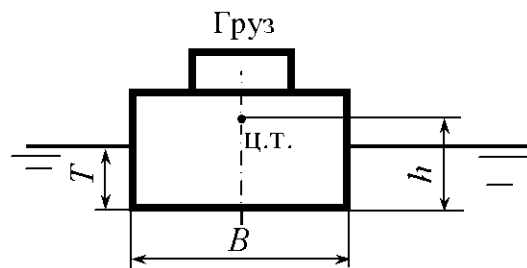


Рис. 5.12

5.25. Проверить остойчивость понтона (рис. 5.13), имеющего длину  $L = 50$  м, ширину  $B = 6$  м, высоту борта  $H = 1$  м и собственный вес 490 кН. На понтоне имеется груз, масса которого составляет 200 т. Считать, что центр тяжести понтона вместе с грузом лежит в центре поперечного сечения понтона.

5.26. Определить, устойчиво ли однородное тело, плавающее в воде в положении, указанном на рис. 5.14, если  $L = 3$  м,  $B = 2,5$  м,  $H = 2$  м,  $T = 1,7$  м.

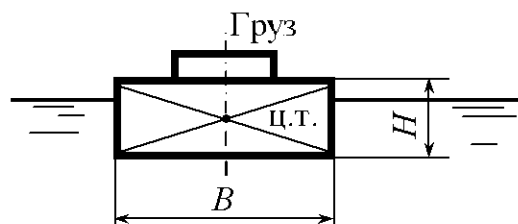


Рис. 5.13

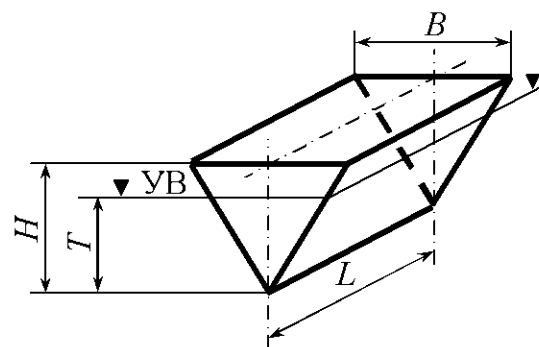


Рис. 5.14

5.27. Определить, при каком манометрическом давлении жидкости внутри трубы откроется клапан  $K$ , закрывающий при горизонтальном положении рычага отверстие трубы. Плечо  $B$  рычага в 5 раз меньше, чем плечо  $A$ . Диаметр трубы  $d = 30$  мм, полого шара  $D = 60$  мм (рис. 5.15).



При расчете вес рычага и полого шара не учитывать. В резервуаре жидкость с такой же плотностью, как и в трубопроводе ( $\rho_{ж} = 800 \text{ кг/м}^3$ ).

5.28. На барже (рис. 5.16) с размерами дна  $L \times B = 60 \times 10 \text{ м}$  и осадкой  $T = 1,5 \text{ м}$  установлен кран. Определить массу груза при условии: вылет стрелы крана  $l = 15 \text{ м}$ , угол крена  $\theta = 2^\circ$ , центр тяжести системы расположен выше дна баржи на  $4,25 \text{ м}$ .

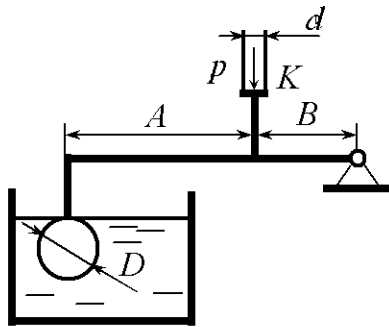


Рис. 5.15

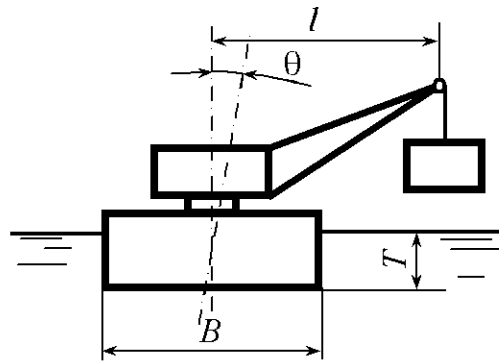


Рис. 5.16

5.29. Проверить остойчивость деревянного бруса, плавающего в воде, в положении, указанном на рис. 5.17, если известны размеры поперечного сечения бруса:  $H = 15 \text{ см}$ ,  $B = 25 \text{ см}$ ,  $L = 600 \text{ см}$ ,  $\rho_{др} = 700 \text{ кг/м}^3$ .

5.30. Ареометр (рис. 5.4), изготовленный из полый стеклянной трубки, снабжен внизу шариком с дробью. Диаметр трубки  $d = 2,0 \text{ см}$ . Определить, на какую глубину погрузится ареометр в спирт плотностью  $\rho_{сп} = 700 \text{ кг/м}^3$ . Объем сферической части  $V = 10 \text{ см}^3$ . Масса ареометра  $m = 25 \text{ г}$ .

5.31. Определить вес поплавка  $D = 20 \text{ см}$ , который при слое бензина  $H \geq 80 \text{ см}$  обеспечивал бы автоматическое открывание клапана диаметром  $d = 4 \text{ см}$ . Длина тяги  $l = 74 \text{ см}$ . Масса клапана и тяги  $0,173 \text{ кг}$ . Плотность бензина  $\rho_{б} = 750 \text{ кг/м}^3$  (рис. 5.18).

5.32. При каком уровне воды в резервуаре клапан диаметром  $d = 100 \text{ мм}$  откроется (рис. 5.18)? Клапан снабжен поплавком диаметром  $D = 20 \text{ см}$  и высотой  $h = 500 \text{ мм}$ . Длина тяги  $l = 1000 \text{ мм}$ . Масса поплавок с клапаном и тягой  $3,1 \text{ кг}$ . Объем клапана и тяги  $380 \text{ см}^3$ .

5.33. Закрытая бочка диаметром  $D = 60$  см и высотой  $H = 1,2$  м плавает в воде (рис. 5.19). Определить объем бензина ( $\rho_6 = 750$  кг/м<sup>3</sup>) в бочке, если масса пустой бочки  $m = 20$  кг, а её осадка с бензином  $T = 10$  см.

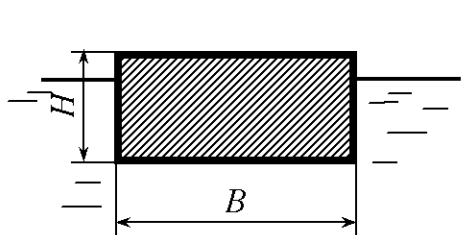


Рис. 5.17

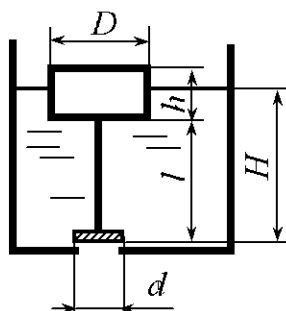


Рис. 5.18

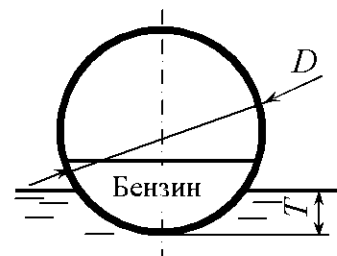


Рис. 5.19

5.34. Бочка (рис. 5.20), диаметр и высота которой соответственно равны  $D = 0,50$  м,  $H = 1,05$  м, плавает в воде. Проверить бочку на остойчивость, если в бочке находится 200 л бензина, плотность которого  $\rho_6 = 750$  кг/м<sup>3</sup>. Масса пустой бочки  $m = 20$  кг

5.35. В воде плавает пучок бревен (рис. 5.21), объем древесины в котором  $V_0 = 20$  м<sup>3</sup>. Определить объем древесины, находящейся в воде, если плотность древесины  $\rho_{др} = 870$  кг/м<sup>3</sup>.

5.36. Наплавное сооружение (бон) длиной 26 м изготовлено из 4-кантного бруса (рис. 5.22). Определить осадку бона  $T$  и запас плавучести, если плотность древесины бона  $\rho_{др} = 800$  кг/м<sup>3</sup>. Ширина и высота бона соответственно равны  $B = 1,0$  м,  $H = 20$  см.

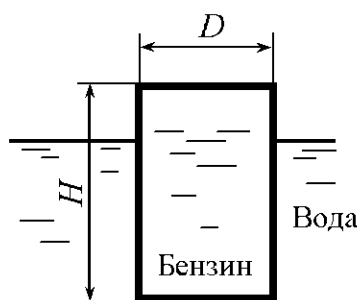


Рис. 5.20

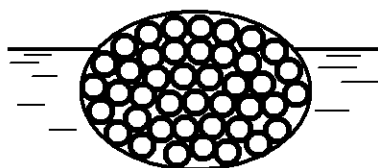


Рис. 5.21

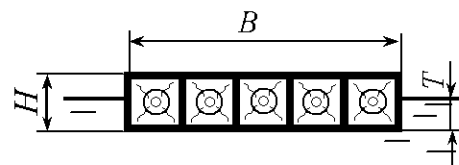


Рис. 5.22

5.37. Наплавная опора катамаранного типа на двух понтонах прямоугольного сечения имеет массу  $m = 2000$  кг (рис. 5.23). Определить полезную нагрузку на наплавную опору при условии: высота надводного борта

должна быть не менее  $H_6 = 0,25$  м, а размеры каждого понтона  $H = 0,8$  м,  $B = 1,0$  м,  $L = 5,0$  м.

5.38. Прямоугольный понтон с размерами  $L = 6,0$  м,  $B = 1,5$  м,  $H = 0,75$  м и массой  $m = 2000$  кг имеет две водонепроницаемые перегородки, которые делят понтон на три равных отсека (рис. 5.24). Определить, при разгерметизации какого числа отсеков понтон будет оставаться на плаву.

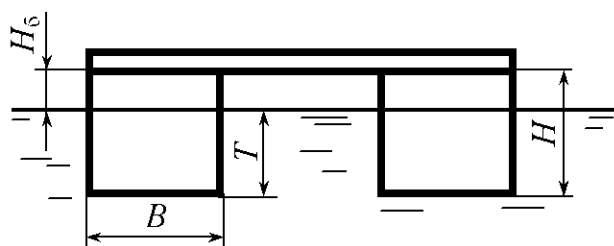


Рис. 5.23

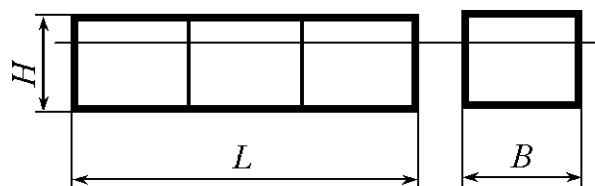


Рис. 5.24

5.39. Для обследования трубопроводов используют подводный аппарат объемом  $6,0$  м<sup>3</sup> и массой  $5900$  кг. Определить объем воды, который необходимо заполнить в балластный отсек, чтобы аппарат начал погружение в пресной воде.

5.40. При прокладке через водные препятствия трубопроводы крепят от всплытия железобетонными массивами (рис. 5.25). Определить минимальный объем одного массива при условии: диаметр трубопровода  $D = 1000$  мм, масса одного погонного метра трубопровода  $m = 250$  кг, плотность железобетона  $\rho_{\text{жб}} = 2400$  кг/м<sup>3</sup>, плотность газа в трубопроводе  $\rho_{\text{г}} = 2,5$  кг/м<sup>3</sup>. Массивы установлены попарно через каждые  $10$  м трубопровода.

5.41. Для крепления знаков навигационной обстановки на водоемах используют мертвые якоря в виде железобетонных массивов (рис. 5.26). Определить силу давления массива на дно водоема, если его объем  $V = 0,5$  м<sup>3</sup>, а плотность железобетона  $\rho_{\text{жб}} = 2400$  кг/м<sup>3</sup>.

5.42. Масса стального каната в воздухе  $m = 2,91$  кг/м. Определить вес каната в воде, если плотность воды  $\rho_{\text{в}} = 1020$  кг/м<sup>3</sup>, а плотность стали  $\rho_{\text{ст}} = 7850$  кг/м<sup>3</sup>.

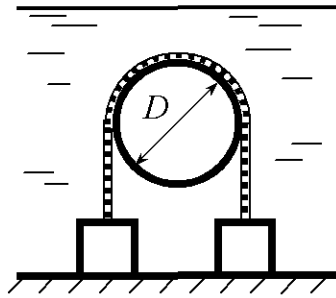


Рис. 5.25

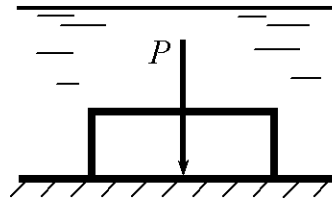


Рис. 5.26

5.43. При измерении скорости течения на глубине используют глубинный поплавок, объем которого  $V_r = 1000 \text{ см}^3$ , а масса  $m = 1,01 \text{ кг}$ . Определить минимально необходимый объем указателя  $V_y$ , находящегося на поверхности пресной воды и соединённого с глубинным поплавком гибкой связью, если плотность материала указателя  $\rho_y = 500 \text{ кг/м}^3$ . Влиянием гибкой связи пренебречь.

5.44. Для измерения поверхностной скорости течения изготавливают поплавок из бревна диаметром  $D = 20 \text{ см}$  (рис. 5.27). Определить высоту поплавок при условии: осадка поплавок  $T = 3 \text{ см}$ , плотность древесины  $\rho_{др} = 600 \text{ кг/м}^3$ .

5.45. Объем древесины в наплавной опоре  $V = 20 \text{ м}^3$  (рис. 5.28). На опоре установлена лебедка массой  $1500 \text{ кг}$ . Определить запас плавучести опоры, если плотность древесины  $\rho_{др} = 800 \text{ кг/м}^3$ . Опора плавает в пресной воде.

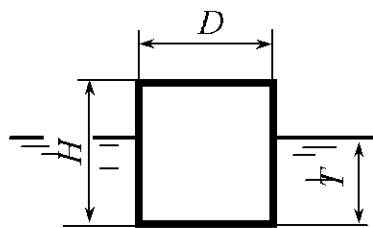


Рис. 5.27

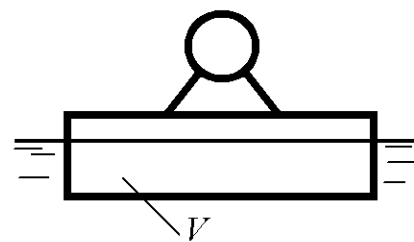


Рис. 5.28

5.46. Определить объем древесины, необходимый для изготовления наплавной опоры, на которой находятся двое рабочих. Масса одного рабочего  $m = 80 \text{ кг}$ , плотность древесины  $\rho_{др} = 800 \text{ кг/м}^3$ . Опора плавает в пресной воде. Коэффициент запаса плавучести  $\eta = 1,75$ .

5.47. На бревне закреплен лесосплавной такелаж массой  $m = 10$  кг. Определить плотность древесины, при которой бревно потеряет плавучесть в пресной воде, если диаметр бревна  $D = 0,22$  м, длина бревна  $L_{бр} = 6,1$  м. Плотность материала такелажа  $\rho_T = 7850$  кг/м<sup>3</sup>. Такелаж находится в воде.

5.48. Определить минимальную площадь льдины при сохранении плавучести с одним человеком массой  $m = 80$  кг, если относительная плотность льда  $\delta = 0,9$ , толщина  $H = 0,30$  м, плотность воды  $\rho_B = 1000$  кг/м<sup>3</sup>.

5.49. Сбросив балласт, всплывает подводный аппарат массой  $m = 10^5$  кг и объемом  $V = 120$  м<sup>3</sup>. Определить вертикальную силу, действующую на аппарат, если плотность воды  $\rho_B = 1020$  кг/м<sup>3</sup>.

5.50. В резервуаре налита пресная вода, а поверх нее масло (рис. 5.29). Определить осадку  $T$  цилиндрического поплавка, если диаметр поплавка  $D = 0,1$  м, толщина слоя масла  $\Delta H = 0,03$  м, плотность масла  $\rho_M = 800$  кг/м<sup>3</sup>; масса поплавка  $m = 0,5$  кг.

5.51. В нефтяную скважину (рис. 5.30) опущена открытая снизу труба внутренним диаметром  $d = 156$  мм, длиной  $L = 800$  м и толщиной стенки  $\delta = 7$  мм. Определить продольное усилие, разрывающее трубу, при условии, что труба внутри и снаружи окружена глинистым раствором плотностью  $\rho_{г.р} = 1400$  кг/м<sup>3</sup>, а плотность материала трубы  $\rho_{тр} = 7850$  кг/м<sup>3</sup>.

5.52. При измерении глубины воды в реке используют деревянный шест диаметром  $d = 5$  см и длиной  $L = 5,0$  м (рис. 5.31). Определить усилие, которое необходимо приложить к шесту при измерении глубины  $H = 4,0$  м, если плотность древесины шеста  $\rho_{др} = 600$  кг/м<sup>3</sup>.

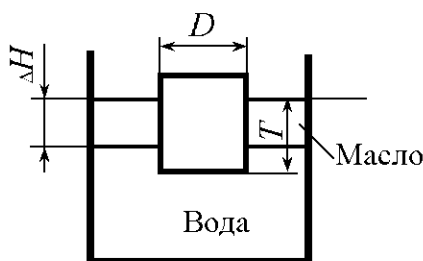


Рис. 5.29

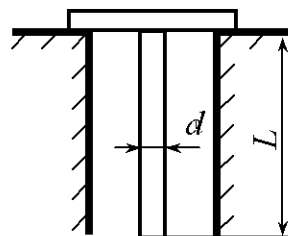


Рис. 5.30

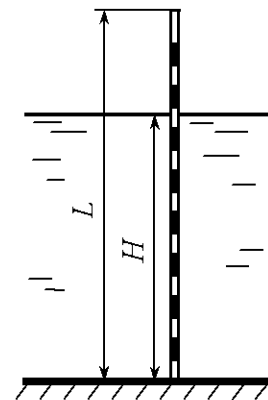


Рис. 5.31

5.53. На баржу-площадку прямоугольного сечения нагружены круглые лесоматериалы, объем которых  $V_{л} = 1500 \text{ м}^3$  (рис. 5.32). Определить осадку баржи с грузом и проверить ее остойчивость, если ширина баржи  $B = 15,0$  м, длина  $L = 78,0$  м, высота борта  $H = 2,5$  м, осадка баржи порожнем  $T_{п} = 0,34$  м, плотность лесоматериалов  $\rho_{др} = 880 \text{ кг/м}^3$ , плотность воды  $\rho_{в} = 1000 \text{ кг/м}^3$ , центр тяжести лесоматериалов расположен на высоте  $h_c = 1,5$  м, центр тяжести баржи – в центре ее поперечного сечения.

5.54. Водопроводная труба (рис. 5.33) внутренним диаметром  $d = 10$  мм закрывается клапаном при горизонтальном положении рычага, размеры которого  $a = 40$  мм,  $b = 150$  мм. Диаметр сферического поплавка  $D = 50$  мм, масса его  $m_{ш} = 10$  г. Пренебрегая влиянием веса рычага и клапана, определить давление воды в трубопроводе, при котором клапан начнет пропускать воду.

5.55. Цилиндрический буй диаметром  $D = 2$  м и высотой  $L = 2,7$  м имеет массу  $m = 2000$  кг (рис. 5.34). Определить силу  $P$  от якорной цепи, при которой буй будет плавать вертикально. Сила  $P$  приложена к центру основания буй. Какова будет при этом глубина погружения  $T$ ?

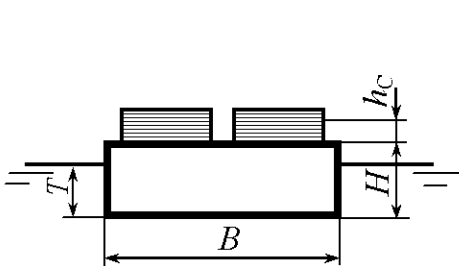


Рис. 5.32

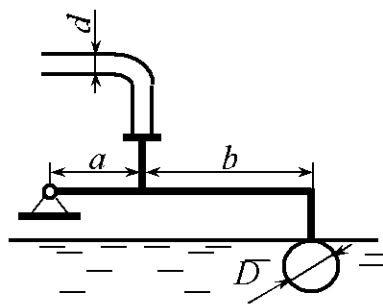


Рис. 5.33

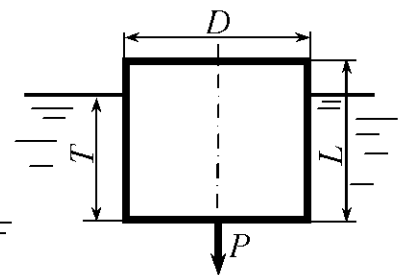


Рис. 5.34

5.56. На баржу-площадку прямоугольного сечения нагружены круглые лесоматериалы (рис. 5.35). Определить угол крена баржи при боковом ветре, давление которого равно  $279 \text{ Па}$ , при следующих исходных данных: длина баржи  $L = 78,0$  м; ширина баржи  $B = 15,0$  м, высота борта  $H = 2,5$  м, осадка порожнем  $T_{п} = 0,34$  м, высота штабелей лесоматериалов  $h_{л} = 3,2$  м, длина штабелей  $L_{л} = 70,0$  м, масса лесоматериалов  $m = 1200$  т.

5.57. Определить плотность древесины, при которой бревно, плавающее в пресной воде, длиной  $6,1$  м, средним диаметром  $20$  см займет вертикальное положение.

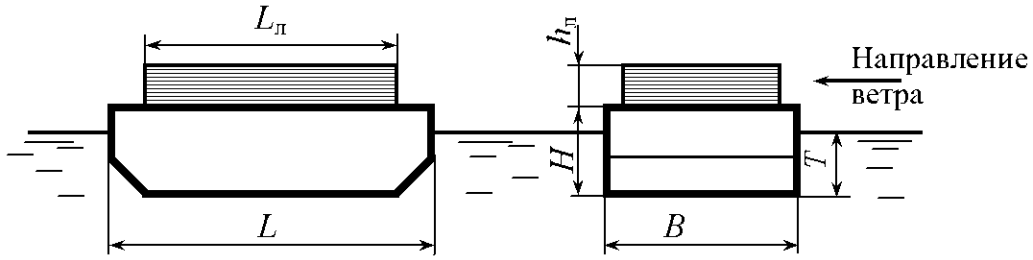


Рис. 5.35

5.58. В воде плавает пучок бревен (рис. 5.21), объем древесины в котором  $V_0 = 20\text{ м}^3$ . Определить объем древесины, находящейся над водой, если плотность древесины  $\rho_{\text{др}} = 880\text{ кг/м}^3$ .

5.59. В ртути ( $\rho_{\text{рт}} = 13,6 \cdot 10^3\text{ кг/м}^3$ ) плавает стальной шарик ( $\rho_{\text{ст}} = 7850\text{ кг/м}^3$ ). Определить, какая часть объема шарика не погружена в ртуть.

5.60. В воде плавает ведро массой  $m = 2\text{ кг}$ , высота и диаметр которого равны  $H = 30\text{ см}$ ,  $d = 20\text{ см}$  (рис. 5.36). Определить объем воды в ведре, при котором ведро будет плавать в вертикальном положении, если центр тяжести пустого ведра расположен на расстоянии  $h = 13\text{ см}$  от дна.

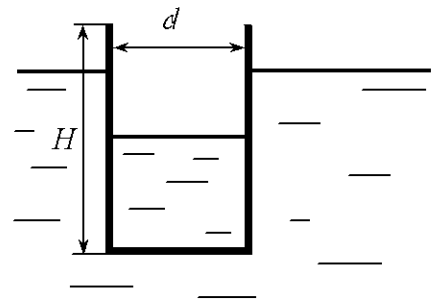


Рис. 5.36

## 6. РАВНОВЕСИЕ ЖИДКОСТИ В ДВИЖУЩИХСЯ СОСУДАХ

### Общие сведения

При равновесии в движущемся сосуде жидкость, заполняющая сосуд, движется вместе с ним как твердое тело. В зависимости от характера действующих массовых сил в жидкости поверхность равного давления, как и свободная поверхность, может принимать различную форму. Рассмотрим некоторые случаи равновесия жидкости в движущихся сосудах.

1. Жидкость находится в сосуде, который движется прямолинейно в горизонтальном направлении с постоянным ускорением  $+a$  (рис. 6.1, а) или с постоянным замедлением  $-a$  (рис. 6.1, б).

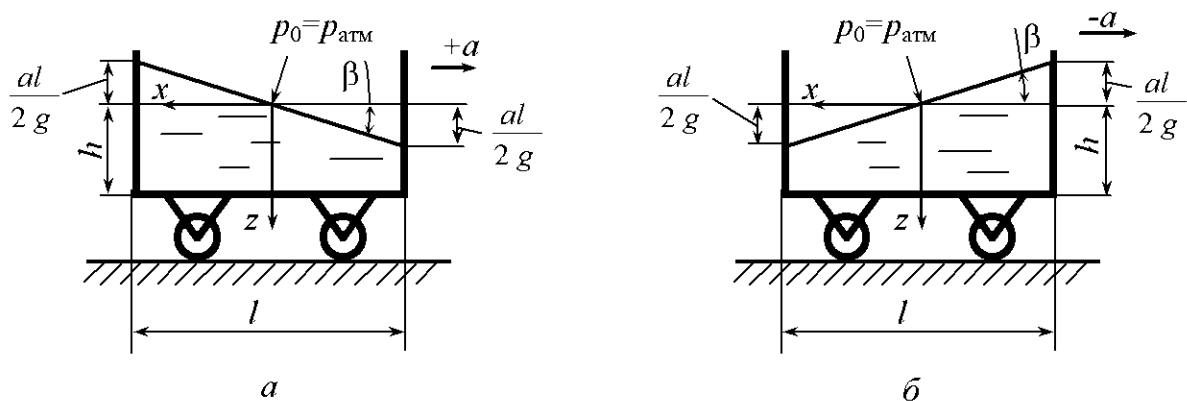


Рис. 6.1

В данном случае жидкость подвержена воздействию не только поверхностных сил, но также массовых сил тяжести и инерции.

Поверхность равного давления является наклонной плоскостью. Давление в любой точке жидкости определяется по формуле [1]

$$p = p_0 + \rho(gz + ax). \quad (6.1)$$

Для свободной поверхности жидкости, когда  $p = p_0$ , уравнение имеет вид

$$gz = -ax \quad (6.2)$$

или 
$$\frac{z}{x} = \operatorname{tg} \beta = -\frac{a}{g}, \quad (6.3)$$

где  $\beta$  – угол наклона свободной поверхности жидкости к горизонту.



Для жидкости, заполняющей сосуд, открытый в атмосферу, т.е. при условии  $p_0 = p_{\text{атм}}$ , избыточное давление в любой точке жидкости определяется по формуле

$$p_{\text{и}} = \rho g \left( z + \frac{a}{g} x \right) . \quad (6.4)$$

Формула (6.4) применима и для замкнутых сосудов с избыточным давлением ( $p_0 > p_{\text{атм}}$ ) над жидкостью, если отсчитывать координаты  $z$  и  $x$  от пьезометрической плоскости, т.е. от поверхности уровня, давление в точках которой равно атмосферному (рис. 6.2). Так, при определении давления в точке  $C$  формула (6.4) примет вид

$$p_{\text{СИ}} = \rho g h_C ,$$

где  $h_C$  – расстояние от точки  $C$  до пьезометрической плоскости.

В формуле (6.4) величина  $z + \frac{a}{g} x$  есть глубина погружения по вертикали от пьезометрической плоскости до точки, в которой определяется давление.

Если сосуд движется равномерно ( $a = 0$ ), уравнение (6.1) примет вид

$$p = p_0 + \rho g z .$$

Силы давления жидкости на плоские стенки в рассматриваемом случае равновесия, благодаря однородности поля массовых сил, определяются зависимостями, которые используются в случае равновесия жидкости в неподвижном сосуде [2]. Координаты центра давления действующих сил зависят от величины и направления ускорения  $a$  и определяются по формулам, приведенным в [2].

2. Жидкость находится в сосуде, который движется прямолинейно с углом наклона к горизонту  $\alpha$  и с постоянным ускорением  $+a$  (рис. 6.3, а) или с постоянным замедлением  $-a$  (рис. 6.3, б).

Давление в любой точке жидкости определяется по формуле

$$p = p_0 + \rho g \left( 1 + \frac{a}{g} \sin \alpha \right) \left( z + \frac{a}{g} x \right) . \quad (6.5)$$

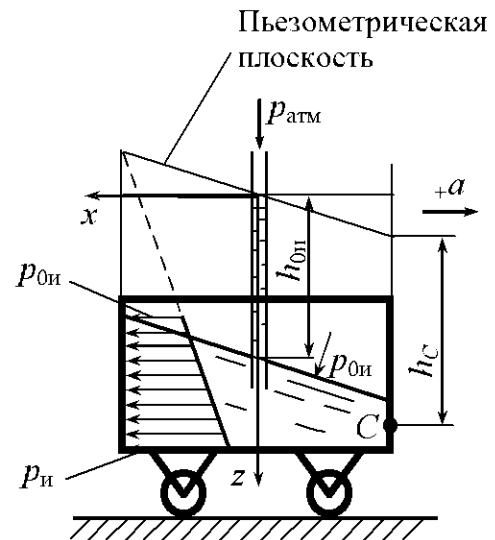


Рис. 6.2

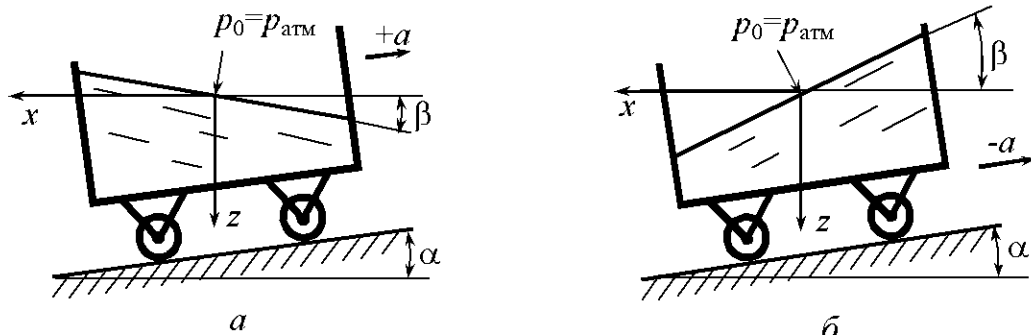


Рис. 6.3

В формуле (6.5) величина  $z + \frac{a}{g}x$  есть глубина погружения по вертикали от пьезометрической плоскости до точки, в которой определяется давление, а угол  $\alpha$  принимается со знаком «плюс» при движении сосуда на подъёме и со знаком «минус» на спуске.

Если сосуд движется вертикально вверх ( $\alpha = 90^\circ$ ), то уравнение (6.5) принимает вид

$$p = p_0 + \rho g \left( 1 + \frac{a}{g} \right) z. \quad (6.6)$$

Если сосуд движется вертикально вниз ( $\alpha = -90^\circ$ ), то

$$p = p_0 + \rho g \left( 1 - \frac{a}{g} \right) z. \quad (6.7)$$

В выражениях (6.1)–(6.7) ускорение  $a$  принимается с учетом знака.

Изложенные выше замечания к формуле (6.4) справедливы и для формул (6.5)–(6.7). Также справедливы в данном случае и замечания по определению сил давления жидкости на плоские стенки и координат центра давления.

Силу давления  $P$  на криволинейную стенку можно определить также из условия относительного равновесия жидкости объемом  $V$ , заключенной между криволинейной стенкой и плоским сечением, проведенным через граничный контур стенки (рис. 6.4):

$$\vec{P} = \vec{P}_1 + \vec{G} + \vec{F} \quad \text{или} \quad \vec{P} = \vec{P}_1 + \vec{Q}, \quad (6.8)$$

где  $\vec{P}_1$  – сила давления на плоское сечение  $ACB$ , проведенное через граничный контур стенки,

$$P_1 = p_{\text{сн}} \omega = \rho g h_C \omega, \quad (6.9)$$

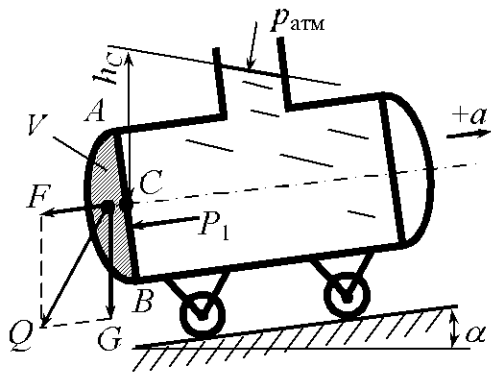


Рис. 6.4

$h_C$  – расстояние по вертикали от пьезометрической плоскости до центра тяжести сечения  $ACB$  (точка  $C$ );  $\omega$  – площадь сечения  $ACB$ ;  $\vec{G}$  – вес жидкости объемом  $V$ ,

$$G = \rho g V; \quad (6.10)$$

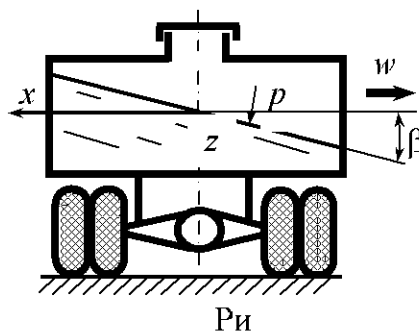
$\vec{F}$  – сила инерции жидкости, заключенной в объеме  $V$ ,

$$F = \rho a V; \quad (6.11)$$

$\vec{Q}$  – суммарная массовая сила,

$$\vec{Q} = \vec{G} + \vec{F}. \quad (6.12)$$

3. Жидкость находится в сосуде, который движется по горизонтальному закруглению с постоянной скоростью (рис. 6.5). В данном случае на жидкость действуют поверхностные силы, массовые силы тяжести и инерции. Поверхность равного давления является наклонной плоскостью. Давление в любой точке жидкости определяется по формуле



$$p = p_0 + \rho(gz + wx), \quad (6.13)$$

где  $w$  – центробежное ускорение; при условии  $R \gg x$

$$w = \omega^2 R \quad (6.14)$$

или

$$w = \frac{v^2}{R}; \quad (6.15)$$

$\omega$  – угловая скорость движения сосуда;  $R$  – радиус закругления;  $v$  – линейная скорость движения сосуда.

Для свободной поверхности жидкости, когда  $p = p_0$ , уравнение (6.13) принимает вид

$$gz = -wx \quad (6.16)$$

или

$$\frac{z}{x} = \operatorname{tg} \beta = -\frac{w}{g}, \quad (6.17)$$

где  $\beta$  – угол наклона свободной поверхности жидкости к горизонту.

При условии  $p_0 = p_{\text{атм}}$  избыточное давление в любой точке жидкости определяется по формуле

$$p_{\text{и}} = \rho g \left( z + \frac{w}{g} x \right), \quad (6.18)$$

где  $z + \frac{w}{g} x$  – глубина погружения по вертикали от пьезометрической плоскости до точки, в которой определяется давление  $p_{\text{и}}$ .

Формула (6.18) применима и для сосудов с избыточным ( $p_0 > p_{\text{атм}}$ ) или вакуумметрическим давлением ( $p_0 < p_{\text{атм}}$ ) над жидкостью, если отсчитывать координаты  $z$  и  $x$  от пьезометрической плоскости, т.е. от поверхности уровня, давление в точках которого равно атмосферному.

4. Жидкость находится в сосуде, равномерно вращающемся относительно вертикальной оси. В этом случае жидкость подвержена воздействию поверхностных сил, массовых сил тяжести и инерции. Причем поле центробежных сил инерции неоднородно, так как центробежные силы, действующие на жидкость, зависят от центробежного ускорения  $w = \omega^2 r$  ( $\omega$  – угловая скорость сосуда), а ускорение зависит от радиуса  $r$ .

Поверхность уровня представляет собой параболоид вращения, ось которого совпадает с осью вращения сосуда (рис. 6.6).

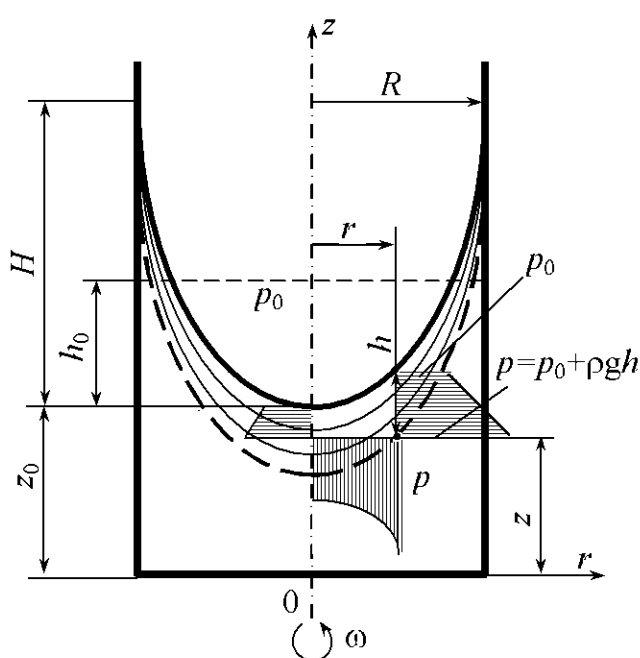


Рис. 6.6

Уравнение поверхности уровня во вращающихся вместе с сосудом цилиндрических координатах  $(r, z)$  имеет вид

$$z - z_0 = \frac{\omega^2 r^2}{2g}, \quad (6.19)$$

где  $z_0$  – вертикальная координата вершины параболоида поверхности уровня;  $r, z$  – координаты любой точки поверхности уровня.

Высота параболоида

$$H = \frac{\omega^2 R^2}{2g},$$

где  $R$  – радиус сосуда.

Закон распределения давления в жидкости выражается уравнением

$$p = p_0 + \rho \frac{\omega^2 r^2}{2} - \rho g(z - z_0), \quad (6.20)$$

где  $p$  – давление в произвольной точке жидкости с координатами  $r$  и  $z$ ;  $p_0$  – давление в точках параболоида поверхности уровня, вертикальная координата вершины которого равна  $z_0$ .

Из уравнения следует, что в любой точке на глубине  $h$  от поверхности уровня с давлением  $p_0$

$$p = p_0 + \rho gh. \quad (6.21)$$

Избыточное давление в точках на глубине  $h$  под параболоидом пьезометрической поверхности (в открытом сосуде – под параболоидом свободной поверхности)

$$p_{\text{из}} = \rho gh. \quad (6.22)$$

Из уравнения (6.20) следует параболический закон распределения давления по радиусу (рис. 6.6).

Если обозначить расстояние между первоначальным уровнем жидкости (до вращения сосуда) и вершиной параболоида  $h_0$  (рис. 6.6), то  $h_0 = \frac{H}{2}$ .

Положение свободной поверхности жидкости в сосуде определяется объемом находящейся в нем жидкости. При этом объем параболоида вращения

$$V = \frac{\pi R^2}{2} H; \quad (6.23)$$

объем жидкости во вращающемся цилиндрическом сосуде в случае, когда свободная поверхность жидкости пересекает дно сосуда (рис. 6.7),

$$W = \pi(R^2 - R_1^2) \frac{b}{2} = \frac{\pi g}{\omega^2} b^2. \quad (6.24)$$

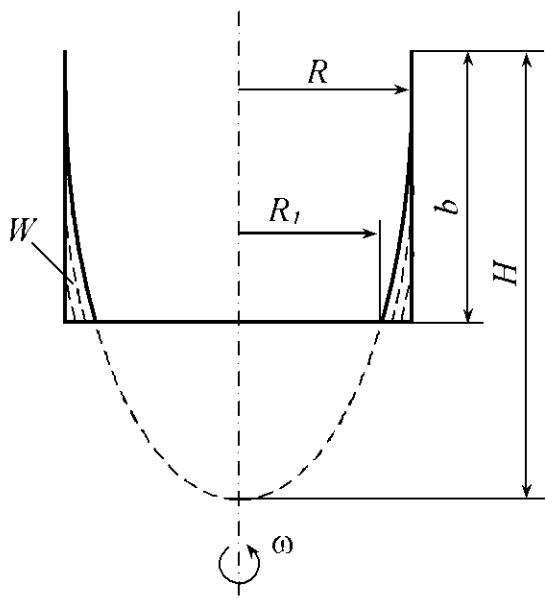


Рис. 6.7

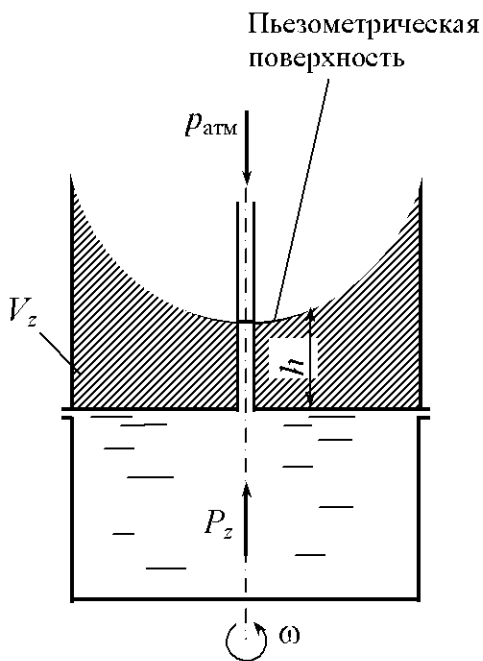


Рис. 6.8

Когда свободная поверхность отсутствует, положение пьезометрической поверхности определяется из условия, что она проходит через точку жидкости, давление в которой равно атмосферному. На рис. 6.8 заштрихована площадь сечения тела давления на верхнюю крышку сосуда вертикальной плоскостью, проходящей через ось вращения. Сила давления жидкости на вертикальную крышку

$$P_z = \rho g V_z, \quad (6.25)$$

где  $V_z$  – объем тела давления, построенного параллельно направлению  $z$ , между стенкой и пьезометрической поверхностью.

5. Жидкость находится в сосуде, равномерно вращающемся вокруг горизонтальной оси. В данном случае жидкость также подвержена воздействию массовых сил тяжести и центробежной силы. Поверхности равного давления представляют концентрически расположенные боковые поверхности цилиндров, оси которых горизонтальны и смещены относительно оси  $Ox$  на величину эксцентриситета  $e = \frac{g}{\omega^2}$  (рис. 6.9, а).

Рассмотрим случай, когда центробежные силы велики по сравнению с силой тяжести жидкости и последней можно в расчетах пренебречь, т.е. при условии  $\omega^2 r \gg g$ .

При данном условии поверхности уровня представляют собой концентричные цилиндры с осями, совпадающими с осью вращения сосуда (рис. 6.9, б). Закон распределения давления для этого случая имеет вид

$$p = p_0 + \rho \frac{\omega^2 (r^2 - r_0^2)}{2}, \quad (6.26)$$

где  $p_0$  – давление в точках цилиндрической поверхности радиусом  $r_0$ ;  $p$  – давление в точках цилиндрической поверхности радиусом  $r$ .

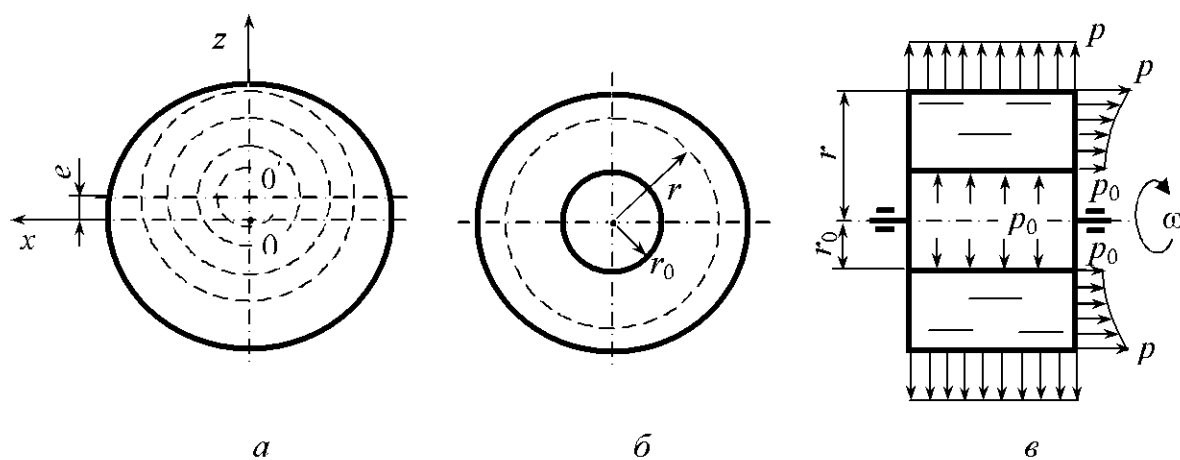


Рис. 6.9

Закон распределения давления (6.26) по радиусу является параболическим. Эпюры давления представлены на рис. 6.9, в. Если сила тяжести мала по сравнению с центробежной, то формула (6.26) может применяться при любом расположении оси вращения сосуда.

### Примеры решения задач

**Задача 6.1.** Цистерна диаметром  $D = 1,2$  м и длиной  $L = 2,5$  м, наполненная нефтью (относительная плотность  $\delta = 0,9$ ) до высоты  $b = 1$  м, движется горизонтально с постоянным ускорением  $a = 2$  м/с<sup>2</sup> (рис. 6.10). Определить силы давления на плоские торцовые крышки  $A$  и  $B$  цистерны. Ускорение свободного падения  $g = 10$  м/с<sup>2</sup>.

*Решение.* При горизонтальном движении сосуда с ускорением  $a$  свободная поверхность жидкости наклонится к горизонту под углом  $\beta$ , определяемым из условия

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{a}{g}.$$

Вычислим величину  $\Delta h$ , на которую опустится нефть у передней стенки  $A$  и поднимется у задней стенки  $B$ :

$$\Delta h = \frac{L a}{2 g} = \frac{2,5 \cdot 2}{2 \cdot 10} = 0,25 \text{ м.}$$

Сила давления нефти на крышку  $A$

$$P_A = \rho g h_{CA} \omega_A = \rho g (b - \Delta h) \frac{\pi D^2}{4} = 1000 \cdot 0,9 \cdot 10 (1 - 0,25) \frac{\pi \cdot 1,2^2}{4} = 7630 \text{ Н.}$$

Сила давления нефти на крышку  $B$

$$\begin{aligned} P_B &= \rho g h_{CB} \omega_B = \rho g (b + \Delta h) \frac{\pi D^2}{4} = \\ &= 1000 \cdot 0,9 \cdot 10 (1 + 0,25) \frac{\pi \cdot 1,2^2}{4} = 12717 \text{ Н.} \end{aligned}$$

**Задача 6.2.** Цистерна, заполненная нефтью (относительная плотность  $\delta = 0,9$ ), движется на спуске с уклоном  $i = 0,105$ . Диаметр горловины  $d = 0,7$  м, а высота горловины над поверхностью нефти в неподвижной

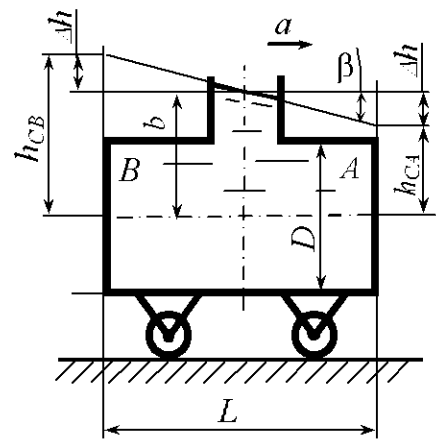


Рис. 6.10

цистерне на горизонтальной плоскости (рис. 6.11)  $\Delta b = 0,2$  м. Определить ускорение, при котором нефть поднимется до передней кромки горловины.

*Решение.* Уклон спуска  $i = \operatorname{tg}\alpha$ . Тогда угол наклона плоскости движения к горизонту  $\alpha = 6^\circ$ . Выражение (6.3) для условий данной задачи принимает вид (рис. 6.12)

$$\frac{2\Delta h \cos\alpha}{d} = -\frac{a}{g}$$

На рис. 6.12 обозначено: 1 – свободная поверхность нефти при движении цистерны с замедлением; 2 – горизонтальная плоскость; 3 – плоскость движения цистерны.

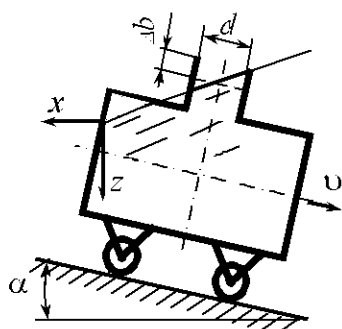


Рис. 6.11

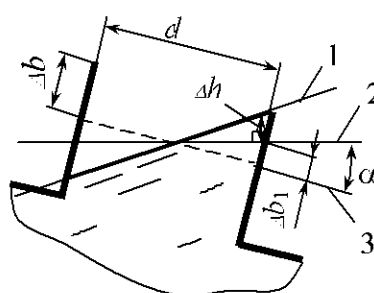


Рис. 6.12

Определяем  $\Delta h$ :

$$\Delta h = (\Delta b - \Delta b_1) \cos\alpha \text{ или } \Delta h = \left( \Delta b - \frac{d}{2} \operatorname{tg}\alpha \right) \cos\alpha.$$

Тогда ускорение, с которым движется цистерна,

$$a = -\frac{2\left(\Delta b - \frac{d}{2} \operatorname{tg}\alpha\right) \cos^2\alpha}{d} g = -\frac{2\left(0,2 - \frac{0,7}{2} \operatorname{tg}6^\circ\right) \cos^2 6^\circ}{0,7} 9,81 = -4,52 \text{ м/с}^2.$$

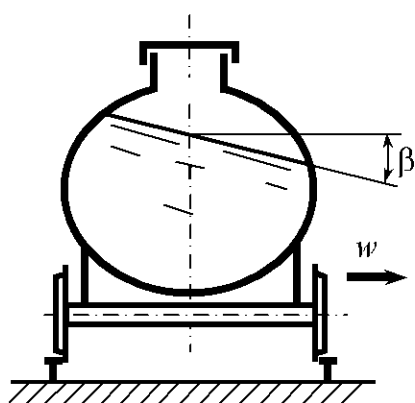


Рис. 6.13

Нефть поднимется до передней кромки горловины при торможении цистерны с ускорением  $a = -4,52 \text{ м/с}^2$ .

**Задача 6.3.** Цистерна, заполненная дизельным топливом, движется со скоростью  $v = 36$  км/ч по горизонтальному закруглению радиусом  $R = 300$  м. Определить угол наклона свободной поверхности дизельного топлива (рис. 6.13).



*Решение.* Используя формулу (6.15), определим центробежное ускорение. Значения величин в формулу подставляем в основных единицах системы СИ:

$$w = \frac{v^2}{R} = \frac{10^2}{300} = 0,333 \text{ м/с}^2.$$

Из выражения (6.17) определим угол наклона свободной поверхности дизельного топлива:

$$\beta = \arctg\left(-\frac{w}{g}\right) = \arctg\left(-\frac{0,333}{9,81}\right) = -2^\circ.$$

Знак «минус» указывает на то, что уровень нефти понижается у боковой поверхности цистерны со стороны центра закругления.

**Задача 6.4.** Цилиндрический сосуд диаметром  $D_1 = 300$  мм и высотой  $L = 250$  мм, имеющий в верхней крышке центральное отверстие диаметром  $D_2 = 200$  мм, заполнен нефтью плотностью  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$  до высоты  $B = 180$  мм (рис. 6.14). Определить угловую скорость сосуда, при которой жидкость начнет выливаться из него, и силу давления на верхнюю крышку при этой угловой скорости.

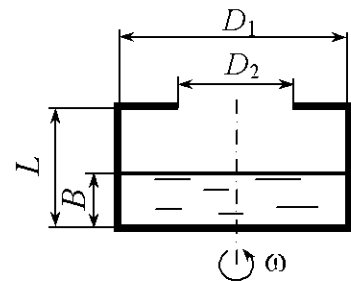


Рис. 6.14

*Решение.* Жидкость начнет выливаться из сосуда, когда ее свободная поверхность по мере увеличения угловой скорости достигнет кромки отверстия в верхней крышке. При этом вершина параболоида свободной поверхности в зависимости от объема жидкости в сосуде может расположиться ниже или выше дна сосуда.

Прежде всего найдем, какому объему нефти в сосуде соответствует параболоид 1, вершина которого касается дна (рис. 6.15):

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi D_1^2}{4} L - \frac{1}{2} \frac{\pi D_2^2}{4} L = \frac{\pi}{4} L \left( D_1^2 - \frac{D_2^2}{2} \right) = \\ &= \frac{3,14}{4} 0,25 \left( 0,3^2 - \frac{0,2^2}{2} \right) = 1,374 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3. \end{aligned}$$

Определим объем нефти в сосуде

$$\begin{aligned} V_{\text{н}} &= \frac{\pi D_1^2}{4} B = \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} 0,18 = \\ &= 1,272 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3. \end{aligned}$$

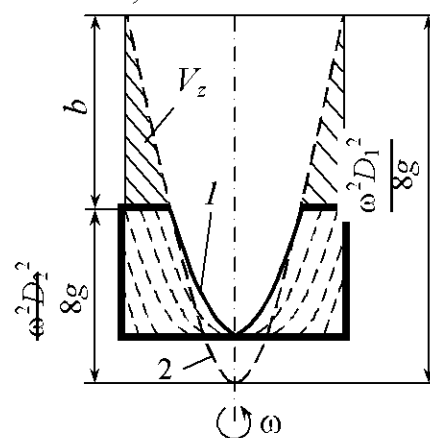


Рис. 6.15

Так как  $V_n < V$ , то имеем случай, когда вершина параболоида 2 располагается ниже дна сосуда. Используя формулу (6.24), запишем условие неизменности объема нефти в сосуде:

$$V_n = \frac{\pi}{4}(D_1^2 - D_2^2)L + \frac{\pi g}{\omega^2}L^2.$$

Откуда

$$\omega = \sqrt{\frac{\pi g L^2}{V_n - \frac{\pi}{4}(D_1^2 - D_2^2)L}} = \sqrt{\frac{3,14 \cdot 9,81 \cdot 0,25^2}{1,272 \cdot 10^{-2} - \frac{3,14}{4}(0,3^2 - 0,2^2)0,25}} = 25,4 \text{ с}^{-1}.$$

Сила давления жидкости на крышку определяется по формуле (6.25):

$$\begin{aligned} P &= \rho g V_z = \rho g \frac{\pi g}{\omega^2} b^2 = \rho g \frac{\pi g}{\omega^2} \left( \frac{\omega^2 D_1^2}{8g} - \frac{\omega^2 D_2^2}{8g} \right)^2 = \frac{\rho \pi \omega^2}{64} (D_1^2 - D_2^2)^2 = \\ &= \frac{900 \cdot 3,14 \cdot 25,4^2}{64} (0,3^2 - 0,2^2)^2 = 71,2 \text{ Н}. \end{aligned}$$

### Задачи для самостоятельного решения

6.1. Сосуд длиной  $L = 1$  м, шириной  $b = 0,5$  м и высотой  $H = 0,7$  м заполнен водой до высоты  $h = 0,5$  м. Определить ускорение сосуда при движении его по горизонтальной плоскости, при котором из сосуда выльется половина воды (рис. 6.16).

6.2. Для измерения ускорения горизонтально движущегося тела может быть использована закрепленная на нем  $U$ -образная трубка малого диаметра, наполненная жидкостью (рис. 6.17). С каким ускорением  $a$  движется тело, если при движении установилась разность уровней жидкости в ветвях трубки  $h = 10$  см при расстоянии между ними  $l = 20$  см?

6.3. Призматический сосуд шириной  $b = 1$  м, перемещающийся горизонтально с постоянным ускорением  $a = 0,2g$ , разделен плоской перегородкой на два отсека, заполненных водой до высот  $h_1 = 1$  м и  $h_2 = 1,75$  м (рис. 6.18). Определить суммарную силу давления  $P$  воды на перегородку, если  $l_1 = 2$  м,  $l_2 = 1$  м.

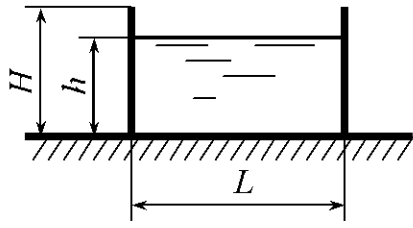


Рис. 6.16

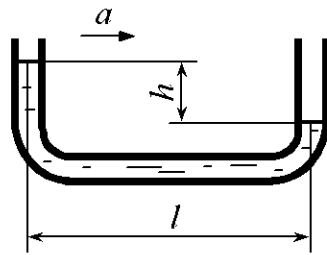


Рис. 6.17

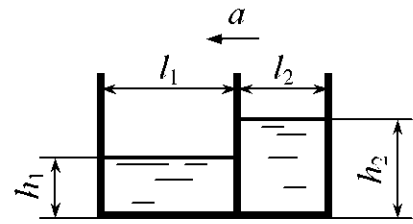


Рис. 6.18

6.4. Закрытый призматический сосуд длиной  $L = 2$  м, высотой  $H = 1$  м, шириной  $b = 1$  м, перемещающийся горизонтально с постоянным ускорением  $a = 6$  м/с<sup>2</sup>, заполнен водой до высоты  $h = 0,5$  м. Определить силы давления на торцовые стенки  $A$  и  $B$ , если давление на свободной поверхности жидкости в сосуде  $p_{0н} = 0,2 \cdot 10^5$  Па (рис. 6.19).

6.5. Автомобиль движется горизонтально с постоянным ускорением  $a = 4,0$  м/с<sup>2</sup>. Определить минимальный объем топлива в баке, обеспечивающий его подачу без подсоса воздуха, если длина бака  $L = 0,5$  м, ширина  $b = 0,4$  м, высота  $H = 0,2$  м, расстояние  $h = 10$  мм (рис. 6.20). Считать, что бензопровод установлен в центре горизонтальной проекции бака, его диаметр мал по сравнению с длиной бака.

6.6. Определить силу давления воды на дно ведра, поднимаемого с ускорением  $a = 1$  м/с<sup>2</sup>, если диаметр ведра  $d = 0,2$  м, вода налита до высоты  $h = 0,4$  м (рис. 6.21).

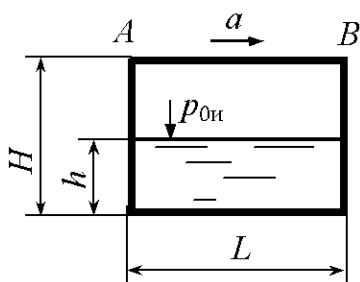


Рис. 6.19

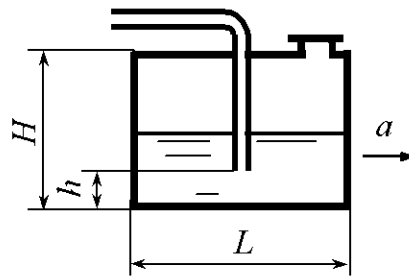


Рис. 6.20

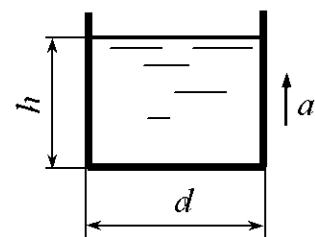


Рис. 6.21

6.7. Цистерна диаметром  $D = 2,4$  м и длиной  $L = 5,0$  м, наполненная нефтью (относительная плотность  $\delta = 0,9$ ) до высоты  $b = 2$  м, движется горизонтально с постоянным ускорением  $a = 2$  м/с<sup>2</sup> (рис. 6.22). Определить силы давления на сферические крышки  $A$  и  $B$  цистерны, если объем (на рис. 6.22 заштрихован)  $V = 0,5$  м<sup>3</sup>. Ускорение свободного падения  $g = 10$  м/с<sup>2</sup>.

6.8. Определить расположение центра тяжести  $C$  бетонного раствора ( $h_C$  и  $l_C$ ), залитого в закрытый кузов автомобиля, при его тормозном ускорении  $a = g$  (рис. 6.23). Считать, что кузов имеет форму параллелепипеда:  $L = 2,88$  м,  $H = 1,2$  м,  $h = 1,0$  м.

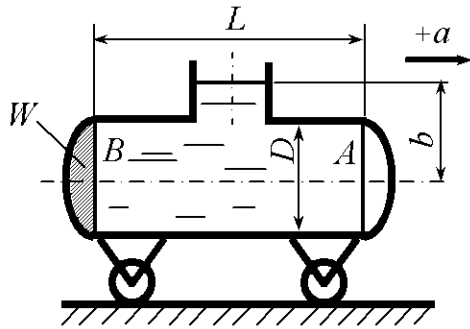


Рис. 6.22

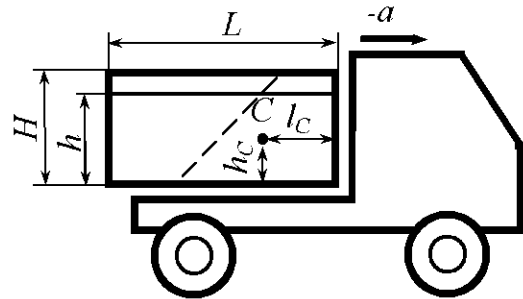


Рис. 6.23

6.9. По наклонной под углом  $\alpha = 45^\circ$  к горизонту под действием силы тяжести скользит с постоянным ускорением  $a = 5,0$  м/с<sup>2</sup> призматический сосуд, целиком заполненный водой (рис. 6.24). Сосуд закрыт крышкой с малым отверстием, расположенным на расстоянии  $l = 0,5$  м от передней стенки. Найти силу давления на крышку 1, стенки 2 и 3, дно 4, считая, что жидкость из сосуда не выливается, а размер  $b = 1$  м.

6.10. Цилиндрический сосуд, заполненный до высоты  $h = 0,1$  м жидкостью плотностью  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>, движется с ускорением  $a = g$  (рис. 6.25). Определить силы, действующие на крышки  $A$  и  $B$ , если  $L = 1$  м,  $D = 0,5$  м. Избыточное давление в горловине считать равным нулю, а расстояние  $l = 0,1$  м.

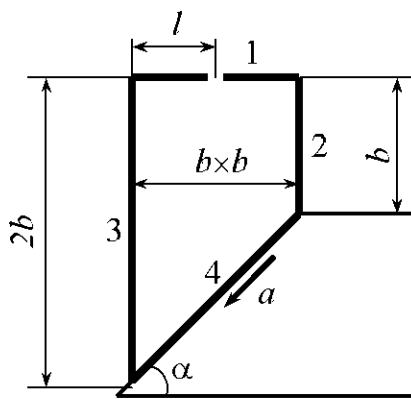


Рис. 6.24

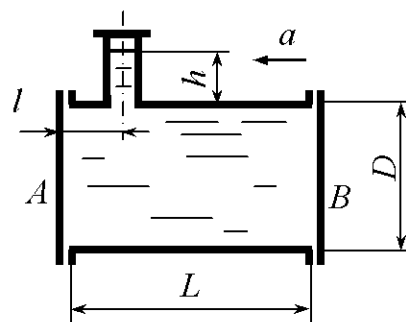


Рис. 6.25

6.11. В кузов автомобиля-самосвала до уровня  $h = 0,48$  м налит цементный раствор (рис. 6.26). Определить наименьший допустимый путь торможения самосвала от скорости  $v = 36$  км/ч до остановки из условия, что раствор не выплескивается из кузова. Считать кузов самосвала прямоугольным с размерами  $l = 3,0$  м,  $H = 0,96$  м, а движение равнозамедленным.

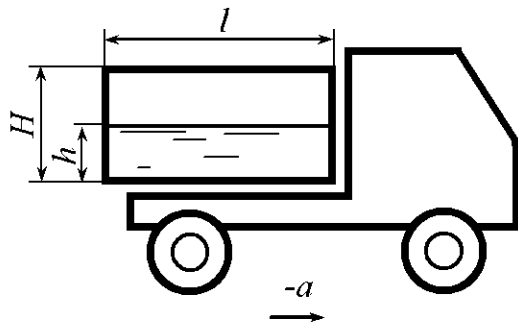


Рис. 6.26

6.12. Определить расположение центра тяжести  $C$  бетонного раствора ( $h_C$  и  $l_C$ ), залитого в закрытый кузов автомобиля, при его движении со скоростью  $v = 36$  км/ч по горизонтальному закруглению радиусом  $R = 25$  м (рис. 6.27). Считать, что кузов имеет форму параллелепипеда:  $b = 1,8$  м,  $H = 1,2$  м и  $h = 1,0$  м.

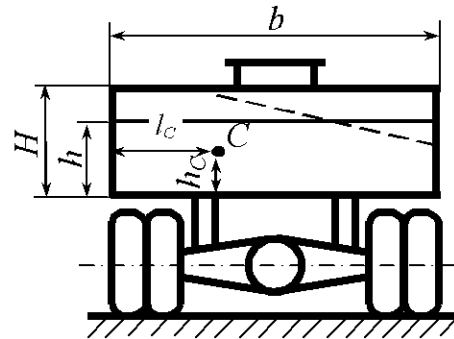


Рис. 6.27

6.13. В сосуд высотой  $H = 0,3$  м залита жидкость до уровня  $h = 0,2$  м. Определить, до какой угловой скорости можно раскрутить сосуд, с тем, чтобы жидкость не выплеснулась из него, если диаметр  $D = 100$  мм (рис. 6.28).

6.14. Определить минимальную частоту вращения  $n$ , которую нужно сообщить сосуду, изображенному на рис. 6.29, вокруг вертикальной оси для полного его опорожнения. Размеры:  $D = 240$  мм,  $d = 120$  мм,  $H = 50$  мм.

*Указание.* В сосуде не останется жидкости, когда свободная поверхность жидкости коснется стенки сосуда у его дна, и вектор суммарной массовой силы, действующей на последнюю частицу жидкости в этой точке, будет нормальным к стенке.

6.15. Определить, какой объем воды останется в открытом сосуде при вращении его с угловой скоростью  $\omega = 10$  с<sup>-1</sup>, если диаметр сосуда  $d = 0,60$  м, а высота  $H = 0,40$  м (рис. 6.30).

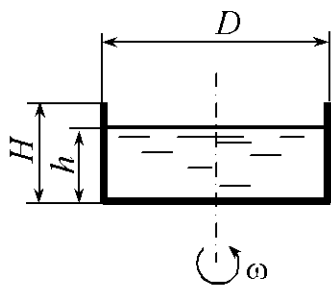


Рис. 6.28

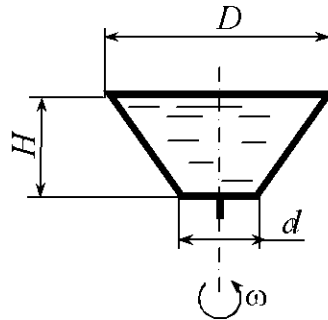


Рис. 6.29

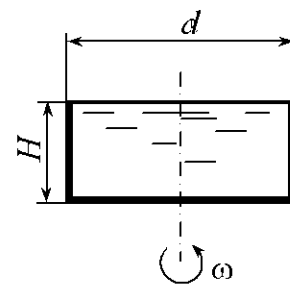


Рис. 6.30

6.16. Определить диаметр  $d$  сосуда, наполненного водой и вращающегося с постоянной угловой скоростью  $\omega = 10 \text{ с}^{-1}$ , чтобы разность уровней у стенки и в нижней точке свободной поверхности не превышала  $\Delta h = 0,86 \text{ м}$  (рис. 6.31).

6.17. Сосуд диаметром  $d = 0,60 \text{ м}$  и высотой  $H = 1,5 \text{ м}$ , наполненный водой до высоты  $h = 1,0 \text{ м}$ , вращается с постоянной угловой скоростью  $\omega = 10 \text{ с}^{-1}$ . Определить максимальное избыточное давление на дно сосуда (рис. 6.32).

6.18. Сосуд, вращающийся относительно вертикальной оси с постоянной угловой скоростью  $\omega = 25 \text{ с}^{-1}$ , состоит из двух цилиндров с одинаковой высотой  $a = 200 \text{ мм}$  и диаметрами  $d = 150 \text{ мм}$  и  $D = 300 \text{ мм}$  (рис. 6.33). Нижний цилиндр целиком заполнен жидкостью. Определить разность уровней у стенки и в нижней точке свободной поверхности.

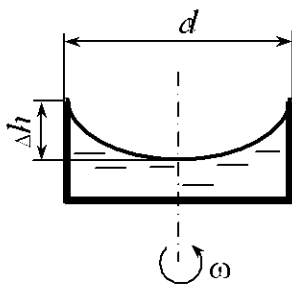


Рис. 6.31

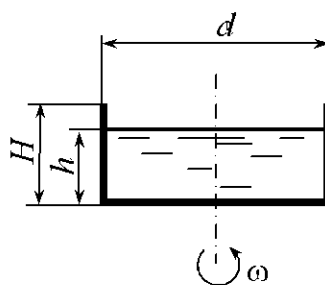


Рис. 6.32

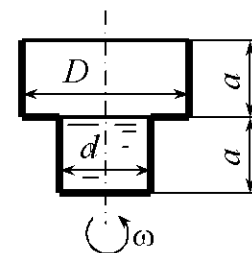


Рис. 6.33

6.19. Сосуд, имеющий размеры  $D = 0,3 \text{ м}$ ,  $d = 0,2 \text{ м}$ ,  $b = 0,25 \text{ м}$  и наполненный водой до высоты  $a + b = 0,42 \text{ м}$ , вращается вокруг вертикальной оси с частотой  $n = 450 \text{ об/мин}$ . Определить гидравлические нагрузки болтовых групп  $A$  и  $B$ , если сосуд сверху закрыт поршнем, масса которого  $m = 50 \text{ кг}$  (рис. 6.34). Трением между поршнем и стенками цилиндра пренебречь.

6.20. Ротор центрифуги, включенной в систему смазки двигателя внутреннего сгорания для очистки масла, представляет собой полый цилиндр, заполненный маслом ( $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ ) и вращающийся с частотой  $n = 8000 \text{ об/мин}$  (рис. 6.35). Определить давление масла на внутренней боковой поверхности ротора и силу давления на крышку ротора, если диаметры  $D = 120 \text{ мм}$ ,  $d = 30 \text{ мм}$ . Масло подводится к центрифуге под давлением  $p_{0и} = 0,5 \text{ МПа}$ .

6.21. Цилиндрический сосуд диаметром  $D = 90 \text{ мм}$  вращается на вертикальном валу диаметром  $d = 20 \text{ мм}$  (рис. 6.36). Определить минимальную угловую скорость  $\omega$ , при которой жидкость не соприкасается с валом, если первоначально сосуд был заполнен до уровня  $h = 0,06 \text{ м}$ . Считать, что жидкость не поднимается до крышки сосуда.

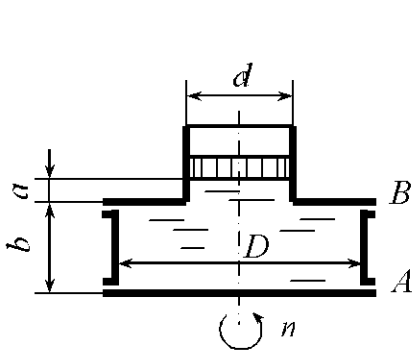


Рис. 6.34

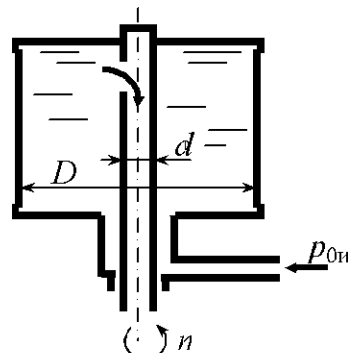


Рис. 6.35

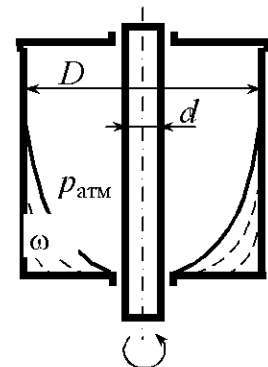


Рис. 6.36

6.22. Цилиндрический сосуд диаметром  $D = 180 \text{ мм}$  и высотой  $H = 0,6 \text{ м}$  вращается относительно вертикальной оси с угловой скоростью  $\omega = 200 \text{ с}^{-1}$ . Определить разность радиусов  $r_2 - r_1$  свободной поверхности параболоида вращения у верхней крышки и нижнего основания, если в начальный момент сосуд был заполнен на 25 % своего объема (рис. 6.37).

6.23. Цилиндрический закрытый сосуд вращается относительно вертикальной оси. Сосуд диаметром  $D = 200 \text{ мм}$  и высотой  $H = 1000 \text{ мм}$  заполнен жидкостью до  $H_0 = 600 \text{ мм}$ . Определить угловую скорость, при которой расстояние от дна до вершины параболоида  $h = 100 \text{ мм}$  (рис. 6.38).

6.24. В форме, вращающейся вокруг горизонтальной оси, производится отливка чугунных труб внутренним диаметром  $d = 180 \text{ мм}$  и толщиной стенки  $\delta = 20 \text{ мм}$ . Определить избыточное давление на внутренней

поверхности формы при плотности чугуна  $\rho = 7000 \text{ кг/м}^3$  и частоте вращения формы  $n = 1000 \text{ об/мин}$  (рис. 6.39).

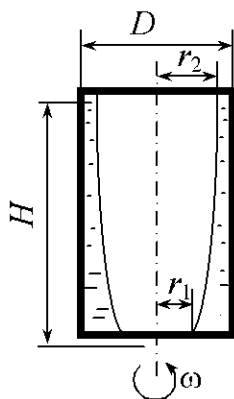


Рис. 6.37

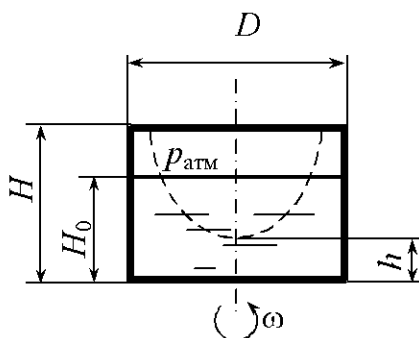


Рис. 6.38

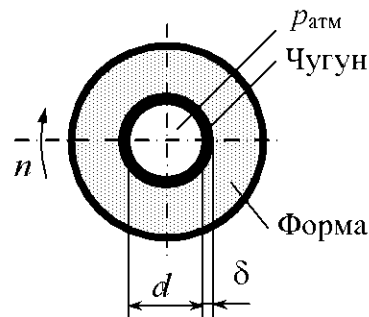


Рис. 6.39

6.25. Внутри тормозного барабана с внутренним диаметром  $D = 380 \text{ мм}$  и шириной  $b = 210 \text{ мм}$ , вращающегося с частотой вращения  $n = 1000 \text{ об/мин}$ , находится охлаждающая вода в объеме  $V = 6 \text{ л}$  (рис. 6.40). Определить избыточное давление, оказываемое водой на внутреннюю

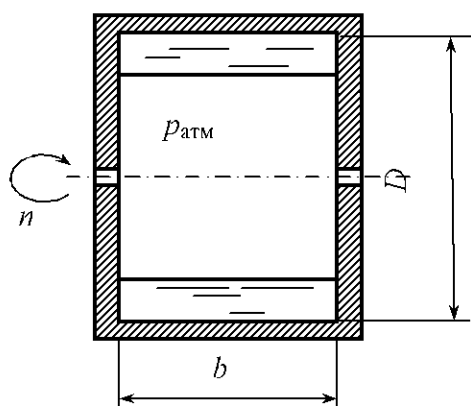


Рис. 6.40

поверхность барабана, если угловая скорость вращения воды равна угловой скорости вращения барабана.

6.26. Цистерна, заполненная нефтью, движется на спуске с уклоном  $i = 0,2$ . Определить ускорение, при котором давление на торцовые поверхности будет одинаковым (рис. 6.11).

6.27. Призматический сосуд, перемещающийся горизонтально с постоянным ускорением, разделен плоской перегородкой на два отсека, заполненных одинаковой жидкостью до высот  $h_1 = 1,0 \text{ м}$  и  $h_2 = 1,5 \text{ м}$ . Определить ускорение, при котором суммарная сила давления воды на перегородку равна нулю (рис. 6.18).

6.28. Закрытый призматический сосуд длиной  $L = 2 \text{ м}$ , перемещающийся горизонтально с постоянным ускорением  $a = 6 \text{ м/с}^2$ , заполнен водой до высоты  $h = 0,5 \text{ м}$ . Построить эпюру давления на дно сосуда, если высота сосуда  $H = 1,0 \text{ м}$ , а избыточное давление внутри сосуда  $p_{0и} = 0,2 \cdot 10^5 \text{ Па}$  (рис. 6.19).



6.29. В бензобаке автомобиля, имеющего размеры: длина  $L = 0,5$  м, ширина  $b = 0,4$  м, высота  $H = 0,2$  м, расстояние  $h = 10$  мм (рис. 6.20), осталось 7 л бензина. Определить, с каким ускорением при движении автомобиля в горизонтальной плоскости возникнут перебои в подаче топлива. Считать, что бензопровод установлен в центре горизонтальной проекции бака, а его диаметр мал по сравнению с длиной бака.

6.30. Определить ускорение, при котором сила давления воды на дно поднимаемого ведра будет равна  $P = 160$  Н, если диаметр ведра  $d = 0,2$  м, а вода налита до высоты  $h = 0,4$  м. При каком поступательном движении сила давления воды на дно будет равна нулю (рис. 6.21)?

6.31. Цистерна диаметром  $D = 2,4$  м и длиной  $L = 5,0$  м, наполненная нефтью до высоты  $b = 1,8$  м, движется горизонтально с ускорением. Определить, при движении с каким ускорением и где в цистерне возникнет вакуумметрическое давление (рис. 6.22).

6.32. В закрытый кузов автомобиля залит бетонный раствор. Построить эпюру давления на дно кузова при торможении автомобиля с ускорением  $a = 0,5g$ , если  $H = 1,2$  м,  $L = 3,0$  м,  $h = 1,0$  м (рис. 6.23).

6.33. В форму для центробежной отливки подшипниковых втулок залита расплавленная бронза ( $\rho = 8000$  кг/м<sup>3</sup>). Определить силу, действующую на крышку, если форма вращается с частотой  $n = 1000$  об/мин,  $D = 150$  мм,  $d = 100$  мм (рис. 6.41).

6.34. В форму для отливки колеса залит расплавленный чугун ( $\rho = 7000$  кг/м<sup>3</sup>). Определить, на сколько увеличится давление чугуна в точке  $A$  при вращении формы с частотой  $n = 500$  об/мин, если диаметр колеса  $D = 1000$  мм (рис. 6.42).

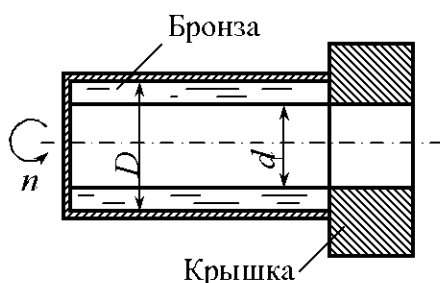


Рис. 6.41

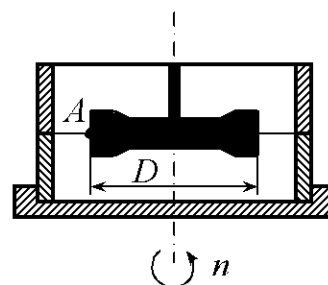


Рис. 6.42

6.35. Самосвал, имеющий открытый кузов в форме параллелепипеда, движется по закруглению дороги радиусом  $R = 100$  м со скоростью 60 км/ч. Проверить, будет ли выливаться раствор из кузова, если размеры кузова: длина  $L = 3$  м, высота  $H = 0,8$  м, ширина  $B = 1,8$  м. Объем раствора  $V = 3,0$  м<sup>3</sup>. Дорога выполнена с виражом, поперечный уклон которого  $i = 0,05$  (рис. 6.43).

6.36. На повороте радиусом  $R = 50$  м дорога выполнена с поперечным уклоном  $i = 0,05$ . Определить скорость движения самосвала, при которой давление раствора на дно кузова будет постоянным (рис. 6.43).

6.37. Отливка чугунных полых цилиндров длиной  $H = 250$  мм и внутренним диаметром  $d = 300$  мм производится во вращающейся форме при частоте вращения  $n = 200$  об/мин. Определить, на сколько диаметр цилиндра в нижнем конце  $d_1$  будет больше диаметра в верхнем конце  $d$  (рис. 6.44).

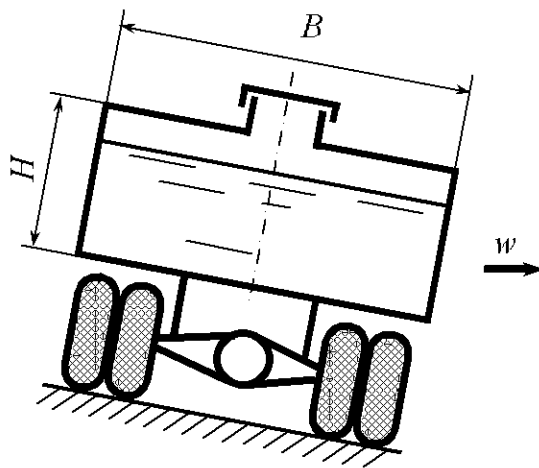


Рис. 6.43

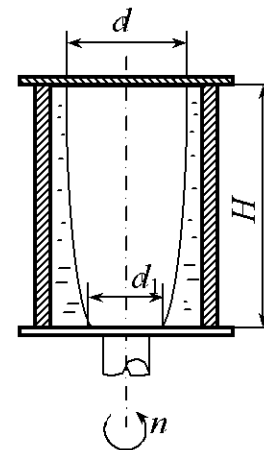


Рис. 6.44

6.38. При движении воды в реке на закруглении радиусом  $R = 100$  м на внешнем берегу, по сравнению с противоположным берегом, наблюдается повышение уровня воды на величину  $h = 10$  мм. Ширина реки  $b = 10$  м. Определить среднюю скорость течения воды в реке.

6.39. В литейную форму, вращающуюся относительно горизонтальной оси, залита расплавленная бронза. Определить минимальную частоту вращения формы, при которой разностенность, вызванная влиянием сил тяжести, была бы не более 1 мм. Каково будет соотношение сил инерции и

тяжести при среднем радиусе внутренней поверхности отливаемой втулки 100 мм (рис. 6.41)?

6.40. Ведро вращается вокруг точки  $O$  в вертикальной плоскости. Расстояние от точки  $O$  до поверхности воды в ведре равно  $R$  (рис. 6.45). Определить минимальное число оборотов  $n$ , при котором вода не будет выливаться из ведра, и давление  $p$  на дно ведра в крайнем верхнем и в крайнем нижнем положениях. Расстояние от поверхности воды до дна равно  $h$ .

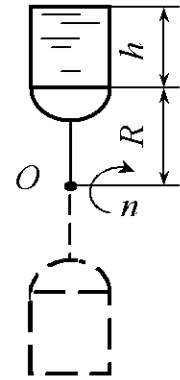


Рис. 6.45

6.41. Цилиндрический сосуд высотой  $H = 0,8$  м и диаметром  $D = 0,4$  м вращается вокруг собственной вертикальной оси с угловой скоростью  $\omega = 16$  с<sup>-1</sup>. Определить объем воды в сосуде при условии, что вода поднимается до края сосуда.

6.42. Закрытый цилиндрический сосуд высотой  $H = 0,75$  м и диаметром  $D = 0,35$  м наполнен водой под давлением  $p_{0и} = 0,3 \cdot 10^5$  Па. Определить силу, разрывающую его боковую поверхность по образующей, при вращении сосуда вокруг собственной вертикальной оси с  $n = 300$  об/мин.

6.43. Танкер движется прямолинейно с ускорением  $a = 0,5$  м/с<sup>2</sup> (рис. 6.46). Определить силу давления на среднюю поперечную переборку, если высота и ширина переборки соответственно  $H = 6$  м,  $B = 4$  м, расстояние между переборками  $L = 10$  м, высота налива топлива при равномерном прямолинейном движении  $h = 0,8H$ , плотность топлива  $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>.

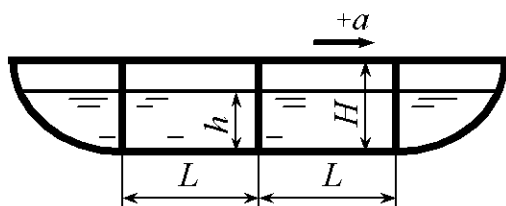


Рис. 6.46

6.44. Танкер описывает циркуляцию радиусом  $R = 200$  м со скоростью 20 км/ч. Определить силу давления топлива на центральную продольную переборку, если высота переборки  $H = 6$  м, длина переборки  $L = 10$  м, расстояние между переборками  $B = 4$  м (рис. 6.47). Высота налива топлива при прямолинейном равномерном движении  $h = 0,8H$ , плотность топлива  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>. Крен судна не учитывать.

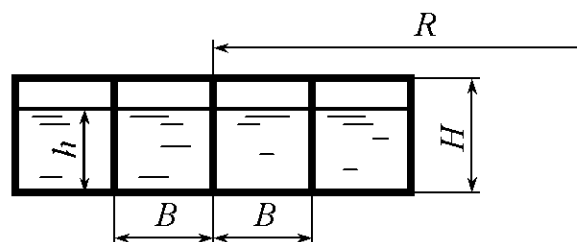


Рис. 6.47

6.45. Замкнутый цилиндрический сосуд длиной  $L = 2$  м, радиусом  $R = 0,5$  м используется как форма для отливки центробежным способом чугунных труб со средней толщиной стенок  $\delta = 10$  мм. Какой должна быть угловая скорость вращения цилиндра с вертикальной осью, если допустимое отклонение толщины стенок от среднего значения составляет  $\Delta\delta = \pm 1$  мм? Плотность чугуна  $\rho = 7000$  кг/м<sup>3</sup>.

6.46. При развороте скутера (малогабаритное быстроходное судно) по радиусу  $R = 50$  м угол крена достигает  $\alpha = 25^\circ$  (рис. 6.48). Определить скорость движения скутера, если поверхность топлива ( $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>) в баке останется неизменной по отношению к баку.

6.47. Форма для отливки чугунных труб со средней толщиной стенки  $\delta = 10$  мм, представляющая собой цилиндрический сосуд высотой  $H = 2$  м и радиусом внутренней поверхности  $R = 0,5$  м, вращается с угловой скоростью  $\omega = 142$  с<sup>-1</sup> относительно своей вертикальной оси. Определить силу, разрывающую боковую поверхность формы по образующей, если плотность чугуна  $\rho = 7000$  кг/м<sup>3</sup>, а допустимое отклонение толщины стенки от среднего значения составляет  $\Delta\delta = 1$  мм.

6.48. Цилиндрический сосуд радиусом  $R = 100$  мм, заполненный водой на  $3/4$  своего объема, вращается равномерно с частотой  $n = 10000$  об/мин относительно своей оси (рис. 6.49). Определить силу давления воды на торцовую поверхность сосуда.

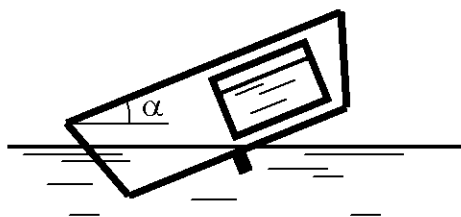


Рис. 6.48

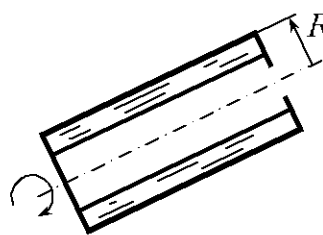


Рис. 6.49

6.49. Цилиндрическая форма для центробежной отливки чугунных труб длиной  $L = 2$  м и радиусом  $R = 0,5$  м вращается с угловой скоростью  $\omega = 99$  с<sup>-1</sup> относительно своей горизонтальной оси. Определить силу, разрывающую боковую поверхность формы по образующей. Плотность чугуна  $\rho = 7000$  кг/м<sup>3</sup>.

6.50. Определить силу давления на верхнюю половину шара радиусом  $R = 0,6$  м, заполненного водой, при  $h = 1,2$  м в следующих случаях: 1) шар вращается с угловой скоростью  $\omega = 12 \text{ с}^{-1}$ ; 2) шар свободно падает, вращаясь с угловой скоростью  $\omega = 12 \text{ с}^{-1}$  относительно своей вертикальной оси (рис. 6.50).

6.51. Цилиндрическая форма длиной  $L = 2$  м и радиусом  $R = 0,5$  м для центробежной отливки чугунных труб ( $\rho = 8000 \text{ кг/м}^3$ ) со средней толщиной стенки  $\delta = 10$  мм вращается относительно своей горизонтальной оси. Какой должна быть угловая скорость вращения формы, если допустимое отклонение толщины стенки от среднего значения составляет  $\Delta\delta = \pm 1$  мм. Плотность чугуна  $\rho = 7000 \text{ кг/м}^3$ .

6.52. Цистерна, заполненная нефтью, движется со скоростью  $v = 36 \text{ км/ч}$  по закруглению радиусом  $R = 300$  м (рис. 6.51). Определить превышение верха наружного рельса над внутренним, при котором поверхность нефти в цистерне будет параллельна плоскости железнодорожных путей.

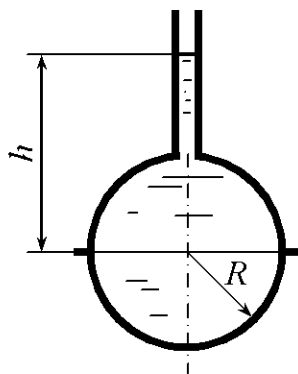


Рис. 6.50

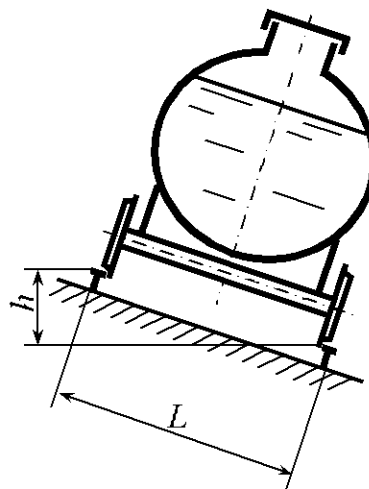


Рис. 6.51

6.53. Цилиндрический сосуд диаметром  $D_1 = 300$  мм и высотой  $L = 250$  мм, имеющий в верхней крышке центральное отверстие диаметром  $D_2 = 200$  мм, заполнен маслом плотностью  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$  до высоты  $B = 200$  мм и вращается с угловой скоростью  $\omega = 20 \text{ с}^{-1}$  (рис. 6.14). Определить силу, разрывающую боковую поверхность сосуда по образующей.

6.54. Самолет выполняет разворот в горизонтальной плоскости, наклоняя плоскости крыльев под углом  $45^\circ$  к горизонту. Определить радиус поворота самолета, если поверхность бензина в баке была параллельна плоскости крыльев, а скорость движения самолета  $v = 250$  км/ч.

6.55. Открытый цилиндрический сосуд размерами  $D = 400$  мм и  $H = 600$  мм вращается относительно своей вертикальной оси. Определить силу, разрывающую боковую поверхность сосуда по образующей, при условии, что масло поднялось до верха сосуда (рис. 6.52), а высота слоя воды и масла одинакова и равна  $h = 200$  мм.

6.56. Закрытый заполненный водой сосуд диаметром  $D = 300$  мм и высотой  $H = 400$  мм сообщается с атмосферой через малое отверстие, расположенное по оси сосуда в верхнем торце (рис. 6.53). Определить силу, действующую на верхнюю торцовую поверхность сосуда, и силу, разрывающую боковую поверхность по образующей, если угловая скорость вращения его относительно своей вертикальной оси  $\omega = 20$  с $^{-1}$ .

6.57. Цилиндрический сосуд (рис. 6.54) диаметром  $D = 200$  мм и высотой  $H = 300$  мм движется вниз с ускорением  $a = 0,5g$ . Определить силы давления жидкости на торцовые поверхности, если  $h = 100$  мм, жидкость – вода. Площадью отверстия в верхней торцовой поверхности пренебречь.

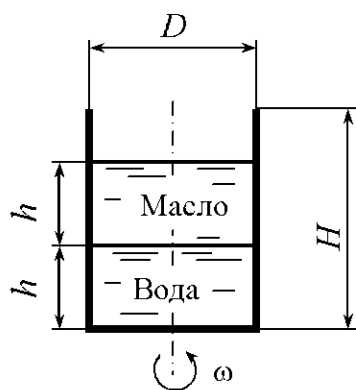


Рис. 6.52

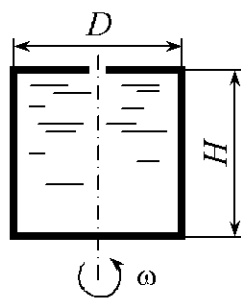


Рис. 6.53

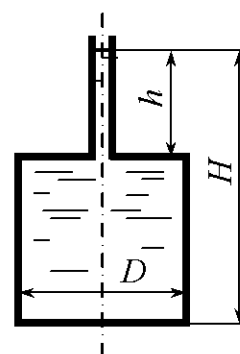
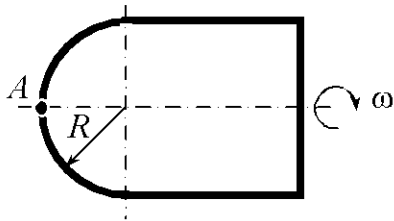


Рис. 6.54

6.58. Определить силу давления воды на полусферическую крышку цилиндрического сосуда радиусом  $R = 0,2$  м, если сосуд вращается относительно своей горизонтальной оси с угловой скоростью  $\omega = 100$  с $^{-1}$ , а избыточное давление в точке  $A$  равно  $p_{\text{из}} = 50$  кПа (рис. 6.55).

6.59. При вращении открытого сосуда (рис. 6.56) с размерами  $D = 200$  мм,  $H = 300$  мм,  $d = 100$  мм относительно своей вертикальной оси параболоид свободной поверхности касается дна. Определить силу, отрывающую боковую поверхность сосуда от торцевой. Жидкость – вода.

6.60. Определить силу, отрывающую полусферическую поверхность от цилиндрического сосуда, если  $R = 0,2$  м, а угловая скорость вращения сосуда относительно своей вертикальной оси  $\omega = 100$  с<sup>-1</sup>. Избыточное давление в точке  $A$   $p_{из} = 50$  кПа. Жидкость – вода (рис. 6.57).



Р

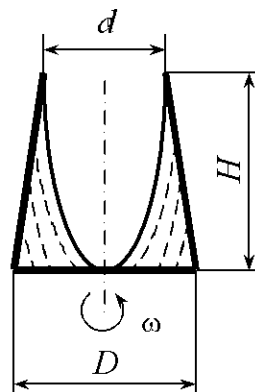


Рис. 6.56

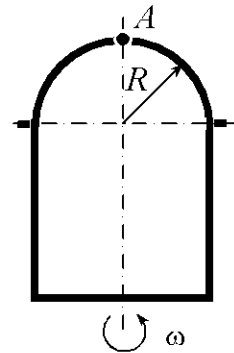


Рис. 6.57

## 7. РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

### Общие сведения

Потоком жидкости называется движущаяся масса жидкости, ограниченная твердыми направляющими поверхностями, поверхностями раздела жидкостей и свободной поверхностью.

Все возможные виды движения жидкости подразделяют на две категории:

- безвихревое (потенциальное) – когда вращение элементарных частиц жидкости отсутствует;
- вихревое – когда присутствует вращение элементарных частиц жидкости и им пренебречь нельзя.

В зависимости от движения жидкости по времени различают:

- неустановившееся (нестационарное) движение – когда скорость  $u$  в выбранной точке пространства зависит от координат  $x, y, z$  и изменяется с течением времени  $t$ :

$$u = f(x, y, z, t); \quad (7.1)$$

- установившееся (стационарное) движение – когда скорость  $u$  не изменяется с течением времени и зависит только от координат выбранной точки

$$u = f(x, y, z). \quad (7.2)$$

В зависимости от геометрической формы линий тока и характера изменения поля скоростей различают потоки:

- с равномерным движением, характеризующимся параллельностью и прямолинейностью линий тока;
- с неравномерным движением, когда линии тока не являются параллельными прямыми, а площади живых сечений и средние скорости – переменные по длине потока.

Также потоки могут иметь:

- а) плавно изменяющееся движение (угол расхождения между линиями тока или их кривизна малы, живые сечения принимаются плоскими);
- б) резко изменяющееся движение (угол расхождения между линиями тока или их кривизна велики, живые сечения криволинейны).



В зависимости от характера границ потоки делятся на:

- напорные – со всех боковых сторон ограничены твердыми стенками;
- безнапорные – частично ограничены твердыми стенками и частично свободной поверхностью;
- гидравлические струи – ограничены только жидкостью или газовой средой, твердых границ не имеют.

Наряду с приведенными существуют и другие классификации потоков жидкости.

**Траекторией** называется линия, которую описывает частица жидкости при своем движении.

**Линией тока** называется кривая, в каждой точке которой в данный момент времени векторы скорости являются касательными к ней. В случае установившегося движения траектории и линии тока совпадают и неизменны во времени.

**Трубкой тока** называется совокупность линий тока, проведенных через каждую точку бесконечно малого контура.

**Элементарной струйкой** называется семейство (пучок) линий тока, проходящих через все точки бесконечно малой площадки  $d\omega$ , которая перпендикулярна направлению движения (рис. 7.1). Элементарной струйкой также называется жидкость, движущаяся в трубке тока.

**Поток жидкости** в соответствии со струйчатой моделью движения жидкости представляет совокупность элементарных струек.

**Живым сечением** потока называется поверхность, в каждой точке которой вектор скорости направлен по нормали.

Живое сечение потока жидкости характеризуют гидравлические элементы (рис. 7.2):

*площадь живого сечения*  $\omega$ . При решении инженерных задач потоки, как правило, бывают слабо искривленными и живое сечение в этих случаях приближенно можно принять плоским;

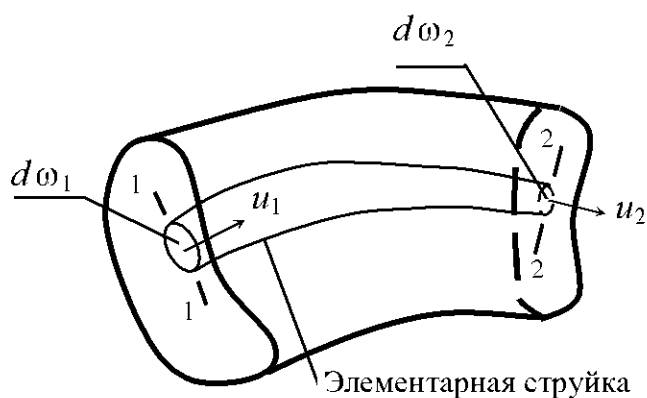


Рис. 7.1

*смоченный периметр  $\chi$* . Это длина линии, по которой жидкость в живом сечении соприкасается с твердыми поверхностями, ограничивающими поток;

*гидравлический радиус  $R$* . Это отношение площади живого сечения к смоченному периметру:

$$R = \frac{\omega}{\chi}; \quad (7.3)$$

*расход  $Q$* . Это объем жидкости  $V$ , проходящий через живое сечение потока в единицу времени:

$$Q = \frac{V}{t}; \quad (7.4)$$

*средняя по живому сечению скорость  $v$* . Это условная одинаковая во всех точках скорость, при которой расход потока будет такой же, как и при различных местных скоростях.

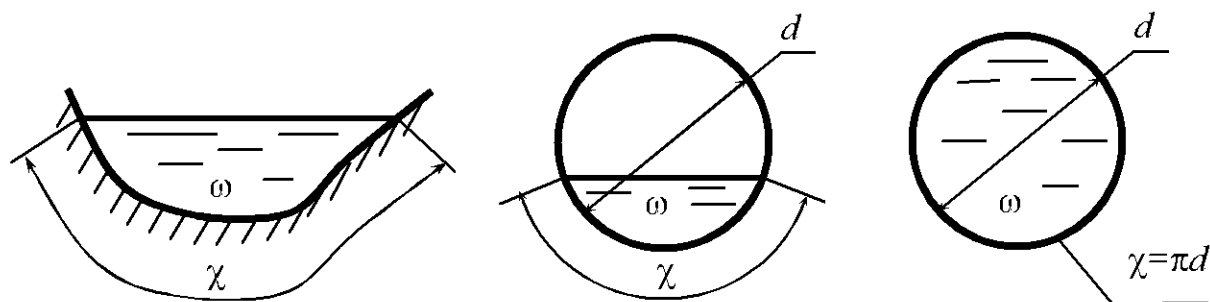


Рис. 7.2

Расход и средняя по живому сечению скорость связаны между собой зависимостью

$$Q = v\omega. \quad (7.5)$$

При установившемся движении форма элементарной струйки с течением времени не изменяется, отсутствует приток жидкости и ее отток через боковую поверхность трубки тока. Тогда элементарные расходы жидкости, проходящей через сечения 1-1 и 2-2 (рис. 7.1), одинаковы:

$$dQ = u_1 d\omega_1 = u_2 d\omega_2 = \text{const}, \quad (7.6)$$

где  $u_1, u_2$  – скорости движения частиц жидкости соответственно в сечениях 1-1 и 2-2;  $d\omega_1, d\omega_2$  – площади поперечного сечения элементарной струйки соответственно в сечениях 1-1 и 2-2.

Для установившегося движения потока жидкости (рис. 7.3), используя понятия средней скорости, имеем

$$Q = v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2 = \text{const}, \quad (7.7)$$

где  $v_1, v_2$  – средние скорости течения жидкости соответственно в сечениях 1–1 и 2–2;  $\omega_1, \omega_2$  – площади потока соответственно в сечениях 1–1 и 2–2.

Выражения (7.6) и (7.7) называют уравнениями постоянства расхода или уравнениями неразрывности соответственно для элементарной струйки и потока в целом.

О. Рейнольдсом было установлено, что существуют два режима движения жидкости: ламинарный и турбулентный. При ламинарном режиме движения скорость частиц жидкости невелика и она движется слоями, без поперечного перемещения частиц и перемешивания жидкости.

При турбулентном режиме движения частицы жидкости перемешиваются между собой и движутся беспорядочно. Потери энергии, возникающие при движении жидкости, зависят от режима движения.

Скорость потока, при которой происходит смена режимов движения жидкости, называется критической. При переходе ламинарного режима движения в турбулентный она называется верхней критической скоростью  $v_{в.кр}$ , при переходе турбулентного режима движения в ламинарный – нижней критической скоростью  $v_{н.кр}$ . Верхняя критическая скорость больше нижней критической, колеблется в широком диапазоне и зависит от внешних условий (колебаний температуры, сотрясений трубопровода, гидравлических сопротивлений и т.д.). Нижняя критическая скорость остается практически неизменной.

Критерием для определения режима движения жидкости является безразмерное число Рейнольдса, которое для любого потока определяется через гидравлический радиус по формуле

$$Re_R = \frac{v R}{\nu}, \quad (7.8)$$

где  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости жидкости; значения кинематического коэффициента вязкости некоторых смазочных масел в зависимости от температуры приведены в прил. 1.

Для напорных потоков в трубах круглого сечения число Рейнольдса выражают через внутренний диаметр трубопровода:

$$Re_d = \frac{v d}{\nu}. \quad (7.9)$$

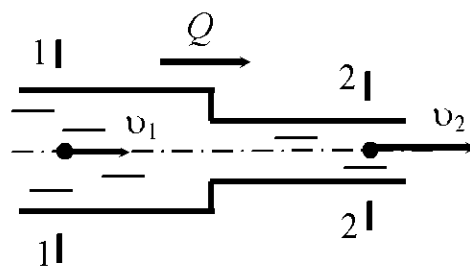


Рис. 7.3

Смена режимов движения жидкости происходит при критическом значении числа Рейнольдса, которое при решении практических задач по гидравлическому радиусу принимают  $Re_{R_{кр}} = 580$ , а по диаметру –  $Re_{d_{кр}} = 2320$ . Если число Рейнольдса больше критического значения, то режим движения турбулентный, если меньше – ламинарный. Критическое значение числа Рейнольдса соответствует нижней критической скорости.

При ламинарном режиме движения напорного потока в цилиндрической трубе радиусом  $r_0$  распределение местных скоростей подчиняется параболическому закону. Максимальная скорость  $u_{max}$  имеет место на оси трубопровода. Местная скорость в слое жидкости, находящемся на расстоянии  $r$  от оси трубы,

$$u = u_{max} \left( 1 - \left( \frac{r}{r_0} \right)^2 \right). \quad (7.10)$$

Средняя скорость  $v = 0,5u_{max}$ .

Максимальная скорость

$$u_{max} = \frac{\tau_0 r_0}{2\nu\rho}. \quad (7.11)$$

Касательные напряжения у стенки трубы

$$\tau_0 = \frac{8\nu\rho v}{D}. \quad (7.12)$$

Касательные напряжения по сечению трубы распределяются по зависимости

$$\tau = \frac{\tau_0}{r_0} r. \quad (7.13)$$

При турбулентном режиме движения напорного потока распределение осредненных скоростей  $\bar{u}$  по сечению трубы может быть приближенно принято по зависимости

$$\bar{u} = u_* \left( 5,75 \lg \frac{yu_*}{\nu} + 5,5 \right), \quad (7.14)$$

где  $y$  – расстояние от стенки трубы до рассматриваемой точки (при определении значения  $\bar{u}$  у стенки трубы в формулу следует подставить достаточно малое конечное значение  $y$ );  $u_*$  – величина, имеющая размерность скорости, которая называется динамической скоростью и определяется по формуле

$$u_* = \frac{\nu\sqrt{\lambda}}{2\sqrt{2}}; \quad (7.15)$$

$\lambda$  – гидравлический коэффициент трения (подробнее см. разд. 9).

Зависимость между максимальной  $\bar{u}_{\max}$  и средней  $v$  в сечении скоростями движения имеет вид

$$\bar{u}_{\max} = v + 3,75v_* \quad (7.16)$$

### Примеры решения задач

**Задача 7.1.** По трубе диаметром  $d = 20$  см под напором движется минеральное масло с температурой  $t = 30$  °С (рис. 7.4). Определить критическую скорость и расход, при котором происходит смена режимов движения жидкости. График зависимости кинематического коэффициента вязкости жидкости от температуры показан на рис. 7.5.

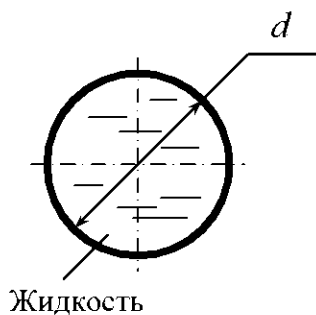


Рис. 7.4

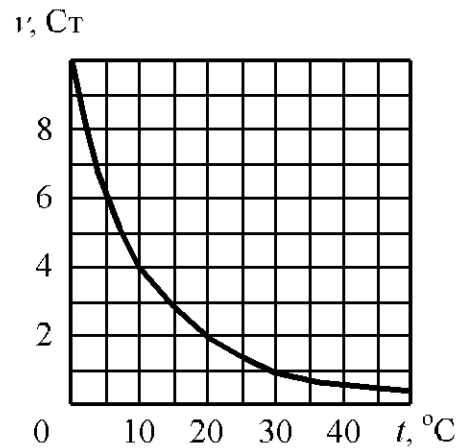


Рис. 7.5

*Решение.* Смена режимов произойдет при скорости, соответствующей критическому числу Рейнольдса. Для круглых напорных трубопроводов расчет выполняется по критическому числу Рейнольдса, приведенному к диаметру трубопровода,

$$Re_{d_{кр}} = \frac{v_{кр} d}{\nu}$$

отсюда

$$v_{кр} = \frac{Re_{d_{кр}} \nu}{d}$$

По графику (рис. 7.5) при температуре  $t = 30$  °С находим вязкость масла  $\nu = 1$  Ст =  $10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с. Подставляя значения величин в основных единицах измерения системы СИ, получим

$$v_{кр} = \frac{2320 \cdot 10^{-4}}{0,2} = 1,16 \text{ м/с.}$$

Расход определяем по формуле (7.5).

Площадь живого сечения трубопровода

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4}.$$

Тогда

$$Q = v \frac{\pi d^2}{4} = 1,16 \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} = 0,0364 \text{ м}^3/\text{с.}$$

**Задача 7.2.** Жидкость движется в лотке (рис. 7.6) со скоростью  $v = 0,1 \text{ м/с}$ . Глубина наполнения лотка  $h = 30 \text{ см}$ , ширина по верху  $B = 50 \text{ см}$ ,

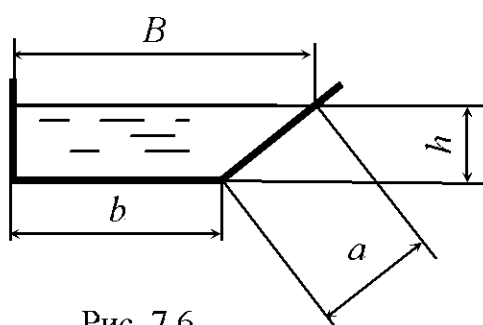


Рис. 7.6

ширина по низу  $b = 20 \text{ см}$ . Определить смоченный периметр, площадь живого сечения, гидравлический радиус, расход, режим движения жидкости, если динамический коэффициент вязкости  $\mu = 0,0015 \text{ Па} \cdot \text{с}$ , а плотность  $\rho = 1200 \text{ кг/м}^3$ .

*Решение.* Смоченный периметр

$$\chi = h + b + a = h + b + \sqrt{h^2 + (B - b)^2}.$$

Подставляя в формулу значения величин в основных единицах системы СИ, имеем

$$\chi = 0,3 + 0,2 + \sqrt{0,3^2 + (0,5 - 0,2)^2} = 0,924 \text{ м.}$$

Площадь живого сечения потока

$$\omega = \frac{B + b}{2} h = \frac{0,5 + 0,2}{2} 0,3 = 0,105 \text{ м}^2.$$

Гидравлический радиус определяем по формуле (7.3):

$$R = \frac{0,105}{0,924} = 0,114 \text{ м.}$$

Определяем расход жидкости по формуле (7.5):

$$Q = 0,1 \cdot 0,105 = 0,0105 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Режим движения жидкости для произвольного профиля определяется через гидравлический радиус по числу Рейнольдса по формуле (7.8).

Кинематический коэффициент вязкости жидкости связан с динамическим коэффициентом вязкости соотношением (1.18). Подставляя выражение (1.18) в (7.8), имеем

$$\text{Re}_R = \frac{\nu R \rho}{\mu}.$$

После подстановки численных значений получим

$$\text{Re}_R = \frac{0,1 \cdot 0,114 \cdot 1200}{0,0015} = 9120.$$

Полученное число Рейнольдса больше критического по гидравлическому радиусу:  $9120 > 580$ . Следовательно, режим движения турбулентный.

### Задачи для самостоятельного решения

7.1. Вода движется в прямоугольном лотке с глубиной наполнения  $h = 0,5$  м (рис. 7.7). Ширина лотка  $b = 1,0$  м. Определить, при каком максимальном расходе  $Q$  сохранится ламинарный режим, если температура воды  $t = 30$  °С.

7.2. Найти максимальный диаметр  $d$  напорного трубопровода, при котором нефть будет двигаться при турбулентном режиме (рис. 7.4), если кинематический коэффициент вязкости нефти  $\nu = 0,30$  см<sup>2</sup>/с, а расход в трубопроводе  $Q = 8$  л/с.

7.3. По конической сходящейся трубе движется бензин. Определить, в сечении с каким диаметром произойдет смена режимов движения, если расход  $Q = 0,2$  л/с, плотность  $\rho = 750$  кг/м<sup>3</sup>, динамический коэффициент вязкости  $\mu = 6,5 \cdot 10^{-4}$  Па · с.

7.4. Вода движется в треугольном лотке с расходом  $Q = 30$  л/с (рис. 7.8). Ширина потока  $b = 0,7$  м, глубина наполнения лотка  $h = 0,5$  м, температура воды  $t = 15$  °С. Определить режим движения жидкости. Произойдет ли смена режимов движения, если температура воды повысится до  $t = 50$  °С?

7.5. Нефть движется под напором в трубопроводе квадратного сечения. Определить критическую скорость, при которой будет происходить смена режимов движения жидкости, если сторона квадрата  $a = 0,05$  м,

динамический коэффициент вязкости  $\mu = 0,02 \text{ Па} \cdot \text{с}$ , плотность нефти  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ .

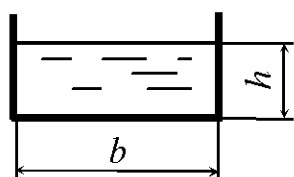


Рис. 7.7

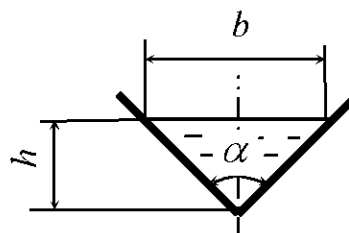


Рис. 7.8

7.6. Вода движется в прямоугольном лотке с расходом  $Q = 1 \text{ л/с}$  (рис. 7.7). Ширина лотка  $b = 0,5 \text{ м}$ , глубина наполнения  $h = 0,6 \text{ м}$ , температура воды  $t = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ . Определить режим движения жидкости. Произойдет ли смена режимов движения, если температура воды повысится до  $t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ?

7.7. Определить число Рейнольдса по гидравлическому радиусу  $Re_R$  при безнапорном движении нефти по трубопроводу (рис. 7.9). Трубопровод заполнен нефтью наполовину сечения. Диаметр трубопровода  $d = 0,5 \text{ м}$ , расход  $Q = 1,2 \text{ м}^3/\text{мин}$ , динамический коэффициент вязкости нефти  $\mu = 0,027 \text{ Па} \cdot \text{с}$ , плотность  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ .

7.8. Вода движется в трапециевидальном лотке (трапеция равнобокая) с температурой  $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  (рис. 7.10). Определить критическую скорость, при которой происходит смена режимов движения жидкости. Ширина потока по верху  $B = 0,4 \text{ м}$ , ширина по дну  $b = 0,1 \text{ м}$ , глубина наполнения  $h = 0,15 \text{ м}$ .

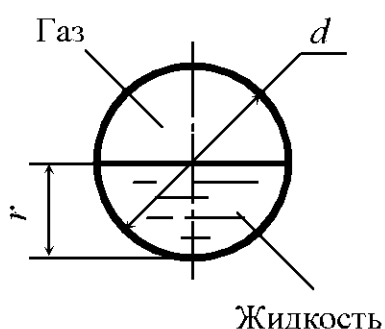


Рис. 7.9

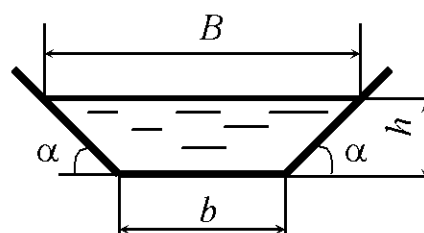


Рис. 7.10

7.9. Определить, изменится ли режим движения воды в напорном трубопроводе диаметром  $d = 0,5 \text{ м}$  при возрастании температуры воды от  $15$  до  $65 \text{ }^\circ\text{C}$ , если расход в трубопроводе  $Q = 15 \text{ л/мин}$  (рис. 7.4).



7.10. Жидкость движется в прямоугольном лотке с расходом  $Q = 0,1$  л/с (рис. 7.7). Ширина лотка  $b = 0,1$  м, глубина наполнения  $h = 0,3$  м. Определить, при какой температуре будет происходить смена режимов движения жидкости. График зависимости кинематического коэффициента вязкости жидкости от температуры показан на рис. 7.5.

7.11. Вода движется под напором в трубопроводе прямоугольного сечения ( $a \times b$ ). Определить, при каком максимальном расходе сохранится ламинарный режим, если температура воды  $t = 30$  °С,  $a = 0,2$  м,  $b = 0,3$  м (рис. 7.11).

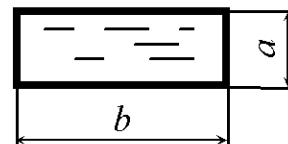


Рис. 7.11

7.12. Жидкость движется в треугольном лотке с глубиной наполнения  $h = 0,5$  м (рис. 7.8). Ширина лотка по верху  $b = 0,1$  м. Определить, при каком максимальном расходе  $Q$  сохранится ламинарный режим, если кинематический коэффициент вязкости жидкости  $\nu = 10$  сСт.

7.13. Найти минимальный диаметр  $d$  безнапорного трубопровода, при котором нефть будет двигаться при ламинарном режиме. Трубопровод заполнен нефтью наполовину сечения (рис. 7.9). Кинематический коэффициент вязкости нефти  $\nu = 0,22$  см<sup>2</sup>/с, расход нефти в трубопроводе  $Q = 5$  л/с.

7.14. Нефть движется в трапециевидальном лотке (трапеция равнобокая) с глубиной наполнения  $h = 0,4$  м (рис. 7.10). Ширина потока по верху  $B = 1,0$  м, по низу  $b = 0,2$  м. Определить, при каком максимальном расходе  $Q$  сохранится ламинарный режим, если кинематический коэффициент вязкости нефти  $\nu = 25$  сСт.

7.15. По трубе диаметром  $d = 0,1$  м под напором движется вода (рис. 7.4). Определить расход, при котором турбулентный режим сменится ламинарным, если температура воды  $t = 25$  °С.

7.16. Жидкость движется в трапециевидальном лотке (трапеция равнобокая) с расходом  $Q = 0,01$  л/с (рис. 7.10). Ширина лотка по дну  $b = 0,4$  м, глубина наполнения  $h = 0,2$  м, угол наклона боковых стенок лотка к горизонту  $\alpha = 45^\circ$ . Динамический коэффициент вязкости жидкости  $\mu = 0,002$  Па · с, ее плотность  $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>. Определить число Рейнольдса и режим движения жидкости.

7.17. Определить критическую скорость, при которой будет происходить смена режимов движения воды в лотке, имеющем прямоугольную форму поперечного сечения (рис. 7.7). Ширина лотка  $b = 0,3$  м, глубина наполнения  $h = 0,2$  м, температура воды  $t = 20$  °С.

7.18. Жидкость движется в треугольном лотке (рис. 7.8) с расходом  $Q = 50$  л/с. Ширина потока  $b = 0,8$  м, глубина наполнения  $h = 0,3$  м. Определить, при какой температуре будет происходить смена режимов движения жидкости. График зависимости кинематического коэффициента вязкости жидкости от температуры показан на рис. 7.5.

7.19. Жидкость движется в безнапорном трубопроводе (рис. 7.9) с расходом  $Q = 22$  м<sup>3</sup>/ч. Трубопровод заполнен наполовину сечения. Диаметр трубопровода  $d = 80$  мм. Определить, при какой температуре будет происходить смена режимов движения жидкости. График зависимости кинематического коэффициента вязкости жидкости от температуры показан на рис. 7.5.

7.20. Вода движется в трапецеидальной лотке (трапеция равнобокая) с расходом  $Q = 0,1$  л/с (рис. 7.10). Ширина лотка по дну  $b = 0,2$  м, глубина наполнения  $h = 0,1$  м, температура воды  $t = 15$  °С, угол наклона боковых стенок лотка к горизонту  $\alpha = 45^\circ$ . Определить режим движения жидкости. Произойдет ли смена режимов движения, если температура воды повысится до  $t = 80$  °С?

7.21. По круглому напорному трубопроводу диаметром  $d = 0,2$  м движется нефть (рис. 7.4) со скоростью  $v = 0,8$  м/с. Определить число Рейнольдса и режим движения нефти, если ее плотность  $\rho = 850$  кг/м<sup>3</sup>, а динамический коэффициент вязкости  $\mu = 0,027$  Па·с.

7.22. Жидкость движется в безнапорном трубопроводе (рис. 7.9) с температурой  $t = 30$  °С. Трубопровод заполнен наполовину сечения. Диаметр трубопровода  $d = 50$  мм. Определить, при какой скорости будет происходить смена режимов движения жидкости. График зависимости кинематического коэффициента вязкости жидкости от температуры показан на рис. 7.5.

7.23. Определить критическую скорость, при которой будет происходить смена режимов движения жидкости в лотке (рис. 7.10), имеющем

трапецидальную форму поперечного сечения (трапеция равнобокая). Глубина наполнения  $h = 0,3$  м, ширина потока по верху  $B = 1,0$  м, ширина по дну  $b = 0,4$  м, кинематический коэффициент вязкости  $\nu = 5$  мм<sup>2</sup>/с.

7.24. По трубе диаметром  $d = 5$  см под напором движется минеральное масло (рис. 7.4). Определить критическую скорость, при которой турбулентный режим сменится ламинарным, если температура жидкости  $t = 20$  °С. График зависимости кинематического коэффициента вязкости жидкости от температуры показан на рис. 7.5.

7.25. Определить критическую скорость, при которой будет происходить смена режимов движения воды в лотке, имеющем треугольную форму поперечного сечения (рис. 7.8). Глубина наполнения  $h = 0,2$  м, температура воды  $t = 20$  °С. Лоток симметричен относительно вертикальной оси. Угол расхождения стенок лотка  $\alpha = 90^\circ$ .

7.26. Жидкость движется в трапецидальном лотке (трапеция равнобокая) (рис. 7.10) со средней по живому сечению скоростью  $v = 2,1$  м/с. Ширина лотка по дну  $b = 0,4$  м, глубина наполнения  $h = 0,1$  м, угол наклона боковых стенок лотка к горизонту  $\alpha = 45^\circ$ . Определить, при какой температуре будет происходить смена режимов движения жидкости. График зависимости кинематического коэффициента вязкости жидкости от температуры показан на рис. 7.5.

7.27. Индустриальное масло движется в безнапорном трубопроводе (рис. 7.9). Трубопровод заполнен наполовину сечения. Диаметр трубопровода  $d = 0,2$  м, кинематический коэффициент вязкости  $\nu = 0,5$  см<sup>2</sup>/с. Определить расход, при котором произойдет смена режимов движения жидкости.

7.28. Бензин движется под напором в трубопроводе квадратного сечения. Определить, при каком максимальном расходе сохранится ламинарный режим, если сторона квадрата  $a = 0,15$  м, кинематический коэффициент вязкости  $\nu = 0,93$  сСт.

7.29. Жидкость (рис. 7.10), имеющая динамический коэффициент вязкости  $\mu = 0,005$  Па·с, а плотность  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>, движется в трапецидальном лотке (трапеция равнобокая). Определить критическую скорость, при которой будет происходить смена режимов движения жидкости. Глубина наполнения  $h = 0,2$  м, ширина лотка по дну  $b = 25$  см, угол наклона боковых стенок лотка к горизонту  $\alpha = 30^\circ$ .

7.30. Вода движется под напором в трубопроводе прямоугольного сечения ( $a \times b$ ) с расходом  $Q = 1$  л/с. Определить число Рейнольдса и режим движения жидкости, если температура воды  $t = 40$  °С,  $a = 0,4$  м,  $b = 0,5$  м (рис. 7.11).

7.31. В гидроприводе допускаемые скорости движения рабочей жидкости изменяются от 1,2 до 10 м/с. Определить диапазон изменения числа Рейнольдса при условии: рабочая жидкость – масло индустриальное 20, внутренний диаметр трубопровода  $d = 10$  мм, диапазон изменения рабочих температур от  $-15$  до  $+55$  °С.

7.32. Как изменится число Рейнольдса при переходе трубопровода от меньшего диаметра к большему и при сохранении постоянного расхода?

7.33. По трубопроводу диаметром  $d = 100$  мм транспортируется нефть. Определить критическую скорость, соответствующую переходу от ламинарного режима движения к турбулентному, легкой ( $\nu = 0,25$  Ст) и тяжелой ( $\nu = 1,40$  Ст) нефти.

7.34. Для осветления сточных вод используют горизонтальный отстойник, представляющий собой удлиненный прямоугольный в плане резервуар. Глубина  $h = 2,6$  м, ширина  $b = 5,9$  м. Температура воды  $20$  °С. Определить среднюю скорость и режим движения сточной жидкости, если ее расход  $Q = 0,08$  м<sup>3</sup>/с, а коэффициент кинематической вязкости  $\nu = 1,2 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с. При какой скорости движения жидкости в отстойнике будет наблюдаться ламинарный режим движения жидкости?

7.35. Конденсатор паровой турбины оборудован 8186 трубками диаметром  $d = 2,5$  см. Через трубки пропускается охлаждающая вода при  $t = 10$  °С. Будет ли при расходе воды  $13600$  м<sup>3</sup>/с обеспечен турбулентный режим движения в трубках?

7.36. В водоснабжении применяются трубы диаметром от 12 до 3500 мм. Расчетные скорости движения воды в них  $v = 0,5 \dots 4,0$  м/с. Определить минимальное и максимальное значения чисел Рейнольдса и режим движения в этих трубопроводах, если температура изменяется от 0 до 30 °С.

7.37. Определить число Рейнольдса и режим движения сточных вод ( $\nu = 1,2 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с) в трубе диаметром  $d = 300$  мм при заполнении ее половиной сечения, если расход  $Q = 0,05$  м<sup>3</sup>/с.

7.38. Определить критическую скорость, при которой происходит переход от ламинарного режима движения к турбулентному, в трубопро-

воде диаметром  $d = 0,03$  м при движении воды ( $\nu = 0,9 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с), воздуха ( $\nu = 16,15 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с) и глицерина ( $\nu = 4,1 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с).

7.39. Под давлением смазка протекает по каналам круглого сечения диаметром  $d$  и квадратного со стороной  $a$ . Определить, в каком канале число Рейнольдса будет иметь большее значение, если расход одинаков,  $d = a$ .

7.40. Смазка протекает через кольцевидную щель (рис. 7.12). Определить гидравлический радиус при условии  $D = 50$  мм,  $d = 48$  мм.

7.41. Канализационная труба диаметром  $d$  заполнена на  $3/4$  ее сечения. Определить гидравлический радиус.

7.42. Определить число Рейнольдса и режим движения горячей воды ( $t = 80$  °С) в пробковом кране, проходное сечение которого при частичном открытии изображено на рис. 7.13, если  $l = 20$  мм,  $r = 3$  мм,  $b = r$ , расход воды  $0,2$  л/с.

7.43. Определить число Рейнольдса и режим движения воды при  $t = 20$  °С в смесителе, проходное сечение которого диаметром  $d = 10$  мм открыто наполовину, расход воды  $Q = 0,1$  л/с (рис. 7.14).

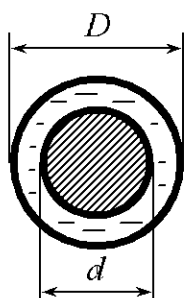


Рис. 7.12

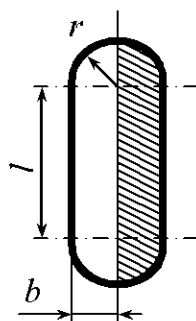


Рис. 7.13

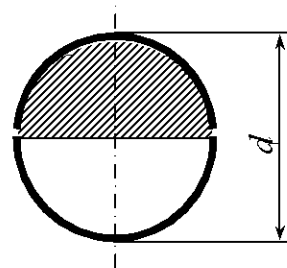


Рис. 7.14

7.44. Определить число Рейнольдса и режим движения воды при  $t = 10$  °С в трубе, поперечное сечение которой изображено на рис. 7.15, если  $b = 0,6$  м,  $\alpha = 60^\circ$ , скорость движения воды  $v = 1,2$  м/с.

7.45. Определить гидравлический радиус живого сечения напорного потока, протекающего через щель. Форма потока изображена на рис. 7.16.

7.46. Определить гидравлический радиус, если простая задвижка на трубе круглого сечения  $d$  частично закрыта,  $\frac{a}{d} = 0,5$  (рис. 7.17).

7.47. Определить гидравлический радиус живого сечения напорного потока через щель в гидроаппарате. Форма щели представлена на рис. 7.18.

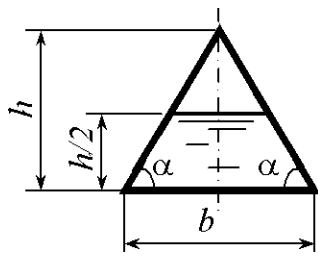


Рис. 7.15

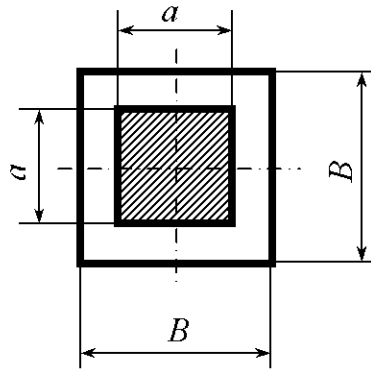


Рис. 7.16

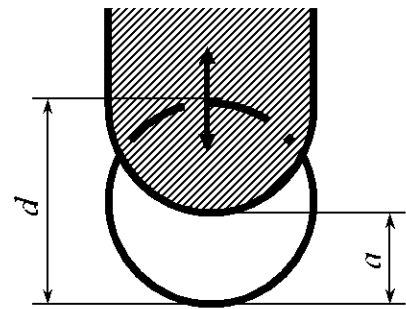


Рис. 7.17

7.48. В аэродинамической трубе (рис. 7.19) диаметром  $d$  в движущемся потоке воздуха осуществляют исследования аппарата эллиптического поперечного сечения. Определить гидравлический радиус живого сечения потока.

7.49. В опытном бассейне (рис. 7.20) шириной  $B$  и глубиной  $H$  осуществляют исследования в движущемся потоке воды понтона шириной  $b$  и осадкой  $t$ . Определить гидравлический радиус живого сечения потока.

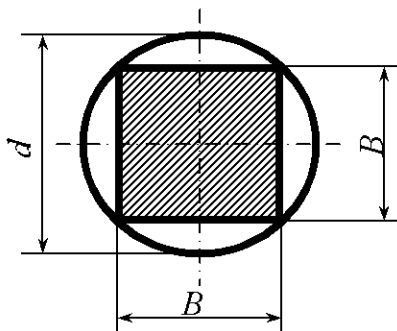


Рис. 7.18

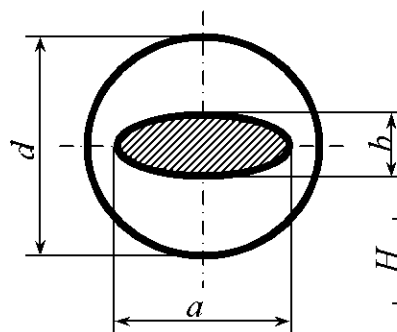


Рис. 7.19

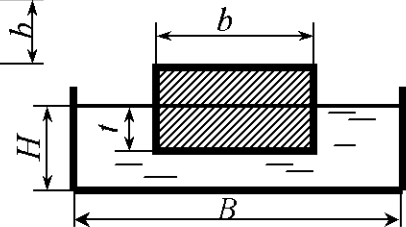


Рис. 7.20

7.50. Построить эпюру скоростей и касательных напряжений в сечении трубы диаметром  $d = 50$  мм, если расход потока  $Q = 100$  см<sup>3</sup>/с, а температура воды  $t = 8$  °С.

7.51. Определить максимальную и среднюю в сечении скорости, построить эпюру скоростей потока нефти в трубе диаметром  $d = 400$  мм, если расход потока  $Q = 15$  л/с, коэффициент кинематической вязкости  $\nu = 0,29$  см<sup>2</sup>/с.

7.52. Построить эпюру осредненных скоростей в сечении трубы, по которой протекает поток воды с расходом  $Q = 60$  л/с, если диаметр трубы  $d = 400$  мм, температура воды  $t = 5$  °С, гидравлический коэффициент трения  $\lambda = 0,028$ .

7.53. Радиатор системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания состоит из пучка трубок диаметром 8 мм, по которым протекает вода при температуре  $t = 90$  °С. Определить минимальную допустимую среднюю скорость движения воды в трубках при условии, что режим движения должен быть турбулентным.

7.54. В трубопроводе диаметром  $d = 300$  мм поставлена диафрагма с отношением площадей 1:5. Расход нефти по трубопроводу  $Q = 70$  л/с при вязкости  $\nu = 1$  Ст. Определить режим движения нефти через диафрагму.

7.55. По трубопроводу диаметром  $d = 200$  мм перекачивается мазут с расходом  $Q = 100$  л/с, кинематическая вязкость которого постепенно увеличивается вследствие остывания. Определить, при каком значении вязкости число Рейнольдса будет равно критическому.

7.56. Построить эпюру осредненных скоростей в сечении трубы, по которой протекает поток бензина с расходом  $Q = 60$  л/с, если диаметр трубы  $d = 350$  мм, кинематический коэффициент вязкости  $\nu = 0,0093$  Ст. Гидравлический коэффициент трения  $\lambda = 0,03$ .

7.57. Построить эпюру скоростей и касательных напряжений в сечении трубы диаметром  $d = 60$  мм, если расход потока  $Q = 120$  см<sup>3</sup>/с, а кинематический коэффициент вязкости  $\nu = 0,03$  Ст.

7.58. Определить максимальную и среднюю в сечении скорости, построить эпюру скоростей потока мазута ( $\nu = 20,0$  Ст) в трубе диаметром  $d = 300$  мм, если расход  $Q = 20$  л/с.

7.59. Движущаяся в прямоугольном лотке вода покрыта льдом (рис. 7.21). Определить, при каком максимальном расходе  $Q$  сохраняется ламинарный режим, если температура воды  $t = 1$  °С, размеры потока  $b = 1,0$  м,  $H = 0,2$  м.

7.60. При определении гидродинамических характеристик бревно обтекается потоком воды в прямоугольном лотке (рис. 7.22). Определить гидравлический радиус при условии  $H = 0,5$  м,  $b = 1,0$  м,  $d = 0,2$  м,  $t = 0,16$  м.

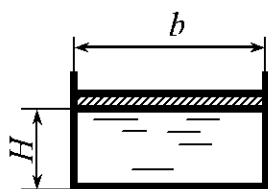


Рис. 7.21

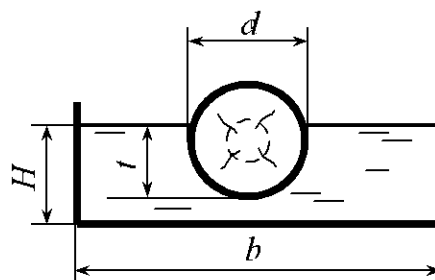


Рис. 7.22

## 8. УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ

### Общие сведения

При установившемся плавно изменяющемся движении реальной жидкости уравнение Бернулли для двух сечений потока 1–1 и 2–2 имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w, \quad (8.1)$$

где  $z_1, z_2$  – расстояния от плоскости сравнения до центра соответствующего сечения;  $p_1, p_2$  – гидростатические давления соответственно в сечении 1–1 и 2–2;  $\rho$  – плотность жидкости;  $g$  – ускорение свободного падения;  $\alpha_1, \alpha_2$  – коэффициенты кинетической энергии (коэффициенты Кориолиса) соответственно в сечении 1–1 и 2–2; при ламинарном режиме движения жидкости  $\alpha = 2$ , турбулентном  $\alpha = 1,1$ , в случае, когда  $\frac{v^2}{2g}$  мало по сравнению с потерями  $h_w$  или при менее точных практических расчетах, принимают  $\alpha = 1$ ;  $v_1, v_2$  – средние по живому сечению скорости соответственно в сечениях 1–1 и 2–2;  $h_w$  – потери напора на участке между сечениями 1–1 и 2–2.

Все слагаемые уравнения Бернулли имеют линейную размерность и могут быть представлены геометрически (рис. 8.1): координата  $z$  – геометрический напор; величина  $\frac{p}{\rho g}$  – пьезометрическая высота;  $z + \frac{p}{\rho g}$  – пьезометрический напор.

Линия, проходящая через свободную поверхность жидкости в пьезометрических трубках, называется пьезометрической линией. Она может понижаться или повышаться вдоль потока, возможно и горизонтальное ее положение. Линия, проходящая через свободную поверхность жидкости в скоростных трубках, называется напорной линией. Она находится выше пьезометрической на величину скоростного напора  $\frac{\alpha v^2}{2g}$ .



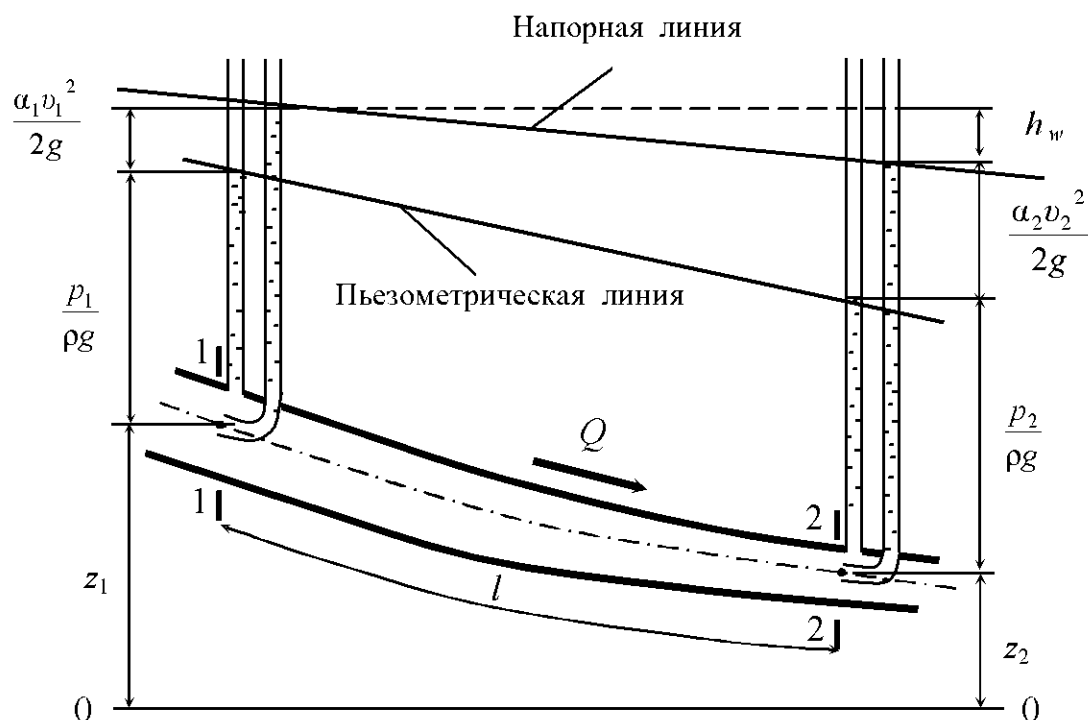


Рис. 8.1

Сумма пьезометрического и скоростного напоров называется гидродинамическим напором:

$$H_d = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g}. \quad (8.2)$$

Гидродинамический напор в первом сечении больше гидродинамического напора во втором сечении на величину потерь  $h_w$ . Напорная линия для потока реальной (вязкой) жидкости понижается в направлении ее движения, т.е. имеет положительный уклон.

Гидравлическим уклоном называют отношение потерь напора к длине участка, на котором эти потери происходят. Гидравлический уклон определяется по формуле

$$I = \frac{\left( z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} \right) - \left( z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \right)}{l} = \frac{h_w}{l}, \quad (8.3)$$

где  $l$  – длина участка между сечениями 1-1 и 2-2.

Гидравлический уклон  $I$  всегда положителен, так как потери напора  $h_w > 0$ .

Пьезометрическая линия также имеет уклон  $I_p$ , который называется пьезометрическим уклоном и определяется по формуле

$$I_p = \frac{\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right)}{l}. \quad (8.4)$$

Пьезометрический уклон может быть положительным, равным нулю и отрицательным.

Пьезометрическая линия при равномерном безнапорном движении жидкости совпадает со свободной поверхностью, а напорная линия находится выше на величину скоростного напора.

С энергетической точки зрения уравнение Бернулли выражает закон сохранения энергии в потоке движущейся жидкости, а каждый член уравнения является удельной энергией, т.е. энергией, отнесенной к единице веса жидкости:

$z$  – удельная потенциальная энергия положения;

$\frac{p}{\rho g}$  – удельная потенциальная энергия давления;

$\frac{\alpha v^2}{2g}$  – удельная кинетическая энергия.

Горизонтальную плоскость сравнения при составлении уравнения Бернулли целесообразно проводить через ось потока, свободную поверхность жидкости в нижнем резервуаре или ниже всего потока жидкости. Расчетные поперечные сечения выбираются и нумеруются по течению жидкости. При их выборе следует стремиться к тому, чтобы в уравнение Бернулли входили неизвестные величины и как можно больше известных. В большинстве случаев при расчете движения жидкости с разными скоростями в живых сечениях потока наряду с уравнением Бернулли используется и уравнение неразрывности (7.7).

### Примеры решения задач

**Задача 8.1.** По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется жидкость (рис. 8.2), плотность которой  $\rho_{ж} = 700 \text{ кг/м}^3$ . Диаметр в сечении 1–1 трубопровода  $d_1 = 5 \text{ см}$ , а в сечении 2–2  $d_2 = 2 \text{ см}$ , разность уровней в дифференциальном манометре, заполненном глицери-

ном плотностью  $\rho_r = 1250 \text{ кг/м}^3$ , составляет  $h = 28 \text{ см}$ . Определить скорость движения жидкости в сечении 2-2 трубопровода. Потери напора не учитывать.

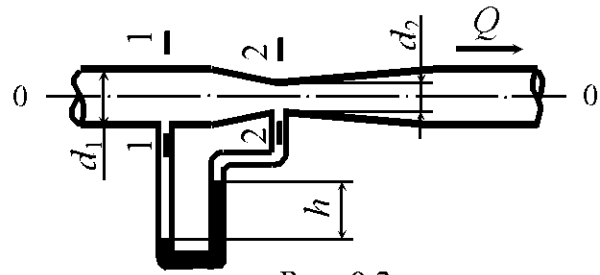


Рис. 8.2

*Решение.* Составим уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2 относительно плоскости сравнения 0-0. За плоскость сравнения целесообразно выбрать горизонтальную плоскость, совпадающую с осью трубопровода, а сечения назначить в широкой и узкой частях трубопровода в местах присоединения дифференциального манометра. Тогда

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho_j g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho_j g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w.$$

По условию задачи  $h_w = 0$ , для горизонтального трубопровода  $z_1 = z_2 = 0$ . С достаточной степенью точности можно принять  $\alpha_1 = \alpha_2 \approx 1$ .

Разность давлений в сечениях с учетом разных жидкостей и их плотности в дифференциальном манометре

$$p_1 - p_2 = \rho_r gh - \rho_j gh = (\rho_r - \rho_j)gh,$$

где  $\rho_r, \rho_j$  – плотность соответственно глицерина и жидкости в дифференциальном манометре.

Из уравнения неразрывности потока

$$v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2$$

выразим

$$v_1 = v_2 \frac{\omega_2}{\omega_1} = v_2 \frac{d_2^2}{d_1^2}.$$

Тогда уравнение Бернулли принимает вид

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho_j g} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g},$$

$$\frac{(\rho_r - \rho_j)gh}{\rho_j g} = \frac{v_2^2 \left(1 - \frac{d_2^4}{d_1^4}\right)}{2g}.$$

Отсюда

$$v_2 = \sqrt{\frac{2gh(\rho_\Gamma - \rho_\text{ж})}{\rho_\text{ж}\left(1 - \frac{d_2^4}{d_1^4}\right)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 0,28(1250 - 700)}{700\left(1 - \frac{0,02^4}{0,05^4}\right)}} = 2,1 \text{ м/с.}$$

**Задача 8.2.** По сифонному трубопроводу движется вода. Определить расход  $Q$  и давление воды в сечении  $x-x$  (рис. 8.3), пренебрегая потерями

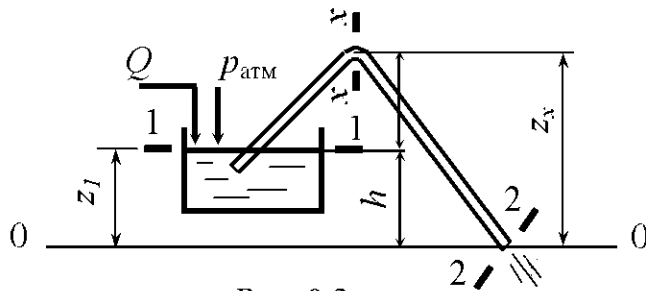


Рис. 8.3

напора. Верхняя точка оси трубопровода расположена выше уровня воды в резервуаре на  $H = 1$  м, а нижняя – ниже на  $h = 3$  м. Внутренний диаметр трубопровода  $d = 20$  мм.

*Решение.* Составим уравнение Бернулли для сечений 1–1

и 2–2 относительно плоскости сравнения 0–0. За плоскость сравнения целесообразно выбрать горизонтальную плоскость, проходящую через нижнюю точку трубопровода. Сечение 1–1 совпадает с уровнем жидкости в питающем резервуаре, а сечение 2–2 – с выходом жидкости из трубопровода. Уравнение Бернулли имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w.$$

Здесь  $z_1 = h$ ;  $z_2 = 0$ ;  $h_w = 0$ .

На поверхность жидкости в питающем резервуаре и на выходе из трубопровода действует атмосферное давление  $p_{\text{атм}}$ , поэтому  $p_1 = p_2 = p_{\text{атм}}$ . Принимаем  $\alpha_1 = \alpha_2 \approx 1$ . Скорость изменения уровня в резервуаре  $v_1 = 0$ , так как в резервуар поступает вода с расходом  $Q$  и уровень воды в нем постоянный. Произведя подстановку в исходное уравнение, получим уравнение Бернулли в виде

$$h = \frac{v_2^2}{2g}.$$

Выразим скорость:

$$v_2 = \sqrt{2gh} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 3} = 7,67 \text{ м/с.}$$

Расход определяется по формуле

$$Q = v\omega = v \frac{\pi d^2}{4}.$$

После перевода численных значений в основные единицы системы СИ и подстановки получаем

$$Q = 7,67 \frac{3,14 \cdot 0,02^2}{4} = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 2,4 \text{ л/с}.$$

Для расчета абсолютного давления в верхней точке трубопровода составим уравнение Бернулли для сечений 1–1 и x–x относительно плоскости сравнения 0–0:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_x + \frac{p_x}{\rho g} + \frac{\alpha_x v_x^2}{2g}.$$

Здесь  $z_1 = h$ ;  $z_2 = h + H$ ;  $p_1 = p_{\text{атм}}$ . Принимаем  $\alpha_1 = \alpha_x \approx 1$ ;  $v_1 = 0$ . Скорость движения жидкости в трубопроводе постоянного сечения одинакова:  $v_x = v_2$ . Тогда уравнение Бернулли примет вид

$$h + \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} = h + H + \frac{p_x}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}.$$

Выразим давление в сечении x–x:

$$p_x = \left( \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - H - \frac{v_2^2}{2g} \right) \rho g.$$

Принимая нормальное атмосферное давление  $p_{\text{атм}} = 101$  кПа, плотность воды  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>, имеем

$$p_x = \left( \frac{101 \cdot 10^3}{1000 \cdot 9,81} - 1 - \frac{7,67^2}{2 \cdot 9,81} \right) 1000 \cdot 9,81 = 61760 \text{ Па} = 61,76 \text{ кПа}.$$

В сечении x–x абсолютное давление  $p_x$  меньше атмосферного. Значит, в сечении x–x вакуумметрическое давление

$$p_{\text{в}} = p_{\text{атм}} - p_x = 101 - 61,76 = 39,24 \text{ кПа}.$$

## Задачи для самостоятельного решения

8.1. Вода движется в трубчатом расходомере в направлении от сечения 1–1 к сечению 2–2 (рис. 8.4). Манометрическое давление в сечении 1–1 больше давления в сечении 2–2 на  $\Delta p = 25$  кПа. Определить расход  $Q$ , если внутренний диаметр трубопровода в сечении 1–1  $D = 65$  мм, а в сечении 2–2  $d = 40$  мм, разность отметок сечений  $\Delta z = 2$  м. Потерями напора пренебречь.

8.2. Определить скорость движения бензина  $v$  и расход  $Q$  в сифонном трубопроводе (рис. 8.3). Нижняя точка оси трубопровода расположена ниже уровня жидкости в питающем резервуаре на расстоянии  $h = 2,5$  м. Внутренний диаметр трубопровода  $d = 25$  мм, плотность бензина  $\rho = 850$  кг/м<sup>3</sup>. Потерями напора пренебречь.

8.3. Определить расход воды в трубопроводе (рис. 8.5). Показание ртутного дифференциального манометра  $h = 30$  мм. Плотность ртути  $\rho_{рт} = 13600$  кг/м<sup>3</sup>, внутренний диаметр трубопровода  $D = 80$  мм. Потери напора не учитывать.

8.4. Определить скорость газа в трубопроводе с внутренним диаметром  $D = 50$  мм (рис. 8.6). В колене манометра находится жидкость плотностью  $\rho_{ж} = 1000$  кг/м<sup>3</sup>. Плотность газа  $\rho_{г} = 20$  кг/м<sup>3</sup>. Потери напора не учитывать.

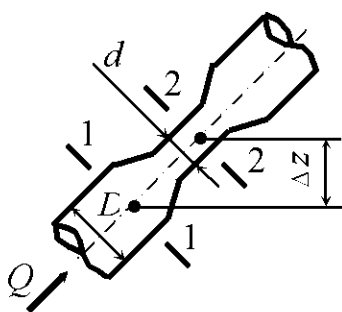


Рис. 8.4

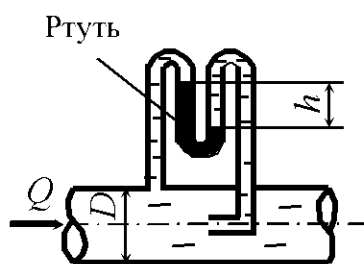


Рис. 8.5

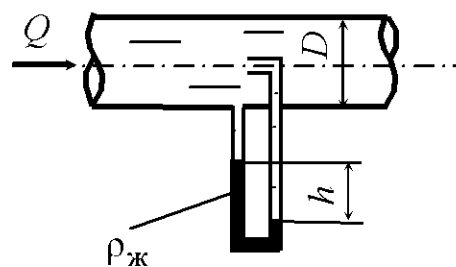


Рис. 8.6

8.5. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется глицерин (рис. 8.7), плотность которого  $\rho_{г} = 1250$  кг/м<sup>3</sup>. Диаметр в широком сечении трубопровода  $d_1 = 75$  мм. Расход глицерина в трубопроводе  $Q = 1,5$  л/с, разность уровней в дифференциальном манометре  $h = 100$  мм.

метре, заполненном ртутью плотностью  $\rho_{рт} = 13600 \text{ кг/м}^3$ , составляет  $h = 25 \text{ мм}$ . Определить диаметр трубопровода в узком сечении. Потери напора не учитывать.

8.6. По сифонному трубопроводу движется жидкость (рис. 8.3). Средняя скорость движения жидкости в трубопроводе  $v = 1,2 \text{ м/с}$ , плотность жидкости  $\rho = 750 \text{ кг/м}^3$ . Определить вакуумметрическое давление  $p$  в сечении  $x-x$  сифонного трубопровода, если оно расположено выше уровня жидкости питающего резервуара на  $H = 3,5 \text{ м}$ . Потерями напора пренебречь.

8.7. Бензин движется в трубчатом расходомере в направлении от сечения 1-1 к 2-2 (рис. 8.4). Манометрическое давление в сечении 1-1  $p_1 = 86 \text{ кПа}$ , а в сечении 2-2 –  $p_2 = 48 \text{ кПа}$ . Определить скорость движения жидкости в сечении 2-2, если внутренний диаметр трубопровода в сечении 1-1  $D = 40 \text{ мм}$ , а в сечении 2-2 –  $d = 25 \text{ мм}$ , разность отметок сечений  $\Delta z = 3 \text{ м}$ , плотность бензина  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ . Потерями напора пренебречь.

8.8. По горизонтальной трубе переменного сечения протекает нефть с расходом  $Q = 1,3 \text{ л/с}$  (рис. 8.8). Определить разность показаний пьезометров  $h$ , если диаметр трубопровода в широком сечении  $D = 10 \text{ см}$ , а в узком –  $d = 5 \text{ см}$ . Плотность нефти  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ . Потерями напора пренебречь.

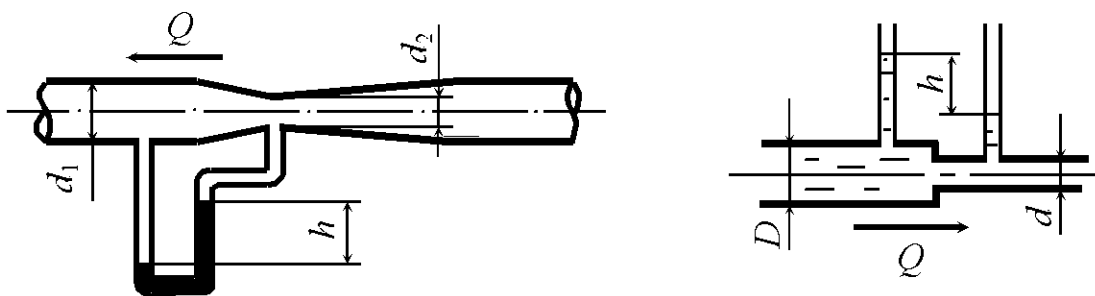


Рис. 8.7

Рис. 8.8

8.9. По горизонтальному трубопроводу движется керосин (рис. 8.5). Показание ртутного дифференциального манометра  $h = 50 \text{ мм}$ . Плотность ртути  $\rho_{рт} = 13600 \text{ кг/м}^3$ , плотность керосина  $\rho_k = 780 \text{ кг/м}^3$ . Внутренний диаметр трубопровода  $D = 50 \text{ мм}$ . Определить скорость керосина в трубопроводе. Потерями напора пренебречь.

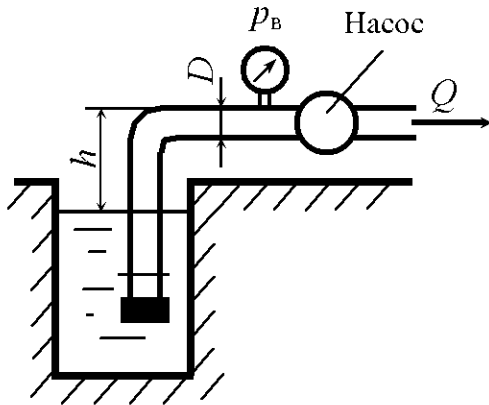


Рис. 8.9

8.10. Насос с подачей  $Q = 7,2 \text{ м}^3/\text{ч}$  забирает воду из колодца (рис. 8.9). Определить наибольший вакуум  $p_v$  при входе в насос. Внутренний диаметр трубопровода  $D = 80 \text{ мм}$ , высота установки насоса над уровнем жидкости  $h = 4 \text{ м}$ . Потери напора  $h_w = 0,5 \text{ м}$ .

8.11. Керосин движется в трубчатом расходомере в направлении от сечения 1–1 к 2–2 (рис. 8.4). Манометрическое давление в сечении 1–1  $p_1 = 35 \text{ кПа}$ . Определить манометрическое давление в сечении 2–2, если внутренний диаметр трубопровода в сечении 1–1  $D = 50 \text{ мм}$ , а в сечении 2–2  $d = 35 \text{ мм}$ , разность отметок сечений  $\Delta z = 1 \text{ м}$ , расход жидкости  $Q = 2 \text{ л/с}$ . Потерями напора пренебречь.

8.12. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется нефть (рис. 8.7), плотность которой  $\rho_n = 850 \text{ кг/м}^3$ . Диаметр в узком сечении трубопровода  $d_2 = 50 \text{ мм}$ . Расход нефти в трубопроводе  $Q = 0,5 \text{ л/с}$ , разность уровней в дифференциальном манометре, заполненном ртутью плотностью  $\rho_{рт} = 13600 \text{ кг/м}^3$ , составляет  $h = 35 \text{ мм}$ . Определить диаметр трубопровода в широком сечении. Потерями напора пренебречь.

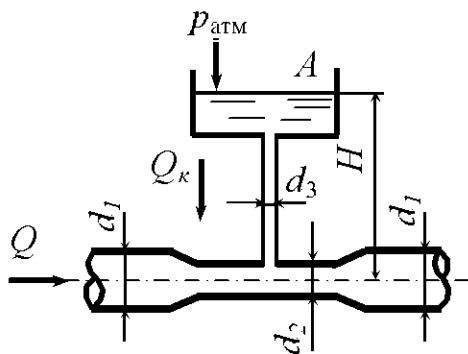


Рис. 8.10

8.13. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется вода (рис. 8.10). Из бачка  $A$  по трубке, подведенной к трубопроводу, поступает краситель плотностью  $\rho = 1300 \text{ кг/м}^3$ . Определить расход воды в трубопроводе, при котором прекратится подача красителя. Уровень красителя в бачке  $H = 0,5 \text{ м}$ , диаметр трубопровода в широком сечении  $D = 150 \text{ мм}$ , в узком  $d = 100 \text{ мм}$ , манометрическое давление воды в широком сечении трубопровода равно  $30 \text{ кПа}$ . Потерями напора пренебречь.



8.14. По трубопроводу (рис. 8.5) движется вода с расходом  $Q = 25 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Определить показание ртутного дифференциального манометра. Плотность ртути  $\rho_{\text{рт}} = 13600 \text{ кг/м}^3$ , внутренний диаметр трубопровода  $D = 50 \text{ мм}$ . Потерями напора пренебречь.

8.15. Насос с подачей  $Q = 7 \text{ л/с}$  забирает воду из колодца (рис. 8.9). Внутренний диаметр трубопровода  $D = 80 \text{ мм}$ . Определить высоту установки насоса над уровнем жидкости  $h$ , чтобы вакуум при входе в насос не превышал  $p_{\text{в}} = 50 \text{ кПа}$ . Потери напора  $h_{\text{в}} = 0,6 \text{ м}$ .

8.16. По горизонтальной трубе переменного сечения протекает вода при разности показаний пьезометров  $h = 50 \text{ см}$  (рис. 8.11). Определить расход  $Q$ , если диаметр трубопровода в широком сечении  $D = 50 \text{ мм}$ , а в узком  $d = 30 \text{ мм}$ . Потери напора  $h_{\text{в}} = 0,1 \text{ м}$ .

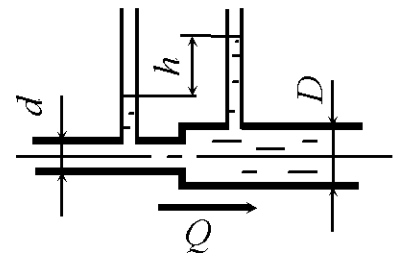


Рис. 8.11

8.17. Определить, на какую теоретическую высоту  $H$  относительно уровня жидкости в питающем резервуаре можно поднять сечение  $x-x$  сифонного трубопровода (рис. 8.3), чтобы вакуумметрическое давление  $p$  в этом сечении не превышало  $40 \text{ кПа}$ . Средняя скорость движения жидкости в трубопроводе  $v = 1,8 \text{ м/с}$ , плотность жидкости  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ . Потерями напора пренебречь.

8.18. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется минеральное масло (рис. 8.7), плотность которого  $\rho_{\text{м}} = 750 \text{ кг/м}^3$ . Диаметр в широком сечении трубопровода  $d_1 = 75 \text{ мм}$ , а в узком  $d_2 = 45 \text{ мм}$ , разность уровней в дифференциальном манометре, заполненном ртутью с плотностью  $\rho_{\text{рт}} = 13500 \text{ кг/м}^3$ , составляет  $h = 45 \text{ мм}$ . Определить расход масла в трубопроводе. Потерями напора пренебречь.

8.19. По горизонтальной трубе переменного сечения протекает жидкость при разности показаний пьезометров  $h = 75 \text{ см}$  (рис. 8.8). Определить скорость жидкости в узком сечении трубопровода, если диаметр трубопровода в широком сечении  $D = 75 \text{ мм}$ , а в узком  $d = 40 \text{ мм}$ . Плотность жидкости  $\rho = 1200 \text{ кг/м}^3$ . Потери напора  $h_{\text{в}} = 0,2 \text{ м}$ .

8.20. Насос установлен над уровнем воды в колодце на высоте  $h = 1$  м (рис. 8.9). Определить подачу воды  $Q$ , если наибольший вакуум при входе в насос  $p_v = 40$  кПа. Внутренний диаметр трубопровода  $D = 5$  см. Потери напора  $h_w = 0,4$  м.

8.21. Определить среднюю скорость движения жидкости в трубопроводе  $v$  (рис. 8.3), чтобы вакуумметрическое давление  $p$  в сечении  $x-x$  сифонного трубопровода не превышало 60 кПа. Высота расположения сечения относительно уровня жидкости в питающем резервуаре  $H = 3,5$  м, относительная плотность жидкости  $\delta = 1,2$ . Потерями напора пренебречь.

8.22. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется вода (рис. 8.10). Из бачка  $A$  по трубке, подведенной к трубопроводу, поступает краситель плотностью  $\rho = 1250$  кг/м<sup>3</sup>. Определить, при какой высоте  $H$  прекратится подача красителя. Расход воды в трубопроводе  $Q = 1,8$  м<sup>3</sup>/мин, диаметр трубопровода в широком сечении  $d_1 = 200$  мм, в узком  $d_2 = 100$  мм, абсолютное давление воды в трубопроводе с диаметром  $d_1 = 150$  кПа. Потерями напора пренебречь.

8.23. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения с диаметрами  $d_1 = 50$  мм и  $d_2 = 30$  мм движется нефть (рис. 8.7) с расходом  $Q = 1,1$  м<sup>3</sup>/сут. Определить, пренебрегая потерями напора, разность давлений в узком и широком сечениях трубопровода.

8.24. По трубопроводу диаметром  $D = 150$  мм движется вода с расходом 20 л/мин. Определить, пренебрегая потерями напора, разность уровней в жидкостном манометре (рис. 8.6). Плотность жидкости в манометре  $\rho_{ж} = 1,3$  г/см<sup>3</sup>.

8.25. Определить, пренебрегая потерями напора, расход воды в трубопроводе диаметром  $D = 10$  см (рис. 8.5), если разность уровней жидкости в манометре  $h = 250$  мм. Плотность жидкости в манометре  $\rho_{ж} = 1250$  кг/м<sup>3</sup>.

8.26. Какую разность уровней  $h$  покажет дифференциальный манометр, заполненный водой, при расходе воздуха  $Q = 8000$  м<sup>3</sup>/ч (рис. 8.7), если плотность воздуха  $\rho = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>? Трубопровод переменного сечения расположен горизонтально. Диаметр широкого сечения трубы  $d_1 = 50$  см, узкого  $d_2 = 20$  см. Потери напора  $h_w = 0,1$  м.

8.27. По горизонтальной трубе переменного сечения протекает вода при разности показаний пьезометров  $h = 1,5$  м (рис. 8.8). Определить расход  $Q$ , если диаметр трубопровода в широком сечении  $D = 80$  мм, а в узком  $d = 50$  мм. Потери напора  $h_w = 0,15$  м.

8.28. По горизонтальной трубе переменного сечения протекает жидкость с относительной плотностью  $\delta = 1,2$ , расход  $Q = 50$  л/мин (рис. 8.11). Определить разность показаний пьезометров, если диаметр трубопровода в широком сечении  $D = 75$  мм, а в узком  $d = 40$  мм. Потери напора  $h_w = 0,2$  м.

8.29. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется жидкость (рис. 8.7), плотность которой  $\rho_{ж} = 1200$  кг/м<sup>3</sup>. Диаметр в широком сечении трубопровода  $d_1 = 100$  мм, а в узком  $d_2 = 75$  мм, разность уровней в дифференциальном манометре, заполненном ртутью с плотностью  $\rho_{рт} = 13600$  кг/м<sup>3</sup>, составляет  $h = 25$  см. Определить скорость в широком сечении трубопровода. Потерями напора пренебречь.

8.30. По горизонтальной трубе переменного сечения протекает жидкость при разности показаний пьезометров  $h = 60$  см (рис. 8.8). Определить скорость жидкости в широком сечении трубопровода, если диаметр трубопровода в широком сечении  $D = 100$  мм, а в узком  $d = 75$  мм. Плотность жидкости  $\rho = 1300$  кг/м<sup>3</sup>. Потери напора  $h_w = 0,17$  м.

8.31. Определить, на какую высоту  $h$  поднимается вода в трубке, один конец которой присоединен к суженному сечению трубопровода, а другой конец опущен в воду. Расход воды в трубе  $Q = 0,025$  м<sup>3</sup>/с, избыточное давление  $p_1 = 49 \cdot 10^3$  Па, диаметры  $d_1 = 100$  мм,  $d_2 = 50$  мм (рис. 8.12). Потери напора не учитывать.

8.32. Определить диаметр суженной части трубопровода  $d_2$ , если вода в трубке поднимается на высоту  $h = 3,5$  м при расходе воды в трубопроводе  $Q = 0,007$  м<sup>3</sup>/с и диаметре  $d_1 = 0,10$  м. Абсолютное давление в сечении трубопровода диаметром  $d_1$   $p_1 = 1,5 \cdot 10^5$  Па (рис. 8.12). Потери напора не учитывать.

8.33. Определить давление в сечении трубопровода с диаметром  $d_1 = 0,10$  м, если вода в трубке поднялась на высоту  $h = 3,0$  м, диаметр

$d_2 = 0,06$  м, расход воды в трубопроводе  $Q = 0,0065 \text{ м}^3/\text{с}$  (рис. 8.12). Потери напора не учитывать.

8.34. На вертикальной водопроводной трубе постоянного диаметра на расстоянии  $l = 10$  м установлены два манометра. Нижний манометр  $M_2$  показывает давление  $1,2 \text{ кг}/\text{см}^2$ , а верхний  $M_1 - 0,8 \text{ кг}/\text{см}^2$ . Определить гидравлический уклон и направление движения жидкости (рис. 8.13).

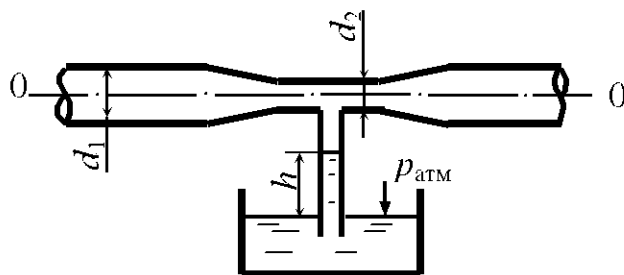


Рис. 8.12

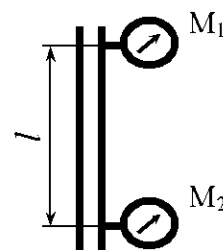


Рис. 8.13

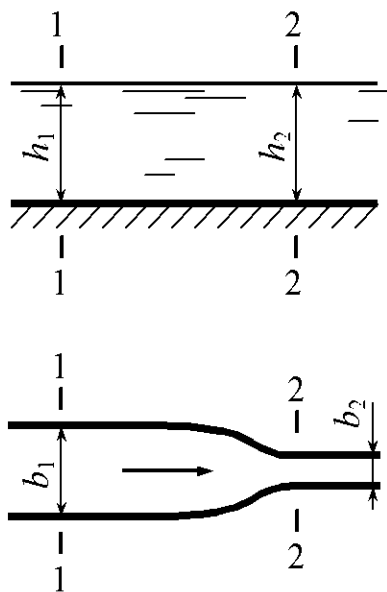


Рис.8.14

8.35. Канал имеет сужение с плавно закругленными стенками. Ширина канала: в сечении 1–1  $b_1 = 3,0$  м, в сечении 2–2  $b_2 = 0,8$  м (рис. 8.14). Определить скорость течения воды  $v_2$  в сечении 2–2, если расход воды  $Q = 0,9 \text{ м}^3/\text{с}$ , глубина воды в сечении 1–1 равна  $h_1 = 1,0$  м, а в сечении 2–2  $h_2 = 1,1$  м.

8.36. По нагнетательному патрубку диаметром  $d_1 = 200$  мм вентилятором подается воздух ( $\rho = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$ ) с расходом  $Q = 0,8 \text{ м}^3/\text{с}$  при избыточном давлении  $p_1 = 1,0$  кПа. К патрубку подсоединен диффузор с диаметром выходного сечения  $d_2 = 300$  мм. Определить давление воздуха

на выходе из диффузора. Изменение плотности воздуха и потери в диффузоре не учитывать (рис. 8.15).

8.37. Определить расход воды через водомер Вентури, установленный под углом  $\alpha = 30^\circ$  к горизонту, если показание дифференциального ртутного манометра  $h = 600$  мм рт. ст. (рис. 8.16). Диаметры водомера в се-

чениях 1–1 и 2–2 соответственно равны  $d_1 = 200$  мм и  $d_2 = 75$  мм, расстояние между сечениями  $l = 400$  мм. Потерями пренебречь.

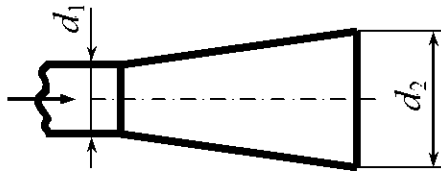


Рис.8.15

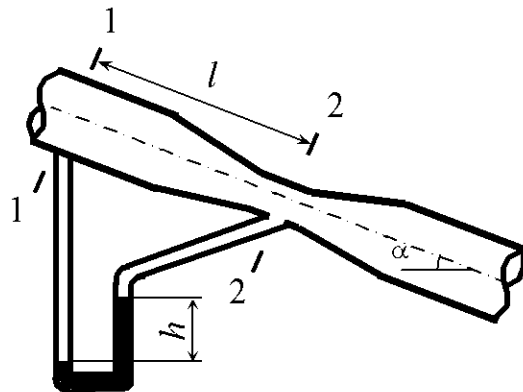


Рис.8.16

8.38. По пожарному рукаву вода с расходом  $Q = 10$  л/с поступает к брандспойту, который представляет собой конический сужающийся насадок с размерами: длина  $l = 600$  мм, диаметр входного сечения  $d_1 = 75$  мм, диаметр выходного сечения  $d_2 = 27$  мм; потери напора в брандспойте  $h_w = 0,4$  м (рис. 8.17). Определить, на какую высоту бьет вертикальная струя, и избыточное давление на входе в брандспойт. Сопротивлением воздуха пренебречь.

8.39. К трубе (рис. 8.18), по которой движутся дымовые газы ( $\rho = 0,6$  кг/м<sup>3</sup>), присоединен микроманометр, заполненный спиртом ( $\rho_{сп} = 800$  кг/м<sup>3</sup>). Показание шкалы манометра, наклоненной под углом  $\alpha = 30^\circ$  к горизонту,  $l = 15$  мм. Определить скорость движения дымовых газов.

8.40. Определить разность показаний пьезометров  $h$  (рис. 8.11), если по трубе протекает вода с расходом  $Q$ , а диаметры трубопровода соответственно равны  $d$  и  $D$ . Потери напора при внезапном расширении потока  $h_w$ .

8.41. В закрытом резервуаре поддерживается при постоянном уровне постоянное избыточное давление  $p_{от} = 0,5 \cdot 10^5$  Па, под воздействием которого вода при температуре  $t = 50^\circ\text{C}$  поступает по трубе диаметром  $d = 50$  мм на высоту  $h = 3,0$  м (рис. 8.19). Потери напора в трубе  $h_w = 1,5$  м. Определить расход воды в трубе, если на выходе из трубы дав-

ление атмосферное. Изменением плотности воды при изменении давления пренебречь.

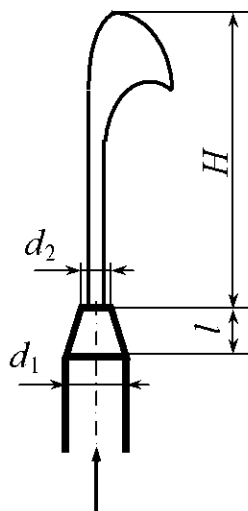


Рис. 8.17

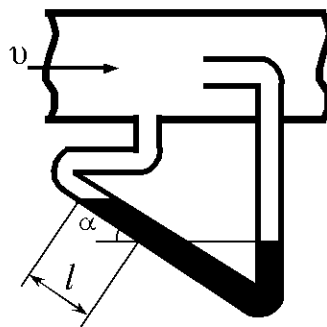


Рис.8.18

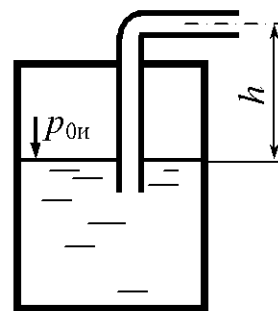


Рис.8.19

8.42. По трубопроводу диаметром  $d = 100$  мм вода поступает в закрытый бак с избыточным давлением  $p_{0н} = 0,2 \cdot 10^5$  Па. Определить расход воды  $Q$ , если глубина воды в баке  $h = 3$  м; показания манометра  $p_M = 1,0 \cdot 10^5$  Па. Потери напора в трубе  $h_w = 4,2$  м (рис. 8.20).

8.43. Из закрытого бака вода при температуре  $4$  °С поступает по трубе  $d = 100$  мм на высоту  $h = 5$  м (рис. 8.19). Расход воды  $Q = 0,02$  м<sup>3</sup>/с, потери напора  $h_w = 4,2$  м. Определить давление  $p_{0н}$  на поверхности воды в баке.

8.44. Определить избыточное давление в резервуаре (рис. 8.20), если глубина воды в баке  $h = 5$  м, потери напора  $h_w = 4,9$  м, расход воды  $Q = 0,02$  м<sup>3</sup>/с, диаметр трубопровода  $d = 100$  мм, показания манометра, установленного на трубопроводе,  $p_M = 1,08 \cdot 10^5$  Па.

8.45. По трубопроводу, состоящему из труб диаметром  $d_1 = 100$  мм и  $d_2 = 50$  мм, подается вода в бак на высоту  $h = 4$  м (рис. 8.21). Определить расход воды, если потери напора в трубопроводе  $h_w = 6,2$  м, а показания манометра М на трубопроводе  $p_M = 1,03 \cdot 10^5$  Па.

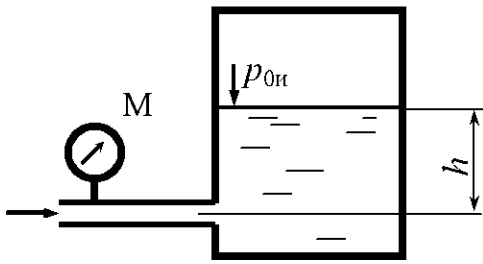


Рис. 8.20

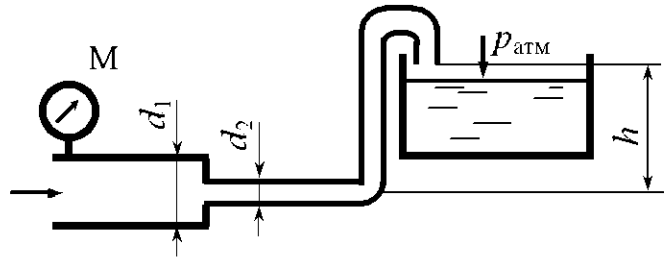


Рис. 8.21

8.46. Из открытого резервуара по сифонному трубопроводу диаметром  $d = 50$  мм протекает вода (рис. 8.22). Определить, при какой температуре воды прекратится поступление воды по трубопроводу, если  $h_1 = 5,0$  м. Потери напора не учитывать.

8.47. Определить, при каком давлении в трубопроводе  $p_M$  расход  $Q = 6$  л/с (рис. 8.21). Исходные данные:  $d_1 = 100$  мм,  $d_2 = 75$  мм,  $h = 5$  м, потери напора  $h_w = 4,8$  м.

8.48. Определить давление в верхней точке сифонного трубопровода, если  $h_1 = 1,0$  м,  $h_2 = 2,0$  м; потери напора не учитывать. Температура воды  $t = 5$  °С.

8.49. Вентилятором воздух плотностью  $\rho = 1,2$  кг/м<sup>3</sup> подается в помещение по всасывающей трубе диаметром  $D = 200$  мм. Определить вакуумметрическое давление  $p_B$  перед вентилятором, если его производительность  $Q = 1300$  м<sup>3</sup>/ч (рис. 8.23). Потерями во всасывающей трубе пренебречь.

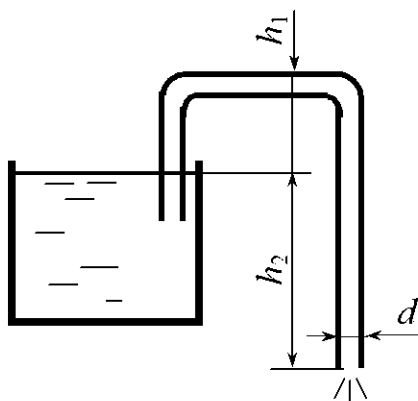


Рис. 8.22

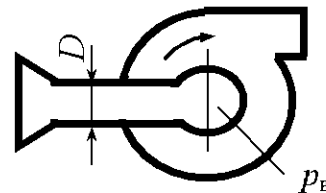


Рис. 8.23

8.50. Струя из брандспойта бьет на высоту  $H = 15$  м (рис. 8.17). Определить давление на входе в брандспойт и расход воды при следующих исходных данных: диаметр входного сечения  $d_1 = 70$  мм, диаметр выходного сечения  $d_2 = 25$  мм, длина брандспойта  $l = 600$  мм, потери напора в брандспойте  $h_w = 0,35$  м.

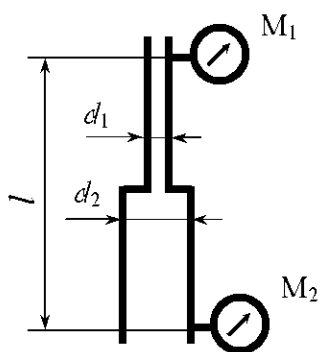


Рис. 8.24

8.51. На вертикальной водопроводной трубе, состоящей из труб диаметром  $d_1 = 27$  мм и  $d_2 = 15$  мм, установлены два манометра на расстоянии  $l = 10$  м. Нижний манометр  $M_1$  показывает давление  $1,6$  кг/см<sup>2</sup>, верхний  $M_2 = 1,2$  кг/см<sup>2</sup>. Определить направление движения воды, гидравлический и пьезометрические уклоны, если расход  $Q = 0,3$  л/с (рис. 8.24).

8.52. Определить скорость течения воды в сечении 1–1 канала с плавно закругленными стенками при следующих исходных данных (рис. 8.14): ширина канала в сечении 1–1 и 2–2  $b_1 = 3,0$  м,  $b_2 = 0,8$  м, глубина воды  $h_1 = 1,0$  м,  $h_2 = 0,95$  м, скорость течения в сечении 2–2  $v_2 = 1,0$  м/с.

8.53. Из большого резервуара при глубине  $H = 10$  м вода вытекает в атмосферу по горизонтальной трубе диаметром  $d = 40$  мм (рис. 8.25). Уровень в пьезометре, установленном по середине трубы,  $h = 4,5$  м. Определить расход в трубе. Потери напора до пьезометра и после пьезометра одинаковы.

8.54. Трубопровод диаметром  $d_1 = 100$  мм заканчивается коротким отрезком трубопровода диаметром  $d_2 = 20$  мм, из которого вода вытекает в атмосферу со скоростью  $v_2 = 4,0$  м/с (рис. 8.26). Определить показание пьезометра  $h$ , если потери напора  $h_w = 1,0$  м.

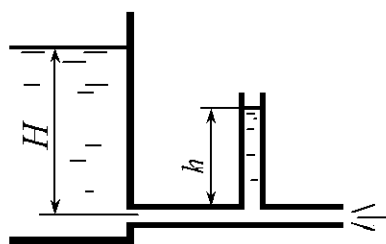


Рис. 8.25

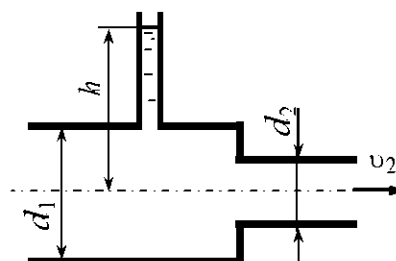


Рис. 8.26



8.55. Трубопровод диаметром  $d_1 = 50$  мм заканчивается коротким отрезком трубопровода  $d_2 = 100$  мм, из которого вода вытекает в атмосферу со скоростью  $v_2 = 1$  м/с (рис. 8.27). Определить вакуумметрическое давление  $p_B$ , если потери напора  $h_w = 0,15$  м.

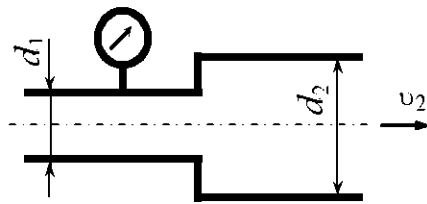


Рис. 8.27

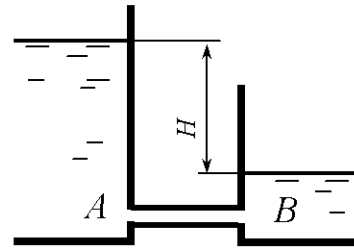


Рис. 8.28

8.57. Поршень диаметром  $D = 200$  мм вытесняет воду по короткому трубопроводу диаметром  $d = 20$  мм в атмосферу (рис. 8.29). Определить усилие на поршень, если скорость истечения жидкости  $v = 5$  м/с, потери напора  $h_w = 2$  м.

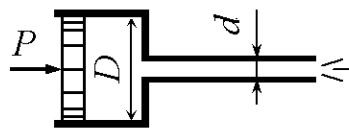


Рис. 8.29

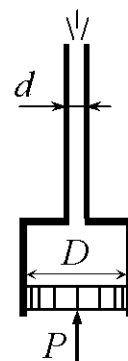


Рис. 8.30

8.58. Поршень диаметром  $D = 250$  мм вытесняет воду по короткому трубопроводу диаметром  $d = 15$  мм в атмосферу (рис. 8.30). Определить усилие на поршень, если скорость истечения жидкости  $v = 4$  м/с, потери напора  $h_w = 1,5$  м.

8.59. По трубопроводу диаметром  $d = 20$  мм из бака  $A$  в бак  $B$  перетекает масло плотностью  $\rho = 850$  кг/м<sup>3</sup> (рис. 8.31). Определить расход, если показание ртутного дифманометра  $h_{рт} = 440$  мм, потери напора на каждом участке трубопровода длиной  $l/2$  равны  $h_w = 5,6$  м.

8.60. Поршень диаметром  $D = 60$  мм, двигаясь равномерно со скоростью  $v_{п} = 0,1$  м/с, всасывает керосин ( $\rho_k = 850$  кг/м<sup>3</sup>) из открытого бака (рис. 8.32). Определить усилие на поршне, если высота всасывания  $h = 3$  м, потери напора в трубопроводе  $h_w = 1,2$  м. Трением поршня в цилиндре пренебречь.

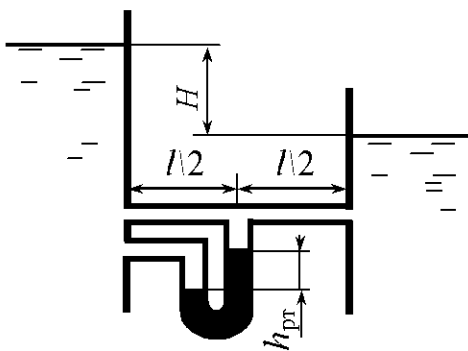


Рис. 8.31

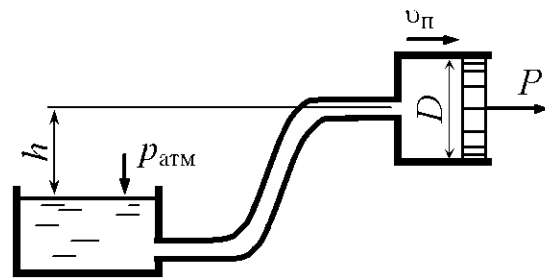


Рис. 8.32

## 9. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

### Общие сведения

При движении реальной жидкости необходимо учитывать потери энергии на преодоление сопротивления движению жидкости. Различают два вида основных сопротивлений:

– сопротивления, проявляющиеся по длине потока, обусловленные силами трения частиц жидкости друг о друга и о стенки, ограничивающие поток. Им соответствуют потери напора на трение по длине потока  $h_{дл}$ ;

– сопротивления, обусловленные препятствиями на отдельных ограниченных участках потока, где наблюдается изменение направления или величины скорости (расширение или сужение потока, поворот потока, наличие задвижек, кранов, вентилях и т.д.). Им соответствуют потери напора на преодоление местных сопротивлений  $h_{м}$ .

Общие потери напора  $h_w$  складываются из суммы потерь напора на трение по длине и суммы местных потерь напора на рассматриваемом участке пути потока:

$$h_w = \sum h_{дл} + \sum h_{м}. \quad (9.1)$$

Потери напора на трение по длине в круглой трубе в общем случае определяются по формуле Дарси:

$$h_{дл} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}. \quad (9.2)$$

Коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  определяется в зависимости от режима движения жидкости и зоны (области) гидравлических сопротивлений, в которой работает трубопровод.

Для ламинарного режима

$$\lambda = \frac{64}{Re_d}. \quad (9.3)$$

При турбулентном режиме различают три зоны (области) гидравлических сопротивлений.

При  $4000 < Re_d \leq 10 \frac{d}{\Delta}$  (зона гидравлически гладких труб,  $\Delta$  – абсолютная шероховатость стенок трубопровода)

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re_d^{0,25}} \text{ – формула Блазиуса.} \quad (9.4)$$

При  $10 \frac{d}{\Delta} < Re_d \leq 500 \frac{d}{\Delta}$  (переходная зона от гидравлически гладких труб к гидравлически шероховатым)

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{68}{Re_d} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} \text{ – формула Альтшуля.} \quad (9.5)$$

При  $Re_d > 500 \frac{d}{\Delta}$  (зона гидравлически шероховатых труб, или квадратичная зона сопротивлений)

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} \text{ – формула Шифринсона.} \quad (9.6)$$

Существуют также и другие зависимости [7–9]. Для расчета сопротивлений при движении нефти по трубам используются зависимости, приведенные в [10]. Коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  можно определить по графику прил. 6.

Потери напора для квадратичной зоны сопротивлений можно определить через удельное сопротивление трубопровода или расходную характеристику по формуле

$$h_{\text{дп}} = S_0 Q^2 l = \frac{Q^2}{K^2} l, \quad (9.7)$$

где  $S_0$  – удельное сопротивление трубопровода,

$$S_0 = S_{0\text{кв}} k_{\text{п}};$$

$K$  – расходная характеристика,

$$K = \frac{K_{\text{кв}}}{\sqrt{k_{\text{п}}}}, \quad (9.8)$$

$S_{0\text{кв}}$ ,  $K_{\text{кв}}$  – удельное сопротивление и расходная характеристика для квадратичной зоны сопротивления;  $k_{\text{п}}$  – поправочный коэффициент, определяемый в зависимости от скорости:

$v$ , м/с	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
$k_{\text{п}}$	1,41	1,20	1,11	1,06	1,04	1,03	1,015	1,00

В квадратичной области сопротивления (при скоростях  $v \geq 1,2$  м/с) значения  $S_{0_{\text{кв}}}$  для бывших в эксплуатации стальных труб приведены в прил. 7 [11, 12].

Значения абсолютной шероховатости трубопроводов приведены в табл. 9.1.

Таблица 9.1

Значения абсолютной шероховатости  $\Delta$

Материал и вид трубы	Состояние трубы	$\Delta$ , мм
Тянутые трубы из стекла и цветных металлов	Новые, технически гладкие	0,001...0,01
Бесшовные стальные трубы	Новые	0,02...0,05
	После нескольких лет эксплуатации	0,15...0,30
Стальные сварные трубы	Новые	0,03...0,10
	С незначительной коррозией после очистки	0,1...0,2
	После нескольких лет эксплуатации	0,8...1,5
Чугунные трубы	Новые	0,2...0,5
	После нескольких лет эксплуатации	0,5...1,5
Асбестоцементные трубы	Новые	0,05...0,10
	Бывшие в эксплуатации	0,60
Бетонные трубы	При хорошей поверхности с затиркой	0,3...0,8
	При среднем качестве работ	2,5
	С грубой (шероховатой) поверхностью	3,0...9,0
Рукава и шланги резиновые		0,03

Потери напора в местных сопротивлениях определяются по формуле Вейсбаха

$$h_m = \zeta \frac{v^2}{2g}, \quad (9.9)$$

где  $v$  – средняя по живому сечению скорость (обычно в сечении трубопровода за местным сопротивлением).

Значения коэффициентов местных сопротивлений зависят от вида местного сопротивления и в некоторых случаях от числа Рейнольдса. В большинстве случаев определяются экспериментально и лишь для некоторых видов сопротивлений их можно определить теоретически. Значения коэффициентов местных сопротивлений в квадратичной зоне гидравлических сопротивлений приведены в [7] и другой справочной и учебной литературе.

**Внезапное расширение трубопровода.** Коэффициент местного сопротивления при внезапном расширении трубопровода (рис. 9.1), отнесенный к скорости за сопротивлением  $v_2$ , определяется по формуле

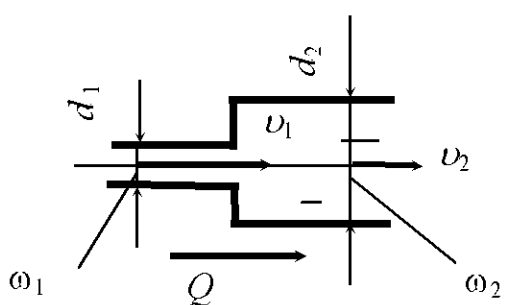


Рис. 9.1

$$\zeta_{\text{вн.р}} = \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2 = \left( \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 - 1 \right)^2, \quad (9.10)$$

отнесенный к скорости до сопротивления  $v_1$

$$\zeta_{\text{вн.р}} = \left( 1 - \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 = \left( 1 - \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right)^2, \quad (9.11)$$

где  $\omega_1, \omega_2$  – площади живого сечения трубопровода соответственно перед и за сопротивлением.

Значения коэффициента  $\zeta_{\text{вн.р}}$ , рассчитанные по формуле (9.10), приведены в табл. 9.2.

Таблица 9.2

Значения коэффициента сопротивления при внезапном расширении трубопровода, отнесенные к скорости за сопротивлением  $v_2$

$\frac{\omega_2}{\omega_1}$	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
$\frac{d_2}{d_1}$	3,16	3,00	2,83	2,65	2,45	2,24	2,00	1,73	1,41	1
$\zeta_{\text{вн.р}}$	81	64	49	36	25	16	9	4	1	0

**Внезапное сужение трубопровода.** Коэффициент местного сопротивления при внезапном сужении трубопровода, отнесенный к скорости  $v_2$  (рис. 9.2), определяется по формуле

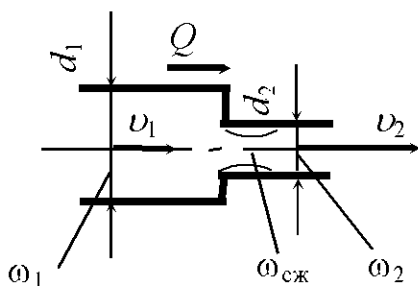


Рис. 9.2

$$\zeta_{\text{вн.с}} = 0,5 \left( 1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} \right) = 0,5 \left( 1 - \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 \right). \quad (9.12)$$

Коэффициент сжатия можно определить по формуле, приведенной в [7]. Значения коэффициента  $\zeta_{\text{вн.с}}$ , рассчитанные по формуле (9.12), приведены в табл. 9.3.

Таблица. 9.3

Значения коэффициента сопротивления при внезапном сужении трубопровода, отнесенные к скорости за сопротивлением  $v_2$

$\frac{d_2}{d_1}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_{\text{вн.с}}$	0,50	0,48	0,46	0,42	0,38	0,32	0,26	0,18	0,10	0

**Диафрагма на цилиндрическом трубопроводе.** Для уменьшения расхода жидкости на участке трубопровода служит диафрагма (рис. 9.3). Диафрагма представляет собой пластинку с отверстием в центре, диаметр которого меньше диаметра трубопровода. Коэффициент сопротивления диафрагмы

$$\zeta_d = \left( \frac{D^2}{d^2 \varepsilon} - 1 \right)^2, \quad (9.13)$$

где  $D, d$  – диаметры соответственно трубопровода и отверстия в диафрагме;  $\varepsilon$  – коэффициент сжатия струи, определяется по формуле А.Д. Альтшуля [7]

$$\varepsilon = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - \frac{\omega_d}{\omega_{\text{тр}}}}, \quad (9.14)$$

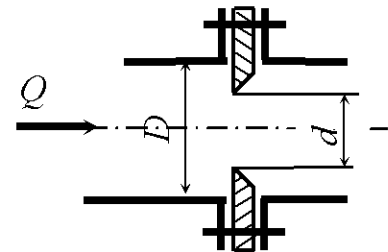


Рис. 9.3

$\omega_d, \omega_{\text{тр}}$  – площади живого сечения соответственно диафрагмы и трубопровода.

Значения коэффициента сопротивления диафрагмы, рассчитанные по формуле (9.13), приведены в табл. 9.4.

Таблица 9.4

Значения коэффициента сопротивления диафрагмы на трубопроводе

$\frac{\omega_d}{\omega_{\text{тр}}}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\frac{d}{D}$	0,316	0,447	0,548	0,632	0,707	0,775	0,837	0,894	0,949	1,000
$\zeta_d$	234	49,5	18,8	8,8	4,4	2,34	1,14	0,55	0,185	0

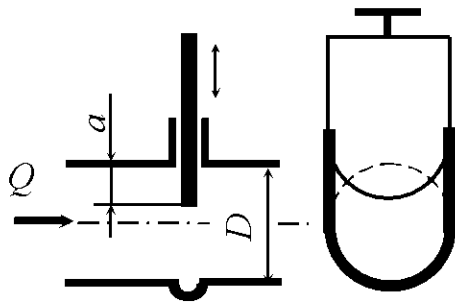


Рис. 9.4

**Задвижка на трубопроводе.** Для регулирования расхода на трубопроводах устанавливают задвижки (рис. 9.4). Коэффициент сопротивления задвижки зависит от степени ее закрытия  $\frac{a}{D}$ . Значения коэффициента (по экспериментальным данным) приведены в табл. 9.5.

Таблица 9.5

Значения коэффициента сопротивления задвижки при различной степени закрытия

$\frac{a}{D}$	0	1/8	2/8	3/8	4/8	5/8	6/8	7/8
$\zeta$	0,00	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	17,0	97,8

Экспериментальные значения коэффициентов местных сопротивлений наиболее часто встречающихся сопротивлений приведены в табл. 9.6.

Таблица 9.6

Средние значения коэффициента сопротивления для квадратичной зоны гидравлических сопротивлений

Наименование сопротивления	Значение $\zeta$
Вход в трубу без закругления входных кромок	0,5
Выход из трубы в резервуар	1,0
Угольник 90°	1,4
Колено 90° (плавное закругление)	0,2
Тройник	0,3
Вентиль обыкновенный	6,0
Угловой вентиль	0,8
Пробковый кран	0,4
Кран	6,0
Шаровой клапан	45
Вход в трубу с сеткой	6,0
Вход в трубу с сеткой и обратным клапаном	10
Счетчик расхода жидкости	3,0

*Примечание.* Значения коэффициента сопротивления для вентиля и кранов приведены для положения «открыто».



## Примеры решения задач

**Задача 9.1.** Из напорного бака, в котором поддерживается постоянный уровень  $H = 3$  м, по наклонному трубопроводу переменного сечения (рис. 9.5) движется вода. Диаметры участков трубопровода  $d_1 = 40$  мм,  $d_2 = 25$  мм, длины соответственно  $l_1 = 50$  м,  $l_2 = 75$  м. Начало трубопровода расположено выше его конца на величину  $z = 1,5$  м. Определить расход воды в трубопроводе, если коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,035$  для обоих участков трубопровода. Местными потерями напора пренебречь.

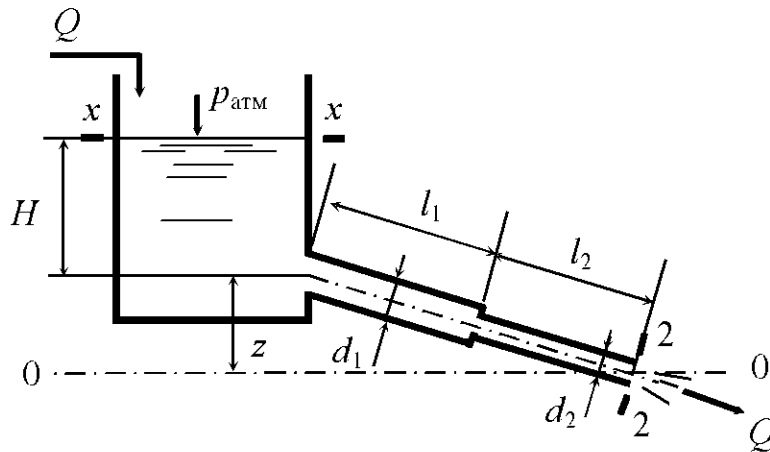


Рис. 9.5

*Решение.* Составим уравнение Бернулли для сечений  $x-x$  и  $2-2$  относительно горизонтальной плоскости сравнения  $0-0$ . Плоскость сравнения целесообразно провести через конец трубопровода. Сечение  $x-x$  назначаем по уровню в напорном баке, а сечение  $2-2$  на выходе из трубопровода. Тогда

$$z_x + \frac{p_x}{\rho g} + \frac{\alpha_x v_x^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w.$$

Здесь  $z_x = H + z$ ,  $z_2 = 0$ ,  $p_1 = p_2 = p_{\text{атм}}$ . С достаточной степенью точности можно принять  $\alpha_x = \alpha_2 \approx 1$ . Скорость  $v_x \approx 0$ , так как площадь в сечении  $x-x$  существенно больше площадей живого сечения в трубопроводе. Потери напора по длине равняются сумме потерь на первом и втором участках трубопровода и определяются по формуле

$$h_{\text{дл}} = h_{\text{дл1}} + h_{\text{дл2}} = \lambda \frac{l_1}{d_1} \frac{v_1^2}{2g} + \lambda \frac{l_2}{d_2} \frac{v_2^2}{2g},$$

где  $v_1, v_2$  – средние по живому сечению скорости соответственно на участках трубопровода длиной  $l_1$  и  $l_2$ , диаметром  $d_1$  и  $d_2$ .

Из уравнения неразрывности потока

$$Q = v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2$$

выразим скорости

$$v_1 = \frac{Q}{\omega_1}; \quad v_2 = \frac{Q}{\omega_2}.$$

Произведя подстановку в исходное уравнение Бернулли, получаем

$$H + z = \frac{Q^2}{2g\omega_1^2} + \lambda \frac{l_1}{d_1} \frac{Q^2}{2g\omega_1^2} + \lambda \frac{l_2}{d_2} \frac{Q^2}{2g\omega_2^2},$$

отсюда

$$(H + z)2g = \left( \frac{1}{\omega_1^2} + \frac{\lambda l_1}{d_1 \omega_1^2} + \frac{\lambda l_2}{d_2 \omega_2^2} \right) Q^2;$$

$$Q = \sqrt{\frac{2g(H + z)}{\left( \frac{1}{\omega_1^2} + \frac{\lambda l_1}{d_1 \omega_1^2} + \frac{\lambda l_2}{d_2 \omega_2^2} \right)}} = \sqrt{\frac{2g(H + z)}{\frac{16}{\pi^2} \left( \frac{1}{d_1^4} + \frac{\lambda l_1}{d_1^5} + \frac{\lambda l_2}{d_2^5} \right)}}.$$

После подстановки численных значений получаем

$$Q = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81(3 + 1,5)}{3,14^2 \left( \frac{1}{0,04^4} + \frac{0,035 \cdot 50}{0,04^5} + \frac{0,035 \cdot 75}{0,025^5} \right)}} = 4,36 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

**Задача 9.2.** Горизонтальная труба (рис. 9.6) диаметром  $d = 5$  см соединяет резервуары с водой, в которых поддерживаются постоянные уровни  $H_1 = 4,5$  м,  $H_2 = 2,5$  м. Для регулирования расхода на трубопроводе установлен вентиль. Определить коэффициент сопротивления вентиль и потерю напора в нем, если расход воды  $Q = 12,5$  л/с, а избыточное давление на поверхности воды в напорном баке  $p_{0и} = 25$  кПа. Другими потерями напора пренебречь.

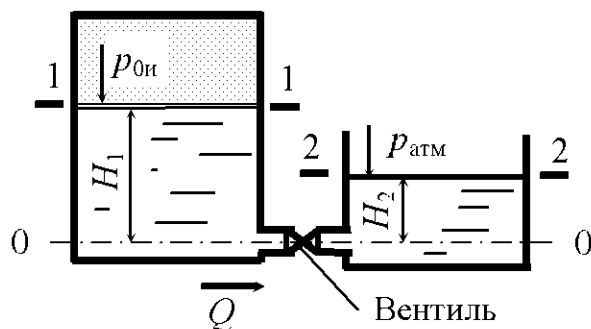


Рис. 9.6

Решение. Составим уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2 относительно горизонтальной плоскости сравнения 0–0. Плоскость сравнения целесооб-

разно совместить с осью трубопровода. Сечение 1–1 назначаем по уровню в напорном баке, а сечение 2–2 по уровню в сливном баке. Тогда

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w.$$

Здесь  $z_1 = H_1$ ,  $z_2 = H_2$ , абсолютное давление в сечениях 1–1 и 2–2 соответственно  $p_1 = p_{0и} + p_{атм}$ ,  $p_2 = p_{атм}$ . Скорости  $v_1 \approx v_2 \approx 0$ , так как в сечениях 1–1 и 2–2 они малы. Учитываем только местные потери напора в вентиле  $h_B$ .

Тогда уравнение Бернулли принимает вид

$$H_1 + \frac{p_1}{\rho g} = H_2 + \frac{p_{атм}}{\rho g} + h_B.$$

Потери напора в вентиле

$$h_B = H_1 - H_2 + \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_{атм}}{\rho g} = H_1 - H_2 + \frac{p_{0и}}{\rho g}.$$

После подстановки численных значений

$$h_B = 4,5 - 2,5 + \frac{25 \cdot 10^3}{1000 \cdot 9,81} = 4,55 \text{ м.}$$

В то же время потери напора в вентиле можно определить по формуле

$$h_B = \zeta_B \frac{v^2}{2g},$$

где  $\zeta_B$  – коэффициент сопротивления вентиле;  $v$  – средняя по живому сечению скорость в трубопроводе.

Из уравнения расхода имеем

$$v = \frac{Q}{\omega} = \frac{4Q}{\pi d^2},$$

тогда

$$h_B = \zeta_B \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4}.$$

Произведем подстановку и выразим коэффициент сопротивления:

$$\zeta_B = \frac{h_B g \pi^2 d^4}{8Q^2} = \frac{4,55 \cdot 9,81 \cdot 3,14^2 \cdot 0,05^4}{8(5,5 \cdot 10^{-3})^2} = 11,36.$$

**Задача 9.3.** Определить расход воды в трубопроводе переменного сечения. На участке трубопровода диаметром  $d = 50$  мм установлены угловой вентиль, счетчик расхода жидкости. После внезапного расширения трубопровода до диаметра  $D = 100$  мм на нем имеются 3 поворота на  $90^\circ$  с угольниками и внезапное сужение до начального диаметра  $d$ . Конечная точка трубопровода лежит выше начальной на  $\Delta z = 1,2$  м. Перепад давлений в начале и конце участка трубопровода  $\Delta p = 27$  кПа. Потерями по длине пренебречь.

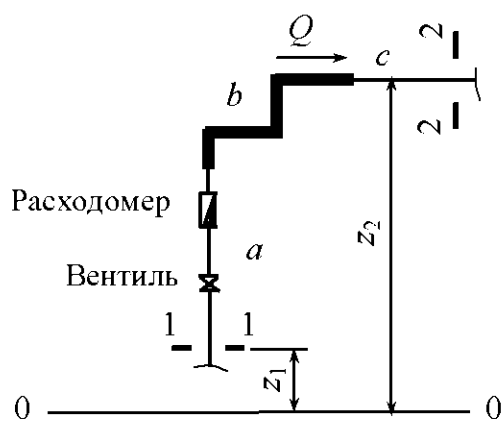


Рис. 9.7

угольниками и внезапное сужение до начального диаметра  $d$ . Конечная точка трубопровода лежит выше начальной на  $\Delta z = 1,2$  м. Перепад давлений в начале и конце участка трубопровода  $\Delta p = 27$  кПа. Потерями по длине пренебречь.

*Решение.* Согласно условию задачи составим расчетную схему (рис. 9.7). Участки трубопровода постоянного диаметра обозначим  $a, b, c$ . При решении задачи используем уравнение Бернулли. Плоскость сравнения проведем произвольно ниже участка трубопровода. Сечения 1–1 и 2–2 назначаем соответственно в начале и конце участка трубопровода. Для выбранных сечений и плоскости сравнения запишем уравнение Бернулли:

произвольно ниже участка трубопровода. Сечения 1–1 и 2–2 назначаем соответственно в начале и конце участка трубопровода. Для выбранных сечений и плоскости сравнения запишем уравнение Бернулли:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w.$$

Здесь  $z_2 - z_1 = \Delta z$ ,  $p_1 - p_2 = \Delta p$ ,  $v_1 = v_2$ , так как  $d_1 = d_2$ ;  $h_w = \sum h_m$ . Следовательно, перепад давления в начале и конце участка трубопровода  $\Delta p$  затрачивается на преодоление местных гидравлических сопротивлений и на подъем воды на высоту  $\Delta z$ . Тогда уравнение принимает вид

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = \Delta z + \sum h_m.$$

Местные потери складываются из суммарных потерь на участках  $a, b$  и  $c$

$$\sum h_m = h_a + h_b + h_c = \frac{v_a^2}{2g} \sum \zeta_a + \frac{v_b^2}{2g} \sum \zeta_b + \frac{v_c^2}{2g} \sum \zeta_c,$$

где  $v_a, v_b, v_c$  – средние по живому сечению скорости движения воды соответственно на участках трубопровода  $a, b$  и  $c$ ;  $\sum \zeta_a, \sum \zeta_b, \sum \zeta_c$  – суммы коэффициентов местных гидравлических сопротивлений соответственно на участках трубопровода  $a, b$  и  $c$ .

С учетом того что  $v_a = v_c$ , так как  $d_1 = d_2$ , можно записать

$$\sum h_m = \frac{v_a^2}{2g} (\zeta_{у.в} + \zeta_{сч} + \zeta_{вн.с}) + \frac{v_b^2}{2g} (\zeta_{вн.р} + 3\zeta_{уг}),$$

где  $\zeta_{у.в}$ ,  $\zeta_{сч}$ ,  $\zeta_{вн.с}$ ,  $\zeta_{вн.р}$ ,  $\zeta_{уг}$  – коэффициенты местных сопротивлений соответственно углового вентиля, счетчика расхода жидкости, внезапного сужения, внезапного расширения и угольника  $90^\circ$ .

Из уравнения неразрывности потока выразим скорости:

$$v_a = \frac{Q}{\omega_1} = \frac{4Q}{\pi d^2}; \quad v_b = \frac{Q}{\omega_2} = \frac{4Q}{\pi D^2}.$$

Тогда уравнение Бернулли примет вид

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = \Delta z + \frac{Q^2}{\omega_1^2 2g} (\zeta_{у.в} + \zeta_{сч} + \zeta_{вн.с}) + \frac{Q^2}{\omega_2^2 2g} (\zeta_{вн.р} + 3\zeta_{уг}).$$

Отсюда

$$Q = \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{\left(\frac{\Delta p}{\rho g} - \Delta z\right) 2g}{\frac{\zeta_{у.в} + \zeta_{сч} + \zeta_{вн.с}}{d^4} + \frac{\zeta_{вн.р} + 3\zeta_{уг}}{D^4}}}.$$

После подстановки численных значений получим

$$Q = \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{\left(\frac{27 \cdot 10^3}{1000 \cdot 9,81} - 1,2\right) 2 \cdot 9,81}{\frac{0,8 + 3 + 0,4}{0,05^4} + \frac{9 + 3 \cdot 1,4}{0,1^4}}} = 4,83 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

**Задача 9.4.** По горизонтальному трубопроводу длиной  $l = 150$  м и диаметром  $d = 200$  мм движется жидкость плотностью  $\rho = 950$  кг/м<sup>3</sup>, имеющая кинематический коэффициент вязкости  $\nu = 15$  сСт. Трубы бесшовные стальные, бывшие в эксплуатации. Определить среднюю по живому сечению скорость движения жидкости, если перепад давлений в начале и конце участка трубопровода составляет  $\Delta p = 12$  кПа. Местные потери напора не учитывать.

*Решение.* Перепад давления в начале и конце участка трубопровода  $\Delta p$  затрачивается на преодоление гидравлических сопротивлений по длине потока. Тогда уравнение Бернулли примет вид

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = h_{\text{дп}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}.$$

Коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  зависит от зоны гидравлических сопротивлений, которая нам неизвестна. Задаваясь зоной гидравлических сопротивлений, задачу решаем методом последовательных приближений. Обычно на первом этапе предполагают наличие квадратичной зоны гидравлических сопротивлений (зона гидравлически шероховатых труб, шероховатость согласно табл. 9.1 принимаем  $\Delta = 0,2$  мм).

Тогда

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left( \frac{0,0002}{0,20} \right)^{0,25} = 0,020.$$

Из уравнения Бернулли выразим скорость движения жидкости в первом приближении:

$$v = \sqrt{\frac{2\Delta p d}{\lambda \rho l}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,2}{0,020 \cdot 950 \cdot 150}} = 1,30 \text{ м/с}.$$

Для установления зоны гидравлических сопротивлений находим число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{vd}{\nu} = \frac{1,30 \cdot 0,2}{15 \cdot 10^{-6}} = 17333.$$

Режим движения – турбулентный. Находим отношения:

$$10 \frac{d}{\Delta} = 10 \frac{0,2}{0,0002} = 10000; \quad 500 \frac{d}{\Delta} = 500 \frac{0,2}{0,0002} = 500000.$$

Число Рейнольдса находится в диапазоне  $10 \frac{d}{\Delta} < \text{Re}_d \leq 500 \frac{d}{\Delta}$ , что соответствует переходной зоне от гидравлически гладких труб к гидравлически шероховатым.

Находим значение  $\lambda$  для переходной зоны гидравлических сопротивлений:

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left( \frac{68}{17333} + \frac{0,0002}{0,2} \right)^{0,25} = 0,028.$$

Уточняем скорость движения жидкости:

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,2}{0,028 \cdot 950 \cdot 150}} = 1,10 \text{ м/с.}$$

Тогда число Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{1,1 \cdot 0,2}{15 \cdot 10^{-6}} = 14667.$$

Число Рейнольдса находится в переходной зоне гидравлических сопротивлений. Уточняем значения  $\lambda$  и  $v$ :

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left( \frac{68}{14667} + \frac{0,0002}{0,2} \right)^{0,25} = 0,030;$$

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,2}{0,030 \cdot 950 \cdot 150}} = 1,06 \text{ м/с.}$$

Как видно из расчетов, последнее значение скорости отличается от предыдущего на 3,6 %, что соответствует достаточной точности расчетов.

В учебных целях погрешность не должна превышать 5 %. В случае, если погрешность превысит 5 %, необходимо провести дальнейшее уточнение расчетной величины.

### Задачи для самостоятельного решения

9.1. Горизонтальная труба (рис. 9.8) диаметром  $d = 100$  мм состоит из двух участков и соединяет резервуары, в которых поддерживаются постоянные уровни  $H_1 = 6$  м и  $H_2 = 2$  м. Длина каждого участка трубопровода  $l = 25$  м. Определить расход воды, если коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,025$ .

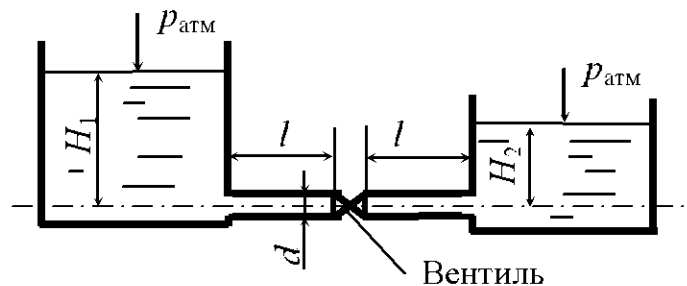


Рис. 9.8

9.2. По трубопроводу (рис. 9.9), соединяющему два резервуара, в которых поддерживаются постоянные уровни, перетекает жидкость плотностью  $\rho = 1250 \text{ кг/м}^3$ . Диаметр трубопровода  $d = 20 \text{ мм}$ . В верхнем баке поддерживается избыточное давление  $p_{0и} = 15 \text{ кПа}$ , а в нижнем – вакуумметрическое давление  $p_{0в} = 7 \text{ кПа}$ . Разность уровней в баках  $H = 5 \text{ м}$ . Определить расход жидкости, если коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,028$ , а длина трубопровода  $l = 15 \text{ м}$ . Местными потерями напора пренебречь.

9.3. Из напорного бака по наклонному трубопроводу переменного сечения (рис. 9.5) движется жидкость с относительной плотностью  $\delta = 0,85$ . Диаметры участков трубопровода  $d_1 = 50 \text{ мм}$ ,  $d_2 = 30 \text{ мм}$ , а длины соответственно  $l_1 = 80 \text{ м}$ ,  $l_2 = 40 \text{ м}$ . Начало трубопровода расположено выше его конца на  $z = 3,5 \text{ м}$ . Для обоих участков трубопровода коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,038$ . Какой уровень  $H$  необходимо поддерживать в напорном баке, чтобы скорость движения жидкости на выходе из трубопровода была  $v = 1,8 \text{ м/с}$ ? Местными потерями напора пренебречь.

9.4. По трубопроводу (рис. 9.10), соединяющему два резервуара, в которых поддерживаются постоянные уровни, перетекает жидкость плотностью  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ . Диаметр трубопровода  $d = 50 \text{ мм}$ . В верхнем баке создан вакуум  $p_{0в} = 30 \text{ кПа}$ , а в нижнем баке поддерживается избыточное давление  $p_{0и} = 85 \text{ кПа}$ . Разность уровней в баках  $H = 8 \text{ м}$ . Определить направление движения и расход жидкости, если коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,032$ , а длина трубопровода  $l = 30 \text{ м}$ . Местными потерями напора пренебречь.

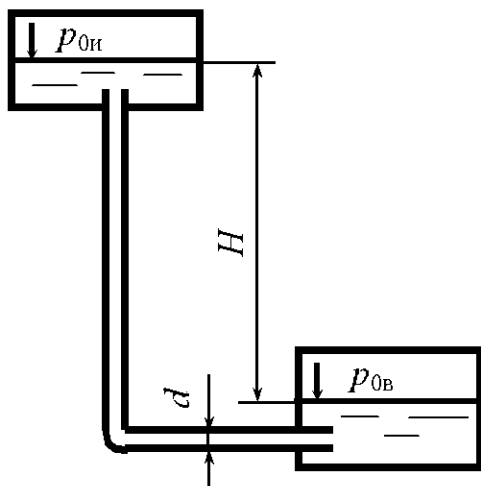


Рис. 9.9

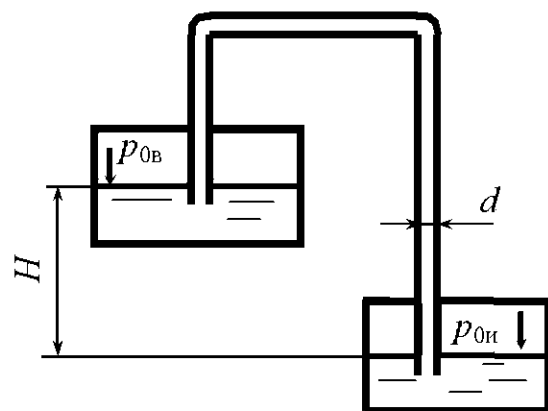


Рис. 9.10



9.5. Определить среднюю скорость движения воды в сифонном трубопроводе  $v$  (рис. 9.11). Диаметр трубопровода  $d = 40$  мм, а его длина  $l = 18$  м. Высота расположения уровня жидкости в питающем резервуаре относительно нижней точки трубопровода  $h = 3,6$  м, коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,034$ . Местными потерями напора пренебречь.

9.6. Горизонтальная труба (рис. 9.6) диаметром  $d = 45$  мм соединяет резервуары, в которых поддерживаются постоянные уровни  $H_1 = 1,3$  м,  $H_2 = 0,7$  м. Для регулирования расхода на трубопроводе установлен вентиль. Определить потерю напора на вентиле, если расход воды  $Q = 30$  м<sup>3</sup>/ч, а избыточное давление в напорном баке  $p_{0н} = 17$  кПа.

9.7. Насос подает воду в водонапорную башню по трубопроводу (рис. 9.12). Расход воды в трубопроводе  $Q = 5,3$  л/с. Определить показания манометра М, присоединенного к напорному трубопроводу, если вода поднимается на высоту  $H = 21$  м, длина трубопровода от точки присоединения манометра до уровня в напорном баке  $l = 17$  м, диаметр  $d = 35$  мм, коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,032$ . Местными потерями напора пренебречь.

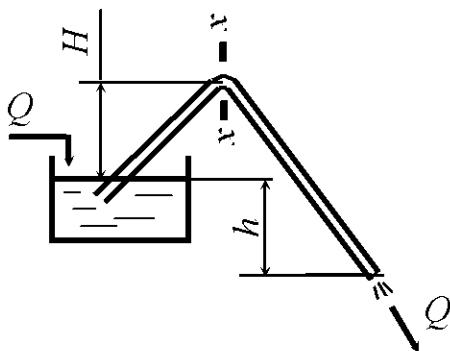


Рис. 9.11

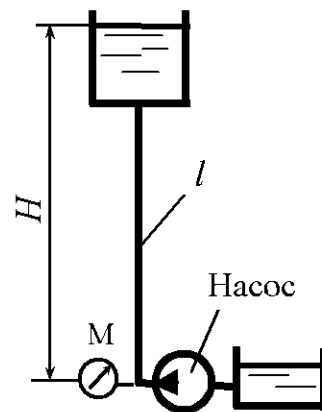


Рис. 9.12

9.8. Из напорного бака (рис. 9.13) по трубопроводу диаметром  $d = 40$  мм течет вода. Уровень воды в баке поддерживается постоянным и равен  $h = 2,3$  м. На поверхность жидкости действует абсолютное давление  $p_0 = 125$  кПа. Определить потери напора, если расход воды  $Q = 6,5$  л/с.

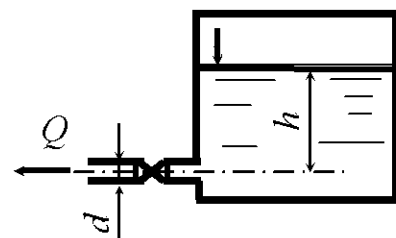


Рис.9.13

9.9. Горизонтальная труба (рис. 9.6) диаметром  $d = 75$  мм соединяет резервуары, в которых поддерживаются постоянные уровни  $H_1 = 1,5$  м,  $H_2 = 0,5$  м. Для регулирования расхода на трубопроводе установлен вентиль. Определить расход в трубопроводе, если избыточное давление в напорном баке  $p_{0н} = 17$  кПа, коэффициент сопротивления вентиля  $\zeta = 8,5$ .

9.10. Горизонтальная труба (рис. 9.8) диаметром  $d = 5$  см состоит из двух участков и соединяет резервуары, в которых поддерживаются постоянные уровни. Длина каждого участка трубопровода  $l = 50$  м. Определить, какой уровень  $H_1$  необходимо поддерживать в напорном баке, чтобы расход воды составлял  $Q = 50$  л/мин, если уровень воды в правом баке  $H_2 = 0,5$  м, коэффициент гидравлического трения равен  $\lambda = 0,03$ . Коэффициент сопротивления вентиля  $\zeta = 8,5$ .

9.11. Из напорного бака по трубопроводу (рис. 9.14) движется жидкость плотностью  $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>. Диаметр трубопровода  $d = 50$  мм, а длина  $l = 120$  м. Начало трубопровода расположено выше его конца на величину  $h = 7,5$  м. Коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,038$ , избыточное давление на поверхности жидкости в баке  $p_{0н} = 10$  кПа. Какой уровень  $H$  необходимо поддерживать в напорном баке, чтобы скорость движения жидкости на выходе из трубопровода была  $v = 2,7$  м/с? Местными потерями напора пренебречь.

9.12. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения (рис. 9.15) движется жидкость относительной плотностью  $\delta = 0,85$  с расходом  $Q = 2,7$  м<sup>3</sup>/ч. Диаметры участков трубопровода  $d = 25$  мм,  $D = 35$  мм. Определить местные потери напора, если разность уровней в пьезометрах  $h = 25$  мм.

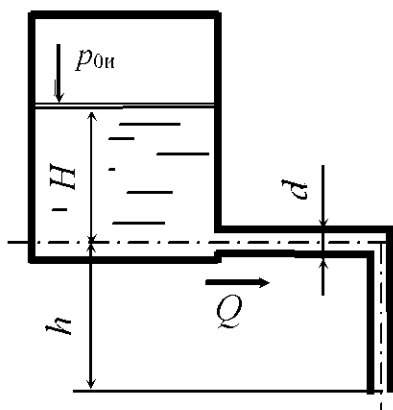


Рис. 9.14

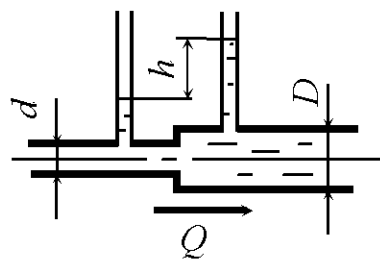


Рис. 9.15

9.13. По трубопроводу (рис. 9.9), соединяющему два резервуара, в которых поддерживаются постоянные уровни, перетекает жидкость, имеющая относительную плотность  $\delta = 0,75$ . Диаметр трубопровода  $d = 5$  см. В верхнем баке поддерживается избыточное давление  $p_{0и} = 24$  кПа. Разность уровней в баках  $H = 3$  м. Определить, какое разрежение (вакуум) необходимо создать в нижнем баке для пропуска расхода по трубопроводу  $Q = 0,035$  м<sup>3</sup>/с, если коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,031$ , длина трубопровода  $l = 23$  м, плотность жидкости  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>. Местными потерями напора пренебречь.

9.14. Поршень (рис. 9.16) диаметром  $D = 250$  мм вытесняет жидкость через трубопровод длиной  $l = 8$  м, диаметром  $d = 15$  мм. Определить, какое усилие необходимо приложить к поршню, чтобы скорость в трубопроводе была  $v = 2,4$  м/с, если коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,041$ . Местными потерями напора и трением поршня о стенки цилиндра пренебречь.

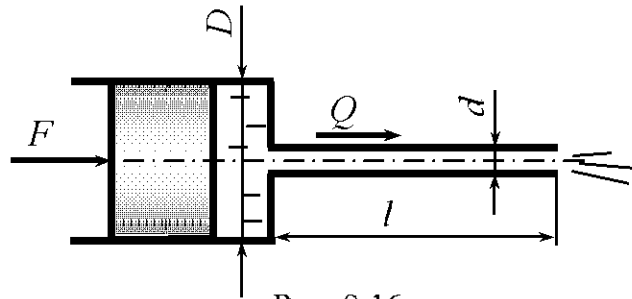


Рис. 9.16

9.15. Горизонтальная труба (рис. 9.8) диаметром  $d = 4$  см соединяет резервуары, в которых поддерживаются постоянные уровни  $H_1 = 4$  м и  $H_2 = 1,5$  м. На трубопроводе имеется вентиль. Определить потери напора на вентиле, если расход  $Q = 0,5$  л/с. Потерями напора по длине пренебречь.

9.16. По трубопроводу (рис. 9.10), соединяющему два резервуара, из верхнего резервуара в нижний перетекает вода. В резервуарах поддерживаются постоянные уровни. Диаметр трубопровода  $d = 45$  мм. В верхнем баке создан вакуум  $p_{0в} = 12$  кПа. Разность уровней в баках  $H = 12$  м. Какое избыточное давление необходимо создать в нижнем баке, чтобы скорость жидкости в трубопроводе была  $v = 3,8$  м/с, если коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,025$ , а длина трубопровода  $l = 41$  м. Местными потерями напора пренебречь.

9.17. По сифонному трубопроводу движется жидкость (рис. 9.11) со скоростью  $v = 2,6$  м/с. Диаметр трубопровода  $d = 45$  мм, его длина  $l = 21$  м. Высота расположения уровня жидкости в питающем резервуаре относитель-

но нижней точки трубопровода  $h$  (м), коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,041$ . Определить потери напора и гидравлический уклон.

9.18. Из напорного бака (рис. 9.13) по трубопроводу диаметром  $d = 25$  мм течет вода. Уровень воды в баке поддерживается постоянным и равен  $h = 1,4$  м. Определить, какое избыточное давление надо создать в резервуаре, чтобы скорость жидкости на выходе из трубопровода  $v = 4,7$  м/с, если коэффициент местного сопротивления крана  $\zeta = 12$ . Потерями напора по длине пренебречь.

9.19. Насос (рис. 9.12) подаёт воду в водонапорную башню по трубопроводу длиной  $l = 30$  м, диаметром  $d = 5$  см. Манометрическое давление, которое создает насос,  $p = 5,2$  бар. Вода движется по трубопроводу со скоростью  $v = 2,6$  м/с. Определить, на какую высоту поднимется жидкость, если коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,038$ . Местными потерями напора пренебречь.

9.20. Поршень (рис. 9.16) диаметром  $D = 150$  мм вытесняет жидкость плотностью  $\rho = 890$  кг/м<sup>3</sup> через трубопровод длиной  $l = 5$  м, диаметром  $d = 10$  мм. Определить скорость жидкости на выходе из трубопровода, если к поршню приложена сила  $F = 120$  Н, а коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,041$ . Местными потерями напора и трением поршня о стенки пренебречь.

9.21. Из напорного бака по трубопроводу (рис. 9.14) движется жидкость относительной плотностью  $\delta = 0,8$  со скоростью  $v = 2,3$  м/с. Диаметр трубопровода  $d = 30$  мм, длина  $l = 80$  м. Начало трубопровода расположено выше его конца на величину  $h = 4,1$  м. Коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,030$ , избыточное давление на поверхности жидкости в баке  $p_{0и} = 20$  кПа. В баке поддерживается постоянный уровень  $H = 3,1$  м. Определить гидравлический уклон.

9.22. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения (рис. 9.15) движется жидкость с расходом  $Q = 6,5$  м<sup>3</sup>/ч. Диаметры участков трубопровода  $d = 45$  мм,  $D = 75$  мм. Определить разность уровней в пьезометрах, если местные потери напора равны  $h_m = 15$  мм.

9.23. По трубопроводу (рис. 9.9), соединяющему два резервуара, в которых поддерживаются постоянные уровни, перетекает жидкость, имеющая плотность  $\rho = 1150$  кг/м<sup>3</sup>. Диаметр трубопровода  $d = 40$  мм. В ниж-

нем баке создан вакуум  $p_v = 12$  кПа. Разность уровней в баках  $H = 1,3$  м. Определить, какое давление необходимо создать в верхнем баке для пропуска расхода по трубопроводу  $Q = 0,035$  м<sup>3</sup>/с, если коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,035$ , длина трубопровода  $l = 32$  м. Местными потерями напора пренебречь.

9.24. По трубопроводу (рис. 9.10), соединяющему два резервуара, в которых поддерживаются постоянные уровни, перетекает вода. Диаметр трубопровода  $d = 35$  мм. В нижнем баке создано избыточное давление  $p_{0н} = 25$  кПа. Разность уровней в баках  $H = 16$  м. Какое давление необходимо создать в верхнем баке, чтобы скорость жидкости в трубопроводе была  $v = 4,2$  м/с, если коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,030$ , а длина трубопровода  $l = 62$  м. Местными потерями напора пренебречь.

9.25. Поршень (рис. 9.16) диаметром  $D = 75$  мм вытесняет жидкость плотностью  $\rho = 850$  кг/м<sup>3</sup> через трубопровод длиной  $l = 1,2$  м, диаметром  $d = 12$  мм. Определить гидравлический уклон, если к поршню приложена сила  $F = 160$  Н, а скорость в трубопроводе  $v = 1,7$  м/с. Трением поршня о стенки цилиндра и местными потерями напора пренебречь.

9.26. По сифонному трубопроводу движется вода (рис. 9.11) со скоростью  $v = 3,4$  м/с. Диаметр трубопровода  $d = 25$  мм, его длина до сечения  $x-x$   $l = 5,4$  м. Высота расположения сечения  $x-x$  над уровнем жидкости в питающем резервуаре  $H = 3,5$  м, коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,036$ . Определить давление жидкости в сечении  $x-x$ . Местными потерями напора пренебречь.

9.27. Насос (рис. 9.12) подаёт воду в водонапорную башню по трубопроводу на высоту  $H = 25$  м. Показания манометра, установленного в начале участка трубопровода,  $p_m = 3,2$  бар. Вода движется по трубопроводу со скоростью  $v = 1,8$  м/с. Определить коэффициент гидравлического трения, если длина трубопровода  $l = 23$  м, а диаметр  $d = 4$  см. Местными потерями напора пренебречь.

9.28. Из напорного бака (рис. 9.14) по трубопроводу диаметром  $d = 55$  мм течет вода. Уровень воды в баке поддерживается постоянным, если  $h = 2,1$  м, избыточное давление на поверхности жидкости в баке  $p_{0н} = 17$  кПа. Определить расход воды, если коэффициент местного сопротивления крана  $\zeta = 7$ . Другими потерями напора пренебречь.

9.29. Из напорного бака по трубопроводу (рис. 9.14) движется жидкость плотностью  $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$ . Диаметр трубопровода  $d = 50 \text{ мм}$ , длина  $l = 120 \text{ м}$ . Начало трубопровода расположено выше его конца на величину  $h = 5,5 \text{ м}$ . Коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,038$ , избыточное давление на поверхности жидкости в баке  $p_{0н} = 10 \text{ кПа}$ . В баке поддерживается постоянный уровень  $H = 5,2 \text{ м}$ . Определить расход жидкости в трубопроводе. Местными потерями напора пренебречь.

9.30. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения (рис. 9.15) движется вода. Диаметры участков трубопровода  $d = 5 \text{ см}$ ,  $D = 7,5 \text{ см}$ , разность уровней в пьезометрах  $h = 18 \text{ мм}$ . Определить расход, если местные потери напора  $h_m = 18 \text{ мм}$ .

9.31. По горизонтальному трубопроводу длиной  $l = 200 \text{ м}$  и диаметром  $d = 100 \text{ мм}$  движется нефть со скоростью  $v = 1,2 \text{ м/с}$ . Определить, какая скорость нефти будет в трубопроводе, если длину трубопровода увеличить в 10 раз, а перепад давления в начале и конце трубопровода оставить прежним. Кинематический коэффициент вязкости  $\nu = 0,15 \text{ см}^2/\text{с}$ , шероховатость стенок трубопровода  $\Delta = 0,2 \text{ мм}$ . Местные потери напора не учитывать.

9.32. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется нефть. Определить местные потери, если на участке трубопровода имеются внезапное расширение до диаметра  $d_2 = 80 \text{ мм}$ , вентиль обыкновенный, поворот трубы на  $90^\circ$  с угольником и внезапное сужение до начального диаметра  $d_1 = 40 \text{ мм}$ , а расход  $Q = 5 \text{ л/с}$ .

9.33. По горизонтальному трубопроводу длиной  $l = 430 \text{ м}$  и диаметром  $d = 80 \text{ мм}$  движется вода со скоростью  $v = 1,8 \text{ м/с}$ . Определить, какая скорость будет в трубопроводе, если длину трубопровода уменьшить в 10 раз, а перепад давления в начале и конце трубопровода оставить прежним. Кинематический коэффициент вязкости  $\nu = 0,15 \text{ см}^2/\text{с}$ , шероховатость стенок трубопровода  $\Delta = 0,3 \text{ мм}$ . Местные потери напора не учитывать.

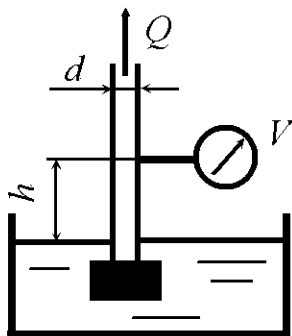


Рис. 9.17

9.34. Насос всасывает жидкость плотностью  $\rho = 1050 \text{ кг/м}^3$  из резервуара в трубопровод через фильтр с обратным клапаном (рис. 9.17). На всасывающем трубопроводе установлен вакуумметр на

высоте  $h = 0,2$  м над уровнем жидкости в резервуаре. Диаметр трубопровода  $d = 35$  мм, показания вакуумметра  $p_v = 12$  кПа, скорость жидкости в трубопроводе  $v = 1,4$  м/с. Определить коэффициент местного сопротивления фильтра с обратным клапаном. Другими потерями напора пренебречь.

9.35. По горизонтальному трубопроводу длиной  $l = 50$  м и диаметром  $d = 150$  мм движется нефть плотностью  $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>. Кинематический коэффициент вязкости  $\nu = 0,15$  см<sup>2</sup>/с, шероховатость стенок трубопровода  $\Delta = 0,15$  мм. Определить расход нефти, если перепад давления в начале и конце участка трубопровода  $\Delta p = 12$  кПа. Местные потери напора не учитывать.

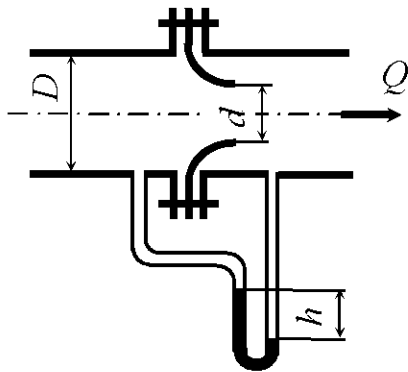
9.36. По стальному трубопроводу диаметром  $d = 5$  см и длиной  $l = 120$  м подается вода на высоту  $\Delta z = 15$  м. На трубопроводе имеются 4 поворота на  $90^\circ$  с угольником и 2 обыкновенных вентиля. Определить, какой напор должен создавать насос, установленный в начале участка, чтобы скорость воды в трубопроводе стала  $v = 1,2$  м/с. Температура воды  $t = 25^\circ\text{C}$ . Шероховатость стенок трубопровода  $\Delta = 0,1$  мм.

9.37. На участке горизонтального трубопровода диаметром  $D = 80$  мм, по которому движется вода с расходом  $Q = 12$  л/с, имеются обыкновенный вентиль и 3 поворота трубы на  $90^\circ$  с угольником. Определить, какой будет расход при том же перепаде давлений, если на трубопровод установить диафрагму (рис. 9.3) диаметром  $d = 20$  мм. Потерями напора по длине пренебречь.

9.38. По горизонтальному трубопроводу диаметром  $d = 50$  мм и длиной  $l = 210$  м движется жидкость, имеющая относительную плотность  $\delta = 1,2$  и динамический коэффициент вязкости  $\mu = 0,015$  Па·с. Определить необходимый напор в начале участка трубопровода для пропускания расхода  $Q = 60$  л/мин, если манометрическое давление в конце участка трубопровода  $p_m = 25$  кПа, а шероховатость стенок трубопровода  $\Delta = 1,0$  мм.

9.39. На участке горизонтального трубопровода диаметром  $D = 50$  мм, по которому движется вода с расходом  $Q = 3,5$  л/с, имеются 2 поворота трубы ( $\zeta_{пов} = 1,3$ ) и счетчик расхода жидкости. Определить, какого диаметра нужно установить на трубопровод диафрагму, чтобы расход уменьшился в два раза, если потери напора остались прежними. Потерями напора по длине пренебречь.

9.40. По горизонтальному трубопроводу диаметром  $d = 75$  мм и длиной  $l = 180$  м движется жидкость, имеющая относительную плотность  $\delta = 1,25$  и динамический коэффициент вязкости  $\mu = 0,0085$  Па · с. Определить потери напора, если расход  $Q = 30$  л/мин, а шероховатость стенок трубопровода  $\Delta = 0,5$  мм. На трубопроводе имеются 4 поворота на угол  $90^\circ$  с угольником, счетчик расхода жидкости и обыкновенный вентиль.



9.41. По горизонтальному трубопроводу, на котором установлено сопло, движется жидкость плотностью  $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup> (рис. 9.18). Перепад давления перед соплом и на выходе из него составляет 20 кПа. Диаметр трубопровода  $D = 75$  мм, сопла  $d = 50$  мм. Определить расход жидкости, если коэффициент сопротивления сопла  $\zeta = 0,12$ . Сжатие струи на выходе из сопла отсутствует.

9.42. По горизонтальному трубопроводу длиной  $l = 120$  м и диаметром  $d = 80$  мм движется вода, температура которой  $t = 20$  °С. Шероховатость стенок трубопровода  $\Delta = 0,1$  мм. Определить среднюю по живому сечению скорость движения воды, если перепад давлений в начале и конце участка трубопровода составляет  $\Delta p = 15$  кПа. Местные потери напора не учитывать.

9.43. На участке горизонтального трубопровода диаметром  $D = 100$  мм, по которому движется вода с расходом  $Q = 21$  л/с, имеются счетчик расхода жидкости, 2 поворота трубы на  $90^\circ$  ( $\zeta_{пов} = 1,3$ ) и задвижка. Степень закрытия задвижки  $a/D = 0,25$  (рис. 9.4). Определить, какой будет расход при том же перепаде давлений, если задвижку опустить до половины диаметра. Потерями напора по длине пренебречь.

9.44. По горизонтальному трубопроводу диаметром  $d = 80$  мм и длиной  $l = 410$  м движется жидкость, имеющая относительную плотность  $\delta = 1,15$  и динамический коэффициент вязкости  $\mu = 0,0052$  Па · с. Определить напор в конце участка трубопровода, если для пропуска расхода  $Q = 115$  л/мин в начале трубопровода создано манометрическое давление  $p_m = 125$  кПа, шероховатость трубопровода  $\Delta = 0,1$  мм.



9.45. По горизонтальному трубопроводу, на котором установлена диафрагма, движется жидкость плотностью  $\rho = 1100 \text{ кг/м}^3$  (рис. 9.19). Диаметр трубопровода  $D = 100 \text{ мм}$ , диафрагмы  $d = 50 \text{ мм}$ . Определить расход жидкости, если показания ртутного дифференциального манометра  $h = 25 \text{ мм рт. ст.}$  Сжатием струи на выходе из диафрагмы пренебречь.

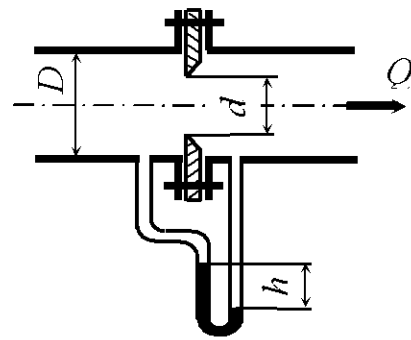


Рис. 9.19

9.46. По горизонтальному трубопроводу длиной  $l = 530 \text{ м}$  и диаметром  $d = 120 \text{ мм}$  движется нефть плотностью  $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$  со скоростью  $v = 1,2 \text{ м/с}$ . Определить, какая скорость нефти будет в трубопроводе, если длину трубопровода увеличить в 10 раз, а перепад давления в начале и конце трубопровода оставить прежним. Кинематический коэффициент вязкости  $\nu = 0,23 \text{ см}^2/\text{с}$ , шероховатость стенок трубопровода  $\Delta = 0,5 \text{ мм}$ . Местные потери напора не учитывать.

9.47. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется нефть плотностью  $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$  с расходом  $Q = 0,015 \text{ м}^3/\text{с}$ . Трубопровод имеет внезапное сужение от диаметра  $d_1 = 80 \text{ мм}$  до диаметра  $d_2 = 40 \text{ мм}$ , угловой вентиль, поворот трубы на  $90^\circ$  с угольником. Определить, какое давление нужно создать в начале трубопровода для пропуска заданного расхода, если давление в конце трубопровода составляет  $p = 20 \text{ кПа}$ . Потерями напора по длине пренебречь.

9.48. Стальной трубопровод диаметром  $d = 5 \text{ см}$  имеет наклонный участок длиной  $l = 100 \text{ м}$ . На трубопроводе имеются 4 поворота на  $90^\circ$  с угольниками и 2 обыкновенных вентиля. Определить разность давлений в начале и конце трубопровода при температуре воды  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Начальная точка лежит ниже конечной на  $15 \text{ м}$ , скорость воды в трубопроводе  $v = 1,2 \text{ м/с}$ . Шероховатость стенок трубопровода  $\Delta = 0,1 \text{ мм}$ .

9.49. По горизонтальному трубопроводу, на котором установлено сопло (рис. 9.18), движется вода с расходом  $Q = 1,8 \text{ л/с}$ . Диаметр трубопровода  $D = 50 \text{ мм}$ , сопла  $d = 30 \text{ мм}$ . Определить показания ртутного дифференциального манометра, если коэффициент сопротивления сопла  $\zeta = 0,15$ . Сжатие струи на выходе из сопла отсутствует.

9.50. По горизонтальному трубопроводу длиной  $l = 800 \text{ м}$  и диаметром  $d = 150 \text{ мм}$  движется нефть плотностью  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$  со скоростью  $v = 0,2 \text{ м/с}$ . Определить, какая скорость нефти будет в трубопроводе, если длину трубо-

провода уменьшить в 10 раз, а перепад давления в начале и конце трубопровода оставить прежним. Кинематический коэффициент вязкости  $\nu = 0,25 \text{ см}^2/\text{с}$ , шероховатость стенок трубопровода  $\Delta = 0,2 \text{ мм}$ . Местные потери напора не учитывать.

9.51. На участке горизонтального трубопровода диаметром  $D = 60 \text{ мм}$ , по которому движется вода с расходом  $Q = 8,2 \text{ л/с}$ , имеются 4 поворота трубы на угол  $90^\circ$  с угольниками и вентиль. Вентиль полностью открыт и имеет коэффициент сопротивления  $\zeta_{\text{вент}} = 4,5$ . При некотором закрытии вентиля расход в трубопроводе уменьшился в два раза. Определить коэффициент сопротивления вентиля, если потери напора остались прежними. Потерями напора по длине пренебречь.

9.52. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется минеральное масло плотностью  $\rho = 750 \text{ кг/м}^3$ , расход  $Q = 2,3 \text{ л/с}$ . Трубопровод имеет внезапное сужение от диаметра  $d_1 = 60 \text{ мм}$  до диаметра  $d_2 = 40 \text{ мм}$ , вентиль обыкновенный, поворот трубы на  $90^\circ$  с угольником и счетчик расхода жидкости. Определить, какое давление будет в конце участка, если давление в начале участка трубопровода  $p = 165 \text{ кПа}$ . Потерями напора по длине пренебречь.

9.53. Определить давление в начале горизонтального трубопровода переменного сечения, состоящего из двух участков: первый участок имеет длину  $l_1 = 100 \text{ м}$  и диаметр  $d_1 = 80 \text{ мм}$ ; второй –  $l_2 = 150 \text{ м}$  и  $d_2 = 50 \text{ мм}$ . Расход жидкости  $Q = 12 \text{ л/с}$ , свободный напор в конце трубопровода  $H = 15 \text{ м}$ . Плотность жидкости  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ , кинематический коэффициент вязкости жидкости  $\nu = 0,2 \text{ см}^2/\text{с}$ , шероховатость стенок трубопровода  $\Delta = 0,15 \text{ мм}$ . Местные потери напора не учитывать.

9.54. На участке горизонтального трубопровода диаметром  $D = 100 \text{ мм}$ , по которому движется вода с расходом  $Q = 0,041 \text{ м}^3/\text{с}$ , имеются счетчик расхода жидкости, 4 поворота трубы на  $90^\circ$  с угольниками. Манометрическое давление в начале участка трубопровода  $p_m = 350 \text{ кПа}$ . Определить, какое манометрическое давление необходимо создать в конце участка для пропуска того же расхода, если на трубопровод установить диафрагму с диаметром  $d = 25 \text{ мм}$ . Потерями напора по длине пренебречь.

9.55. На участке горизонтального трубопровода диаметром  $D = 120 \text{ мм}$ , по которому движется вода с расходом  $Q = 0,015 \text{ м}^3/\text{с}$ , имеются счетчик расхода жидкости, 4 поворота трубы на  $90^\circ$  ( $\zeta_{\text{пов}} = 1,3$ ) и задвижка. Задвижка закрыта на три четверти  $a/D = 0,75$  (рис. 9.4). В конце участка ус-

тановлен манометр, показания которого  $p_M = 45$  кПа. Определить, какое манометрическое давление необходимо создать в начале участка для пропуска того же расхода, если задвижку поднять до половины диаметра трубопровода. Потерями напора по длине пренебречь.

9.56. По горизонтальному трубопроводу диаметром  $d = 25$  мм и длиной  $l = 180$  м движется вода, имеющая температуру  $t = 50$  °С, со скоростью  $v = 2,3$  м/с. На трубопроводе имеются 4 поворота на угол  $90^\circ$  с угольниками, счетчик расхода жидкости и обыкновенный вентиль. Шероховатость трубопровода  $\Delta = 0,2$  мм. Определить, какая будет скорость при тех же потерях напора, если вентиль прикрыть так, чтобы его коэффициент сопротивления  $\zeta = 32$ .

9.57. По горизонтальному трубопроводу, на котором установлена диафрагма (рис. 9.19), движется вода с расходом  $Q = 8,2$  л/с. Диаметр трубопровода  $D = 80$  мм, диафрагмы  $d = 35$  мм. Определить показания ртутного дифференциального манометра. Сжатием струи на выходе из диафрагмы пренебречь.

9.58. Определить, какой напор будет в конце горизонтального трубопровода переменного сечения, состоящего из двух участков: первый участок имеет длину  $l_1 = 120$  м и диаметр  $d_1 = 120$  мм, второй –  $l_2 = 150$  м и  $d_2 = 50$  мм. Расход нефти  $Q = 8,2$  л/с, манометрическое давление в начале трубопровода  $p_M = 320$  кПа, плотность нефти  $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>, кинематический коэффициент вязкости  $\nu = 0,2$  сСт, эквивалентная шероховатость трубопровода  $\Delta = 0,3$  мм. Местные потери напора не учитывать.

9.59. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется масло плотностью  $\rho = 780$  кг/м<sup>3</sup>. Определить расход  $Q$ , если трубопровод имеет внезапное сужение от диаметра  $d_1 = 60$  мм до диаметра  $d_2 = 30$  мм, вентиль обыкновенный, поворот трубы на  $90^\circ$  с угольником и внезапное расширение до начального диаметра  $d_1$ , а местные потери давления составляют 30 кПа. Потерями напора по длине пренебречь.

9.60. По горизонтальному трубопроводу диаметром  $d = 50$  мм и длиной  $l = 180$  м движется жидкость, имеющая относительную плотность  $\delta = 1,25$  и динамический коэффициент вязкости  $\mu = 0,0085$  Па·с. Определить необходимый перепад напоров в начале и конце участка трубопровода, если расход  $Q = 30$  л/мин, а шероховатость трубопровода  $\Delta = 0,5$  мм.

## 10. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ

### Общие сведения

Законы истечения жидкости через отверстия применяются при решении многих технических задач: измерении расхода жидкости, создании мощной дальнобойной струи для размыва грунта, расчете распространения струи в массе жидкости, обеспечении заданного времени опорожнения резервуаров, конструировании сопел, форсунок и в других случаях.

Различают отверстия малые и большие. Если напор превышает 10 наибольших вертикальных размеров отверстия, то отверстие – *малое*, в противном случае – *большое*. Отверстие считается *в тонкой стенке* в случае, если толщина стенки не влияет на условия истечения, т. е. вытекающая жидкость касается только кромки отверстия. Это обеспечивается либо срезом кромок под острым углом, либо при толщине стенки меньше 0,2 диаметра отверстия. Рассмотрим истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке (рис. 10.1).

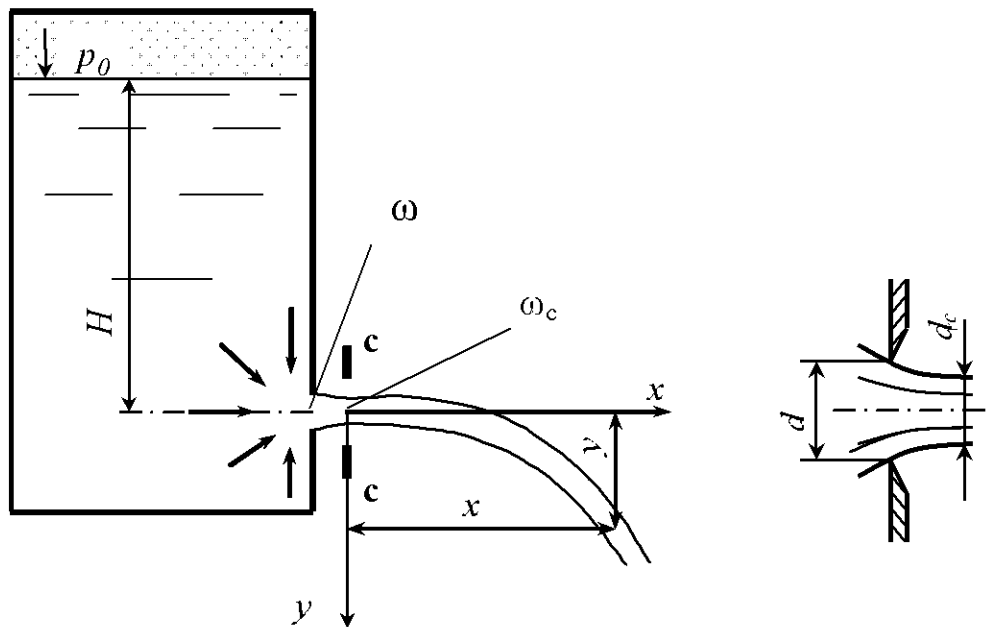


Рис. 10.1

При истечении жидкости из отверстия струя сжимается до сечения  $c-c$ . Сжатие струи обусловлено инерцией частиц жидкости, движущихся по криволинейным траекториям, и характеризуется коэффициентом сжатия

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega}, \quad (10.1)$$

где  $\omega_c$  – площадь струи в сжатом сечении;  $\omega$  – площадь отверстия.

Если отверстие круглое, то расстояние от внутренней поверхности стенки до сжатого сечения приблизительно равно  $(0,5 \dots 1,0)d_{\text{отв}}$ .

Сжатие струи может быть **полным** и **неполным**. Полное сжатие происходит со всех сторон, когда отверстие удалено от боковых стенок или дна резервуара (рис. 10.2, а). Неполное сжатие наблюдается, когда отверстие примыкает к боковой стенке или дну резервуара, т.е. сжатие струи с одной стороны (рис. 10.2, б, в) или нескольких сторон (рис. 10.2, г) отсутствует.

При истечении жидкости через отверстие, примыкающее к вертикальной стенке, частицы жидкости, двигаясь вдоль стенки по инерции стремятся двигаться по вертикали. В результате наблюдается сжатие струи сверху и сбоку.

При истечении жидкости через отверстие, примыкающее к дну сосуда, частицы жидкости, двигаясь вдоль донной стенки, продолжают двигаться в том же направлении, не вызывая сжатия струи с нижней части.

Если отверстие примыкает к боковой стенке и дну сосуда одновременно, то сжатие струи будет отсутствовать с двух сторон.

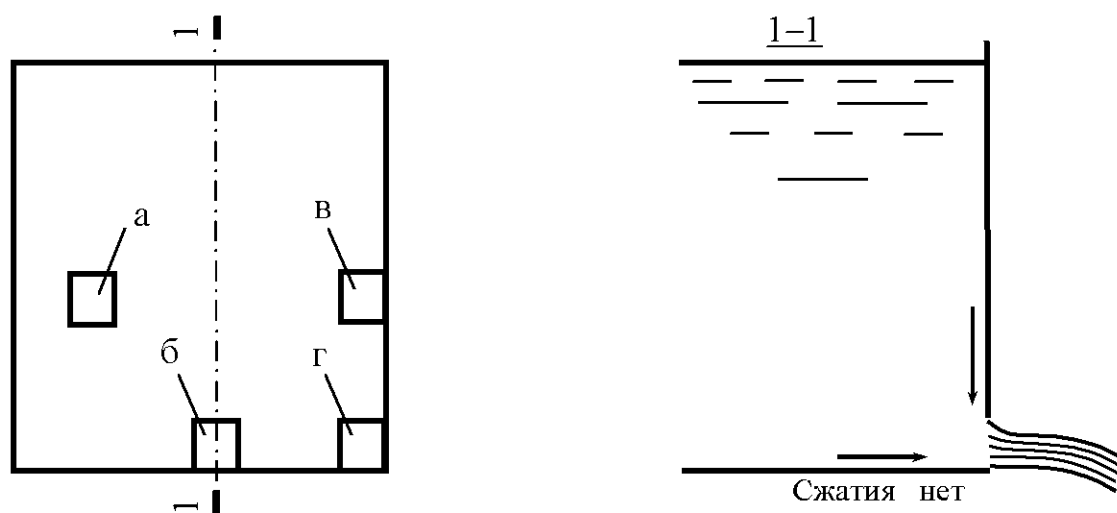


Рис. 10.2

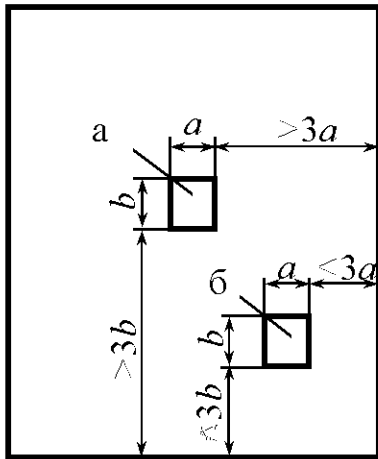


Рис. 10.3

Полное сжатие может быть *совершенным* и *несовершенным*. При совершенном сжатии стенки и дно резервуара не оказывают влияния на степень сжатия струи. Такое сжатие получается, когда отверстие удалено от боковой стенки и дна резервуара более чем на три поперечных размера отверстия (рис. 10.3, а). При несовершенном сжатии стенки и дно резервуара влияют на степень сжатия струи. В этом случае отверстие удалено от боковой стенки или дна резервуара менее чем на три поперечных размера (рис. 10.3, б).

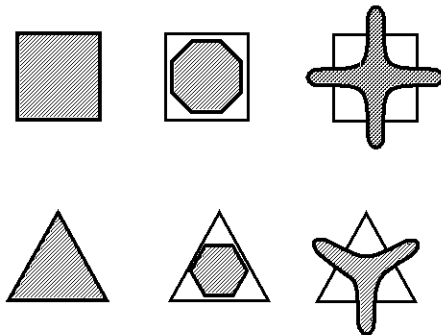


Рис. 10.4

При истечении форма поперечного сечения струи изменяется. Изменение формы поперечного сечения струи вдоль течения называется *инверсией* струи. Примеры изменения формы поперечного сечения струи для квадратного и треугольного отверстий показаны на рис. 10.4. Тонкими линиями показаны контуры отверстий, штриховкой – поперечное сечение струи в различных сечениях вдоль течения.

**Истечение жидкости при постоянном напоре.** Скорость струи в сжатом сечении при истечении через отверстие в общем случае определяется по формуле

$$v = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (10.2)$$

где  $\varphi$  – коэффициент скорости;  $H$  – напор истечения.

В случае истечения из закрытого резервуара в газообразную среду (см. рис. 10.1) напор истечения равен разности пьезометрических напоров со стороны истекаемой жидкости и среды, в которую происходит истечение,

$$H = h + \frac{p_0}{\rho g} - \frac{p}{\rho g}, \quad (10.3)$$

где  $h$  – глубина погружения центра тяжести выходного отверстия от свободной поверхности истекаемой жидкости;  $p_0, p$  – давление соответственно на поверхности жидкости и в среде, в которую происходит истечение.

При истечении в атмосферу из открытого резервуара  $p = p_0 = p_{\text{атм}}$  и  $H = h$ .

Коэффициент скорости

$$\varphi = \sqrt{\frac{1}{1 + \zeta}}, \quad (10.4)$$

где  $\zeta$  – коэффициент сопротивления.

Расход жидкости при истечении через отверстия

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH}, \quad (10.5)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода,

$$\mu = \varepsilon \varphi. \quad (10.6)$$

Траекторией струи называют ось струи жидкости, свободно падающей после истечения через отверстие. Координаты оси струи  $x$  и  $y$  связаны между собой соотношениями

$$x = 2\varphi \sqrt{Hy}, \quad y = \frac{x^2}{4\varphi^2 H}. \quad (10.7)$$

Если к отверстию присоединить (насадить) короткую трубу того же диаметра, что и отверстие, то характер истечения существенно образом изменится. Такие трубы называют насадками, они имеют длину, равную  $(3 \dots 6)d_{\text{отв}}$ . На рис. 10.5 показаны основные типы насадков: 1 – цилиндрический внешний; 2 – цилиндрический внутренний; 3 – конический сходящийся; 4 – конический расходящийся; 5 – коноидальный. Присоединение насадка к отверстию изменяет расход жидкости, следовательно, изменяет время опорожнения резервуара, дальность полета струи и другие параметры.

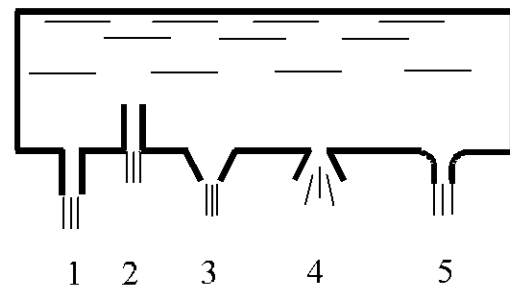


Рис. 10.5

Для расчета параметров истечения жидкости через насадки используются приведенные выше зависимости, при определении расхода принимается площадь на выходе насадка. Коэффициенты сжатия, скорости, расхода и сопротивления для отверстий и насадков (квадратичная зона истечения) приведены в прил. 8.

Значения коэффициентов истечения  $\varphi$ ,  $\varepsilon$ ,  $\mu$  круглого малого отверстия зависят от формы его кромок, условий подтока жидкости к отверстию и числа Рейнольдса, определяемого как

$$\text{Re} = \frac{d\sqrt{2gH}}{\nu}, \quad (10.8)$$

где  $d$  – диаметр отверстия.

При  $\text{Re} \geq 10^5$  число Рейнольдса практически не влияет на коэффициенты истечения (квадратичная зона истечения).

Более подробно вопросы истечения жидкости через отверстия и насадки рассмотрены в работах [14, 15].

Коэффициенты истечения  $\varphi$ ,  $\varepsilon$ ,  $\mu$  для цилиндрических насадков в прил. 8 приведены при безотрывном режиме истечения. В этом случае диаметр струи на выходе из насадка равен диаметру отверстия. При критическом напоре истечения для внешнего цилиндрического насадка струя после сжатия уже не расширяется, а сохраняет цилиндрическую форму и перемещается внутри насадка, не соприкасаясь с его стенками. Истечение становится точно таким же, как и из отверстия в тонкой стенке, с теми же значениями коэффициентов.

При безотрывном истечении жидкости через цилиндрический насадок внутри насадка образуется сжатое сечение и вакуум. При этом напор истечения

$$H = \frac{p_{\text{в}}}{0,75\rho g}. \quad (10.9)$$

Из формулы (10.9) следует, что с увеличением напора  $H$  возрастает и величина вакуума, которая связана с давлением в сжатом сечении  $p_{\text{с}}$ , т.е.  $p_{\text{в}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{с}}$ . Критический напор истечения при понижении давления в сжатом сечении до давления насыщенных паров жидкости

$$H_{\text{кр}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{н.п.}}}{0,75\rho g}. \quad (10.10)$$

Для холодной воды давление насыщенных паров близко к нулю и критический напор  $H_{\text{кр}} \approx 13,8\text{м}$ .

При истечении под уровень [11]

$$p_{\text{в}} = 0,75\rho gH_1 - \rho gH_2, \quad (10.11)$$

где  $H_1, H_2$  – гидростатический напор соответственно со стороны истечения и со стороны подтопления.



**Истечение жидкости при переменном напоре.** При истечении жидкости при переменном напоре (рис. 10.6) часто требуется определить время наполнения или опорожнения резервуара.

В общем случае, когда резервуар имеет произвольные очертания, время опорожнения  $t$  части резервуара через отверстие может быть определено методами численного интегрирования выражения

$$t = \int_{H_2}^{H_1} \frac{\Omega dh}{\mu\omega\sqrt{2gh} - Q_{\text{п}}}, \quad (10.12)$$

где  $H_1, H_2$  – уровни жидкости в резервуаре соответственно в начальный и конечный моменты времени;  $\Omega$  – площадь горизонтального сечения резервуара (площадь поверхности жидкости в резервуаре);  $dh$  – изменение уровня жидкости в резервуаре за время  $dt$ ;  $h$  – текущее значение уровня жидкости в резервуаре;  $Q_{\text{п}}$  – расход жидкости, поступающей в резервуар.

В том случае, когда сосуд имеет правильную геометрическую форму (параллелепипед, цилиндр, шар), при известной величине притока жидкости интеграл (10.12) имеет решения.

В случае отсутствия притока ( $Q_{\text{п}} = 0$ ) для резервуаров с постоянной площадью зеркала жидкости  $\Omega$  (призматические и вертикальные цилиндрические) время частичного опорожнения через отверстие

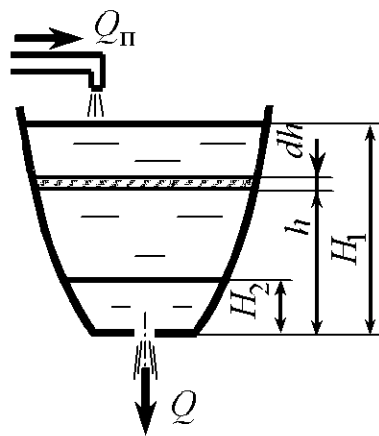


Рис. 10.6

$$t_{\text{ч}} = \frac{2\Omega}{\mu\omega\sqrt{2g}} (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}), \quad (10.13)$$

а время полного опорожнения

$$t_{\text{п}} = \frac{2\Omega\sqrt{H_1}}{\mu\omega\sqrt{2g}} = \frac{2V}{Q_{\text{п}}}, \quad (10.14)$$

где  $V$  – объем жидкости в резервуаре в начальный момент времени;  $Q_{\text{п}}$  – расход жидкости в начальный момент времени.

Для горизонтального цилиндрического резервуара

$$t_{\text{ч}} = \frac{4}{3} \frac{l_{\text{р}}}{\mu \omega \sqrt{2g}} \left[ (D - H_2)^{1,5} - (D - H_1)^{1,5} \right]; \quad (10.15)$$

$$t_{\text{п}} = \frac{4}{3} \frac{l_{\text{р}} D^{1,5}}{\mu \omega \sqrt{2g}}, \quad (10.16)$$

где  $D$  – диаметр резервуара;  $l_{\text{р}}$  – длина образующей цилиндрического резервуара.

Для сферического резервуара

$$t_{\text{ч}} = \frac{4}{15} \frac{\pi}{\mu \omega \sqrt{2g}} \left[ (D - H_2)^{2,5} - (D - H_1)^{2,5} \right]; \quad (10.17)$$

$$t_{\text{п}} = \frac{4}{15} \frac{\pi D^{2,5}}{\mu \omega \sqrt{2g}}. \quad (10.18)$$

В работах [16–19] приведены задачи по истечению жидкости при не совершенном, неполном, сжатии, а также через большие отверстия. Рассмотрен ряд примеров решения.

### Примеры решения задач

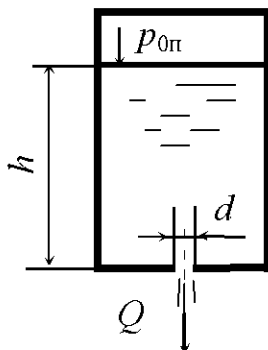


Рис. 10.7

**Задача 10.1.** Вода вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через отверстие диаметром  $d = 20$  мм (рис. 10.7). Глубина погружения центра отверстия  $h = 0,45$  м, избыточное давление на поверхности жидкости  $p_{0п} = 8,3$  кПа. Определить расход жидкости, а также необходимое избыточное давление для пропуска того же расхода, если к отверстию присоединить цилиндрический внешний насадок длиной  $l = 0,1$  м.

*Решение.* Расход при истечении жидкости через отверстие определяется по формуле (10.5). В случае истечения жидкости из закрытого резервуара в атмосферу формула принимает вид

$$Q = \mu_{\text{отв}} \omega \sqrt{2g \left( \frac{p_{0п}}{\rho g} + h \right)},$$

где  $\mu_{\text{отв}}$  – коэффициент расхода, для круглого отверстия  $\mu_{\text{отв}} = 0,62$ ;  $\omega$  – площадь отверстия,

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,02^2}{4} = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

После подстановки численных значений получаем

$$Q = 0,64 \cdot 3,14 \cdot 10^{-4} \sqrt{2 \cdot 9,81 \left( \frac{8,3 \cdot 10^3}{1000 \cdot 9,81} + 0,45 \right)} = 1,01 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Если к отверстию в дне резервуара присоединить цилиндрический внешний насадок того же диаметра, то формула (10.5) принимает вид

$$Q = \mu_{\text{вн.ц}} \omega \sqrt{2g \left( \frac{p_{0\text{н}}}{\rho g} + h + l \right)},$$

тогда

$$p_{0\text{н}} = \left( \frac{Q^2}{2g \mu_{\text{вн.ц}}^2 \omega^2} - h - l \right) \rho g,$$

где  $\mu_{\text{вн.ц}}$  – коэффициент расхода, для внешнего цилиндрического насадка,  $\mu_{\text{вн.ц}} = 0,82$ ;  $l$  – длина насадка.

После подстановки численных значений имеем

$$p_{0\text{н}} = \left( \frac{(0,98 \cdot 10^{-3})^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,82^2 \cdot (3,14 \cdot 10^{-4})^2} - 0,45 - 0,1 \right) 1000 \cdot 9,81 = 1844 \text{ Па}.$$

**Задача 10.2.** Открытый призматический резервуар с вертикальными стенками опорожняется через отверстие диаметром  $d = 2,5$  см (рис. 10.8). Площадь поперечного сечения резервуара  $\Omega = 1,2$  м<sup>2</sup>. Через 5 мин напор составил  $H_2 = 0,7$  м. Определить расход и дальность полета струи в начальный момент времени, если отверстие расположено на высоте  $h = 0,45$  м от пола.

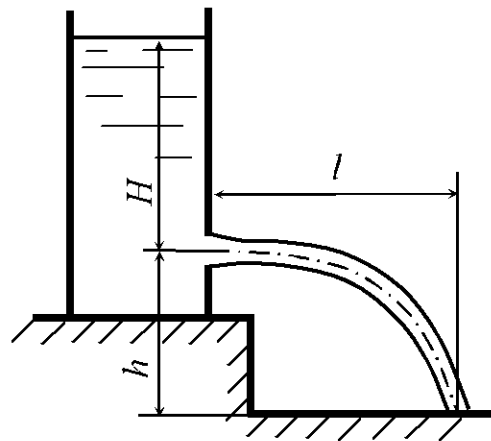


Рис. 10.8

*Решение.* Время частичного опорожнения резервуара с постоянной площадью поперечного сечения  $\Omega$  определяется по формуле (10.13), из которой выразим уровень жидкости в начальный момент времени

$$H_1 = \left( \frac{t_{\text{ч}} \mu_{\text{отв}} \omega \sqrt{2g}}{2\Omega} + \sqrt{H_2} \right)^2.$$

Найдем площадь отверстия

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,025^2}{4} = 4,91 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

После подстановки численных значений в основных единицах системы СИ имеем

$$H_1 = \left( \frac{600 \cdot 0,62 \cdot 4,91 \cdot 10^{-4} \sqrt{2 \cdot 9,81}}{2 \cdot 1,2} + \sqrt{0,7} \right)^2 = 1,36 \text{ м.}$$

Определяем расход в начальный момент времени

$$Q = \mu_{\text{отв}} \omega \sqrt{2gH_1} = 0,62 \cdot 4,91 \cdot 10^{-4} \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,36} = 1,57 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Дальность полета струи определяем по формуле

$$l = 2\varphi_{\text{отв}} \sqrt{Hh},$$

где  $\varphi_{\text{отв}}$  – коэффициент скорости, при истечении жидкости через отверстие  $\varphi_{\text{отв}} = 0,97$ .

Получаем

$$l = 2 \cdot 0,97 \sqrt{1,36 \cdot 0,45} = 1,52 \text{ м.}$$

### Задачи для самостоятельного решения

10.1. Жидкость вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через отверстие диаметром  $d = 25$  мм (рис. 10.7). Избыточное давление на свободной поверхности жидкости  $p_{0н} = 17$  кПа, глубина погружения отверстия  $h = 0,6$  м. Определить расход жидкости через отверстие, если относительная плотность жидкости  $\delta = 1,12$ .

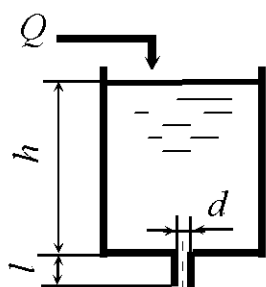


Рис. 10.9

10.2. Вода вытекает из открытого резервуара через внешний цилиндрический насадок диаметром  $d = 3,2$  см и длиной  $l = 16$  см в атмосферу (рис. 10.9) при  $h = 55$  см. В резервуар поступает вода с расходом  $Q$ . Определить глубину воды в резервуаре, если насадок заменить отверстием того же диаметра.

10.3. Вода вытекает в атмосферу через установленный на боковой поверхности закрытого резервуара насадок диаметром  $d = 6$  см. Избыточное давление на свободной поверхности жидкости  $p_{0н} = 6,1$  кПа, расход жидкости  $Q = 5$  л/с, глубина погружения насадка  $H = 90$  см. Определить коэффициент расхода насадка.

10.4. Определить время полного опорожнения открытого резервуара с постоянной площадью сечения  $\Omega$  объемом  $V = 50$  л через отверстие в дне при начальном расходе  $Q = 1,8$  м<sup>3</sup>/ч и напоре  $H = 0,5$  м.

10.5. Жидкость вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через внешний цилиндрический насадок диаметром  $d = 35$  мм и длиной  $l = 170$  мм (рис. 10.10). Избыточное давление на свободной поверхности жидкости  $p_{0и} = 15$  кПа, глубина жидкости в резервуаре  $h = 0,75$  м. Определить расход жидкости через насадок, если ее относительная плотность  $\delta = 0,85$ .

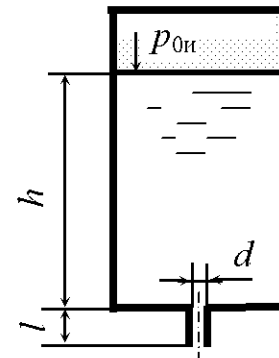


Рис. 10.10

10.6. Жидкость вытекает в атмосферу из открытого резервуара через отверстие в его боковой стенке при постоянном напоре  $H = 7,5$  м. Диаметр отверстия  $d = 4,1$  см. В резервуар поступает жидкость с постоянным расходом  $Q$ . Определить, какой будет напор, если к отверстию присоединить цилиндрический внешний насадок того же диаметра.

10.7. Жидкость вытекает из открытого резервуара в атмосферу (рис. 10.8) через малое отверстие в тонкой стенке под напором  $H = 1,2$  м. Центр отверстия расположен на высоте  $h = 50$  см от пола. Какой напор нужно создать, чтобы дальность полета струи осталась прежней, если к отверстию присоединить внешний цилиндрический насадок.

10.8. Вода вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через внутренний цилиндрический насадок диаметром  $d = 45$  мм (рис. 10.11). Избыточное давление на свободной поверхности жидкости  $p_{0и} = 13$  кПа, расход жидкости  $Q = 6,5$  л/с. Определить глубину погружения насадка.

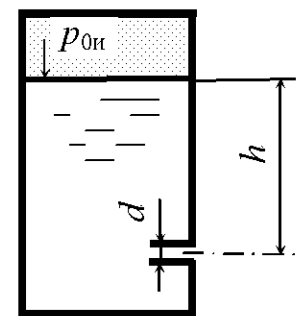


Рис. 10.11

10.9. Вода вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через отверстие диаметром  $d = 30$  мм (рис. 10.7). Избыточное давление на свободной поверхности жидкости  $p_{0и} = 12$  кПа, расход жидкости  $Q = 3,5$  л/с. Определить глубину погружения отверстия.

10.10. Определить время полного опорожнения открытого бака с вертикальными стенками через внешний цилиндрический насадок диаметром

$d = 5,5$  мм. Площадь бака  $\Omega = 2,5$  м<sup>2</sup>, первоначальный напор  $H = 1,5$  м. Насадок длиной  $l = 27$  мм присоединен к отверстию в дне бака.

10.11. Жидкость вытекает из открытого резервуара в атмосферу (рис. 10.8) через малое отверстие в тонкой стенке под напором  $H = 0,8$  м. Центр отверстия расположен на высоте  $h = 75$  см от пола. Какой напор нужно создать, чтобы дальность полета струи осталась прежней, если центр отверстия расположить относительно пола на высоте  $h = 90$  см.

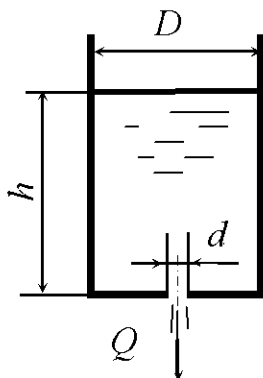


Рис. 10.12

10.12. Время частичного опорожнения вертикально расположенного цилиндрического открытого бака через донное отверстие в тонкой стенке составило  $t = 40$  с. За это время уровень жидкости изменился от  $h_1 = 2$  м до  $h_2 = 1$  м. Определить диаметр отверстия, если диаметр бочки  $D = 0,5$  м (рис. 10.12).

10.13. Определить первоначальный уровень в резервуаре  $h_1$ , если время частичного опорожнения открытого резервуара через донное отверстие до уровня  $h_2 = 0,7$  м равно  $t = 70$  с. Диаметр отверстия  $d = 0,05$  м. Размеры поперечного сечения резервуара постоянные:  $a \times b = 0,8 \times 0,7$  м.

10.14. Жидкость вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через отверстие диаметром  $d = 20$  мм (рис. 10.7). Глубина погружения отверстия  $h = 0,75$  м. Какое избыточное давление необходимо создать на поверхности жидкости для пропуска расхода  $Q = 1,5$  л/с, если плотность жидкости  $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>.

10.15. Открытый резервуар с вертикальными стенками опоражняется через коноидальный насадок диаметром  $d = 5$  см. Определить площадь поперечного сечения резервуара, если напор воды за время  $t = 2$  мин понизился на  $\Delta H = 5$  см и стал равным  $H = 35$  см. Насадок присоединен к отверстию на боковой поверхности резервуара.

10.16. Жидкость вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через внешний цилиндрический насадок диаметром  $d = 40$  мм (рис. 10.10). Глубина погружения насадка  $h = 0,45$  м. Какое избыточное давление необходимо создать на поверхности жидкости для пропуска расхода  $Q = 7,5$  л/с, если плотность жидкости  $\rho = 850$  кг/м<sup>3</sup>, длина насадка  $l = 200$  мм?

10.17. Жидкость вытекает из открытого резервуара в атмосферу (рис. 10.8) через малое отверстие в тонкой стенке диаметром  $d = 35$  мм с расходом  $Q = 1,7$  л/с. Определить дальность полета струи, если центр отверстия расположен на высоте  $h = 50$  см от пола.

10.18. Вода вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через внешний цилиндрический насадок диаметром  $d = 25$  мм и длиной  $l = 120$  мм (рис. 10.10). Избыточное давление на свободной поверхности жидкости  $p_{\text{от}} = 16$  кПа, расход жидкости  $Q = 2,5$  л/с. Определить глубину воды в резервуаре.

10.19. Определить площадь отверстия, если глубина воды в баке с вертикальными стенками изменилась от  $H_1 = 4$  м до  $H_2 = 1$  м за время  $t = 120$  с. Площадь бака  $\Omega = 1500$  см<sup>2</sup>.

10.20. Вода вытекает из закрытого резервуара в атмосферу (рис. 10.7) через донное отверстие. Избыточное давление на свободной поверхности жидкости  $p_{\text{от}} = 8,5$  кПа, глубина погружения отверстия  $h = 0,5$  м. Определить диаметр отверстия, если расход жидкости  $Q = 4,5$  м<sup>3</sup>/сут.

10.21. Открытый резервуар с вертикальными стенками опоражнивается через внешний цилиндрический насадок диаметром  $d = 2,5$  см. Через 35 с напор составил  $H = 1,5$  м. Определить расход в начальный момент времени, если площадь поперечного сечения резервуара  $\Omega = 1,75$  м<sup>2</sup>. Насадок присоединен к отверстию на боковой стенке резервуара.

10.22. Жидкость вытекает из открытого резервуара через отверстие диаметром  $d = 30$  мм при постоянном напоре  $h = 0,65$  м (рис. 10.12). Определить, с каким диаметром необходимо присоединить цилиндрический внешний насадок длиной  $l = 120$  мм для пропуски того же расхода.

10.23. Жидкость вытекает из открытого резервуара в атмосферу (рис. 10.8) через малое отверстие в тонкой стенке диаметром  $d = 25$  мм под напором  $H = 0,7$  м. Центр отверстия расположен на высоте  $h = 65$  см от пола. На сколько увеличится дальность полета струи, если отверстие заменить коноидальным насадком того же диаметра.

10.24. Жидкость вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через внешний цилиндрический насадок диаметром  $d = 12$  мм и длиной  $l = 60$  мм (рис. 10.10). Глубина воды в резервуаре  $h = 0,45$  м. Какое избыточное дав-

ление необходимо создать на поверхности жидкости для пропуска расхода  $Q = 1,5$  л/с, если относительная плотность жидкости  $\delta = 0,9$ ?

10.25. Вода вытекает из открытого резервуара через внешний цилиндрический насадок в атмосферу (рис. 10.9) при постоянной глубине  $h$  с расходом  $Q = 1,8$  л/с. Диаметр насадка  $d = 1,5$  см, длина  $l = 7,5$  см. Определить, на сколько нужно изменить глубину для пропуска того же расхода, если насадок заменить на цилиндрический внутренний с тем же диаметром.

10.26. Определить время, за которое глубина воды в цилиндрическом вертикально расположенном баке (рис. 10.12) понизится на 5 см при истечении жидкости в атмосферу через донное отверстие. Диаметр отверстия  $d = 5$  см, диаметр бака  $D = 0,8$  м, глубина воды в баке  $h = 1,5$  м. В начальный момент бак наполнен водой до краев.

10.27. Жидкость вытекает из открытого резервуара через донное отверстие диаметром  $d = 18$  мм при постоянном напоре  $H = 0,95$  м. Определить, на сколько изменится расход, если к отверстию присоединить внешний цилиндрический насадок того же диаметра и длиной  $l = 90$  мм (рис. 10.12).

10.28. Вода вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через внутренний цилиндрический насадок (рис. 10.11). Глубина погружения насадка  $h = 75$  см, избыточное давление на свободной поверхности жидкости  $p_{0и} = 17,5$  кПа. Определить необходимый диаметр насадка для пропуска расхода жидкости  $Q = 4,1$  л/с.

10.29. Жидкость вытекает из открытого резервуара в атмосферу (рис. 10.8) через малое отверстие в тонкой стенке диаметром  $d = 3$  см. Дальность полета струи составляет 1 м. Отверстие расположено на высоте  $h = 0,75$  м от пола. Определить расход жидкости через отверстие.

10.30. Бак с водой опоражнивается через малое отверстие в тонкой стенке (рис. 10.12). Диаметр отверстия  $d = 1,5$  см, а диаметр бочки  $D = 85$  см. Найти расход воды в начальный момент времени, если полное опорожнение бака произошло за 20 мин.

10.31. Определить время наполнения мерного бака объемом  $V = 0,02$  м<sup>3</sup>, если истечение происходит при постоянном уровне воды через внешний цилиндрический насадок диаметром  $d = 0,02$  м при избыточном



давлении на поверхности воды  $p_{0и} = 30 \text{ кПа}$  (рис. 10.13). Глубина погружения насадка  $h = 2,4 \text{ м}$ .

10.32. Через водоспуск плотины, имеющей форму цилиндрического насадка, протекает вода с расходом  $Q = 2,3 \text{ м}^3/\text{с}$  при постоянных уровнях (рис. 10.14). Определить диаметр водоспуска, если  $h_1 = 12,0 \text{ м}$ ,  $h_2 = 2,0 \text{ м}$ .

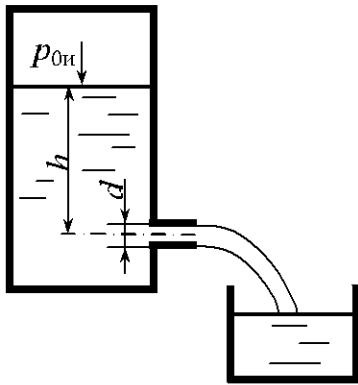


Рис. 10.13

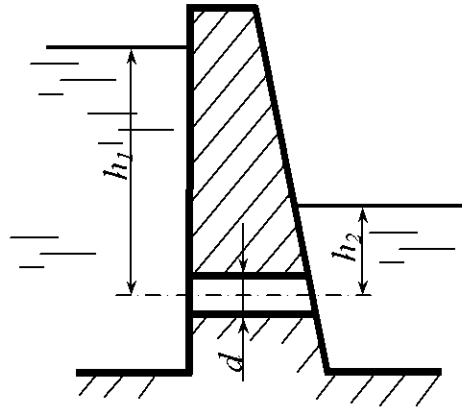


Рис. 10.14

10.33. Через отверстие в тонкой боковой стенке вытекает вода под напором  $H = 16 \text{ м}$ . Изменится ли расход, если к отверстию подсоединить внешний цилиндрический насадок с тем же диаметром?

10.34. Из резервуара происходит истечение воды при переменном напоре через внешний цилиндрический насадок диаметром  $d = 6 \text{ см}$ , установленный на боковой поверхности резервуара. Определить время истечения  $10 \text{ м}^3$  воды, если площадь поперечного сечения резервуара  $5 \text{ м}^2$ , а начальный напор  $H_1 = 15 \text{ м}$ .

10.35. Какая глубина  $h$  установится в баке, если в него подается вода с постоянным расходом  $Q = 0,002 \text{ м}^3/\text{с}$ ? Из бака происходит истечение воды через отверстие в дне и внутренний цилиндрический насадок, установленный на боковой поверхности бака. Диаметры отверстия и насадка равны  $d = 0,02 \text{ м}$ . Величина  $z = 0,3 \text{ м}$  (рис. 10.15).

10.36. По короткой трубе диаметром  $d = 0,10 \text{ м}$  из одного резервуара в другой перетекает бензин ( $\rho_б = 800 \text{ кг/м}^3$ ). Определить начальный расход, если  $h_1 = 2,0 \text{ м}$ ,  $h_2 = 0,5 \text{ м}$ , избыточное давление в одном резервуаре  $p_{0и} = 0,2 \cdot 10^5 \text{ Па}$  (рис. 10.16).

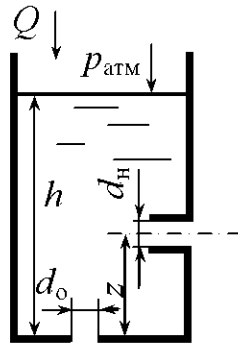


Рис. 10.15

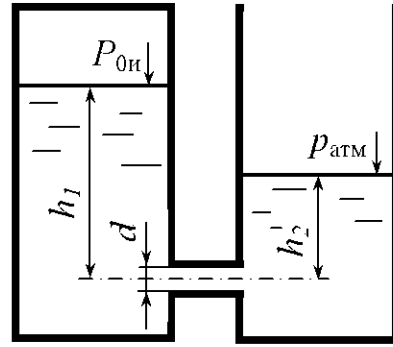


Рис. 10.16

10.37. Из закрытого резервуара вода вытекает через отверстие диаметром  $d_o = 0,02\text{ м}$  и внешний цилиндрический насадок диаметром  $d_n = 0,02\text{ м}$ . Определить избыточное давление в резервуаре, если разность расходов через насадок и отверстие  $\Delta Q = 7 \cdot 10^{-4}\text{ м}^3/\text{с}$ , а глубина  $h = 1,5\text{ м}$  (рис. 10.17).

10.38. Определить расход воды  $Q$  через отверстие диаметром  $d = 0,08\text{ м}$ , коэффициент расхода которого  $\mu = 0,65$ , если показание манометра  $p_m = 150\text{ кПа}$  и высота установки манометра над осью отверстия  $h = 1,5\text{ м}$  (рис. 10.18).

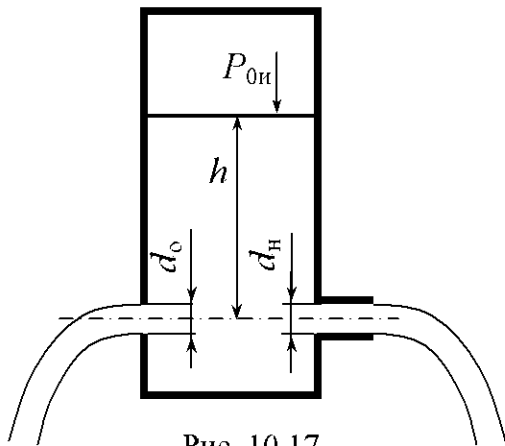


Рис. 10.17

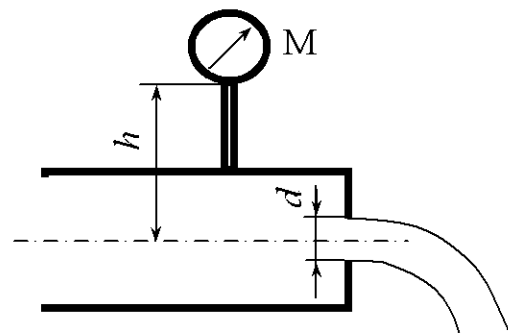


Рис. 10.18

10.39. Два резервуара с избыточным давлением  $p_{0и1} = 1,0 \cdot 10^5\text{ Па}$  и  $p_{0и2} = 0,6 \cdot 10^5\text{ Па}$  соединены между собой короткой трубкой диаметром  $d = 20\text{ мм}$ . Определить расход воды в трубе, если  $h_1 = 0,5\text{ м}$  и  $h_2 = 1,4\text{ м}$  (рис. 10.19).

10.40. В бак, разделенный тонкой перегородкой на два отсека, поступает вода с расходом  $Q = 0,028 \text{ м}^3/\text{с}$ . В перегородке имеется отверстие диаметром  $d_1 = 0,10 \text{ м}$ . Из второго отсека вода выливается через внешний цилиндрический насадок диаметром  $d_2 = 0,08 \text{ м}$ . Определить  $h_1$  и  $h_2$  (рис. 10.20).

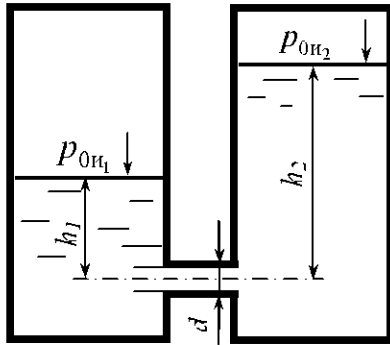


Рис. 10.19

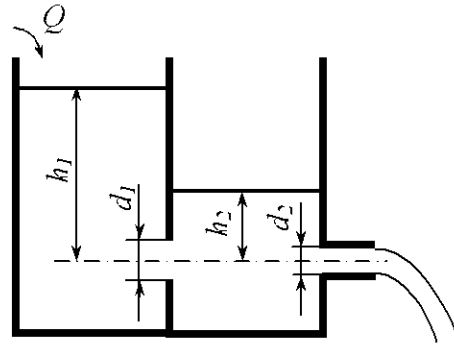


Рис. 10.20

10.41. Определить коэффициенты расхода, скорости, сжатия и сопротивления при истечении воды в атмосферу через отверстие диаметром  $d = 10 \text{ мм}$  под напором  $H = 2 \text{ м}$ , если расход  $Q = 0,294 \text{ л/с}$ , дальность полета струи  $l = 3 \text{ м}$ . Отверстие расположено на высоте  $h = 1,2 \text{ м}$  от пола (рис. 10.8).

10.42. Пренебрегая потерями напора, определить начальную скорость истечения воды из сосуда, заполненного слоями воды и масла ( $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$ ) одинаковой высоты  $h = 1 \text{ м}$ . Определить начальную скорость истечения при заполнении сосуда только маслом до уровня  $2h$  (рис. 10.21).

10.43. Из открытого бака вода вытекает через малое отверстие в атмосферу. Глубина воды в баке  $h = 3 \text{ м}$  поддерживается постоянной. При какой высоте  $h_1$  отверстия от пола дальность падения струи  $l$  будет максимальной (рис. 10.22)?

10.44. Из открытого бака вода вытекает через два малых отверстия в атмосферу. Глубина воды в баке  $h = 3 \text{ м}$  поддерживается постоянной. При какой высоте  $h_2$  расположения второго отверстия дальность струи из него будет такой же, как и из первого отверстия, расположенного на высоте  $h_1 = 1 \text{ м}$  от пола (рис. 10.23)?

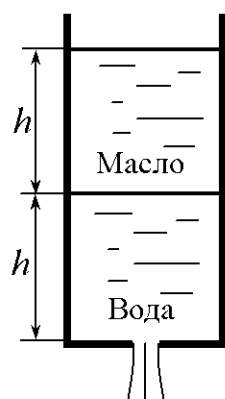


Рис. 10.21

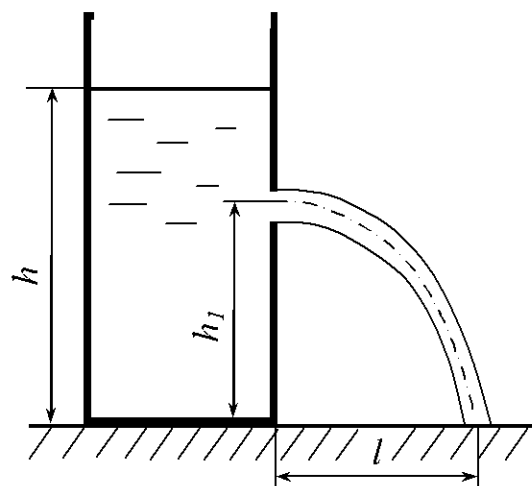


Рис. 10.22

10.45. Из открытого бака вода вытекает через малое отверстие в атмосферу. Высота наполнения резервуара  $h = 1,5$  м (рис. 10.22). Определить, на какой высоте  $h_1$  расположено отверстие при условии, что дальность струи будет наибольшая.

10.46. Из открытого бака (рис. 10.23) вода вытекает через два малых отверстия в атмосферу. Одно отверстие расположено на расстоянии  $h_2 = 2$  м, другое  $h_1 = 3$  м. Определить, при какой глубине воды в резервуаре дальность струи для обоих отверстий будет одинаковой.

10.47. Цилиндрическая бочка радиусом  $r$  и высотой  $h = 1$  м залита водой (рис. 10.24), давление на свободной поверхности которой равно атмосферному. Определить время опорожнения бочки через отверстие диаметром  $d = 2$  см при горизонтальном ее положении.

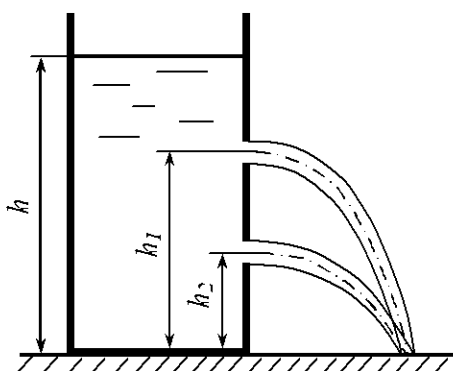


Рис. 10.23

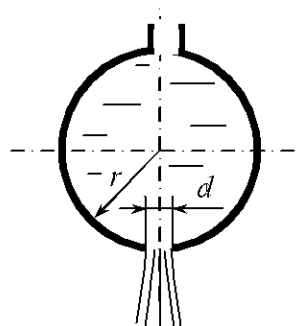


Рис. 10.24

10.48. На поршень диаметром  $D = 100$  мм (рис. 10.25) действует сила  $P = 1$  кН. Определить скорость движения поршня при диаметре отверстия в поршне  $d = 2$  мм и толщине поршня  $a = 8$  мм. Противодвижением воды, прошедшей через поршень, и трением поршня пренебречь.

10.49. Определить расход воды через цилиндрический насадок, если температура вытекающей воды равна  $80$  °С, диаметр насадка  $d = 0,02$  м, глубина погружения насадка  $h = 2,4$  м; избыточное давление на поверхности  $p_{0и} = 60$  кПа (рис. 10.12).

10.50. Определить силу давления  $P$  на поршень, если скорость движения поршня  $v = 1$  мм/с, диаметр отверстия в поршне  $d = 2$  мм, толщина поршня  $a = 8$  мм, диаметр поршня  $D = 100$  мм. Трением поршня о цилиндр и противодействием воды над поршнем пренебречь (рис. 10.25).

10.51. Из бака при постоянном напоре вытекает вода через внешний цилиндрический насадок диаметром  $d = 20$  мм. Определить расход, если давление в насадке равно  $70$  кПа.

10.52. Определить расход и давление в отверстии плотины, если  $d = 0,5$  м,  $l = 2$  м,  $H = 8,5$  м (рис. 10.26).

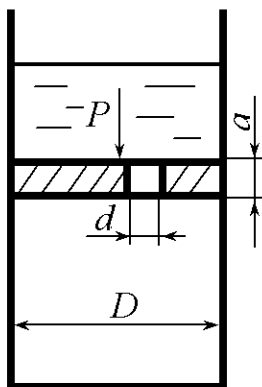


Рис. 10.25

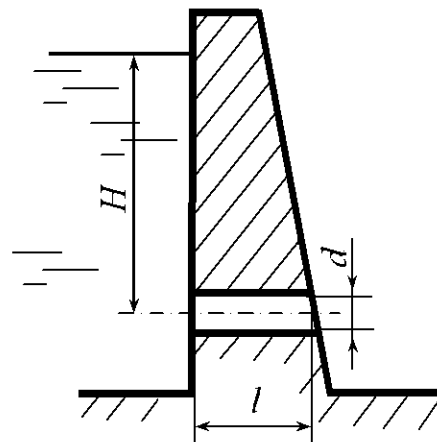


Рис. 10.26

10.53. Из водохранилища вода вытекает через отверстие в плотине диаметром  $d = 0,5$  м (рис. 10.26). Определить время, за которое уровень воды в водохранилище понизится на  $0,5$  м, если начальный напор  $H = 6$  м, толщина плотины  $2$  м, при условии, что площадь поверхности воды в водохранилище, равная  $0,200$  км<sup>2</sup>, не изменится с изменением уровня.

10.54. Водоспуск плотины пропускает расход  $Q = 2 \text{ м}^3/\text{с}$  при перепаде уровней  $h_1 - h_2 = 10 \text{ м}$  (рис. 10.14). Определить необходимый диаметр водоспуска  $d$  и минимальное затопление  $h_2$ , чтобы вакуум внутри водоспуска был меньше  $p_v = 4 \cdot 10^4 \text{ Па}$ . При решении водоспуск считать как внешний цилиндрический насадок.

10.55. Мазут подается в топку котла с расходом  $M = 100 \text{ кг/ч}$  (рис. 10.27). Для сжигания мазута требуется воздух в количестве  $V = 8,7 \text{ м}^3/\text{кг}$ . Определить необходимые диаметры каналов для подачи воздуха и мазута, если мазут подается под давлением  $p_m = 2,5 \text{ кг/см}^2$ , а воздух – под давлением 200 мм вод. ст. Коэффициенты скорости и расхода принять  $\varphi = \mu = 0,82$ . Плотность мазута  $\rho_m = 850 \text{ кг/м}^3$ , воздуха  $\rho_v = 1,2 \text{ кг/м}^3$ .

10.56. Сопло фонтана, представляющее собой отрезок трубы длиной  $l = 60 \text{ мм}$  с внутренним диаметром  $d = 15 \text{ мм}$ , установлено в трубе с внутренним диаметром  $d_1 = 30 \text{ мм}$ , по которой подается вода к соплу (рис. 10.28). Определить высоту подъема фонтана с учетом скорости подхода к соплу, если давление перед соплом составляет  $0,5 \cdot 10^5 \text{ Па}$ . Сопротивлением воздуха пренебречь.

10.57. Сосуд заполнен слоями воды и масла ( $\rho_m = 800 \text{ кг/м}^3$ ) одинаковой высоты  $h = 1 \text{ м}$  (рис. 10.21). Определить конечную скорость истечения воды и начальную скорость истечения масла.

10.58. Определить расход воды через вертикально установленный внешний цилиндрический насадок, если диаметр насадка  $d = 2 \text{ см}$ , длина насадка  $l = 10 \text{ см}$ . Глубина расположения входного отверстия насадка  $h = 1,0 \text{ м}$  (рис. 10.29).

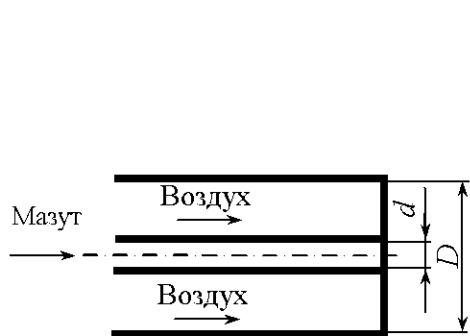


Рис. 10.27

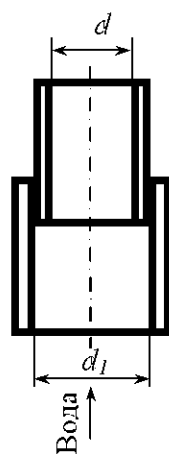


Рис. 10.28

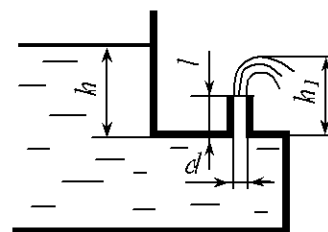


Рис. 10.29

10.59. Сосуд заполнен слоями воды и масла ( $\rho_m = 800 \text{ кг/м}^3$ ) одинаковой высоты  $h = 1 \text{ м}$  (рис. 10.21). Определить время опорожнения сосуда, если диаметр отверстия  $d = 2 \text{ см}$ , площадь горизонтального сечения сосуда  $\Omega = 1 \text{ м}^2$ .

10.60. Определить высоту подъема фонтана  $h_1$ , если диаметр внешнего цилиндрического насадка  $d = 2 \text{ см}$ , длина насадка  $l = 10 \text{ см}$ . Глубина расположения входного отверстия насадка  $h = 0,8 \text{ м}$  (рис. 10.29).

## 11. РАВНОМЕРНОЕ ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ОТКРЫТЫХ РУСЛАХ (КАНАЛАХ)

### Общие сведения

Открытые русла классифицируются:

1. По площади живого сечения потока – на призматические (форма и размеры элементов поперечного сечения постоянны, площадь живого сечения потока меняется только с изменением глубины) и непризматические (форма русла, геометрические размеры какого-либо элемента поперечного сечения меняются по длине потока);

2. По форме поперечного сечения – правильной формы (треугольные, прямоугольные, круговые и т.п.) и неправильной формы (русла составного профиля);

3. По величине продольного уклона – с прямым уклоном дна ( $i > 0$ ), горизонтальные ( $i = 0$ ), с обратным уклоном ( $i < 0$ ).

В руслах трапецеидального поперечного сечения (каналах) (рис.11.1):

площадь живого сечения

$$\omega = \left( b + \frac{m_1 + m_2}{2} h \right) h ; \quad (11.1)$$

ширина русла по свободной поверхности потока

$$B = b + (m_1 + m_2)h ; \quad (11.2)$$

смоченный периметр

$$\chi = b + h \left( \sqrt{1 + m_1^2} + \sqrt{1 + m_2^2} \right) ; \quad (11.3)$$

гидравлический радиус

$$R = \frac{\omega}{\chi} , \quad (11.4)$$

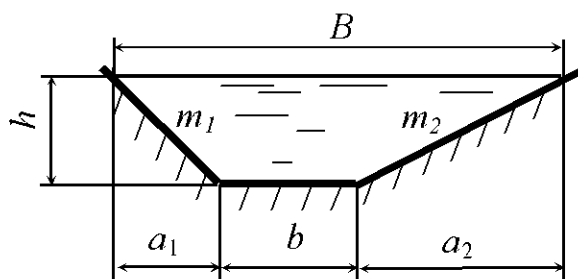


Рис. 11.1

где  $b$  – ширина канала по дну;  $m_1, m_2$  – коэффициенты заложения откосов,

$$m_1 = \frac{a_1}{h} , \quad m_2 = \frac{a_2}{h} ;$$

$h$  – глубина воды в канале.



При определении геометрических параметров элементов русел прямоугольного и треугольного поперечных сечений следует пользоваться теми же зависимостями, принимая для прямоугольных  $m = 0$ , а для треугольных  $b = 0$ .

Для русел криволинейного поперечного сечения определение элементов живого сечения потока весьма сложный процесс. При расчете типовых сечений (круглого и параболического) используются вспомогательные таблицы, приведенные в прил. 9.

Для русел круглого поперечного сечения (рис. 11.2) радиусом  $r$  в прил. 9 в зависимости от относительной глубины наполнения  $\Delta = h/r$  приводятся относительные – площадь живого сечения  $\omega' = \omega/r^2$ , смоченный периметр  $\chi' = \chi/r$ , ширина русла по свободной поверхности потока  $B' = B/r$ , гидравлический радиус  $R' = R/r$ . Задачи, связанные с определением необходимой степени заполнения поперечного сечения трубы, при заданном расходе решаются подбором.

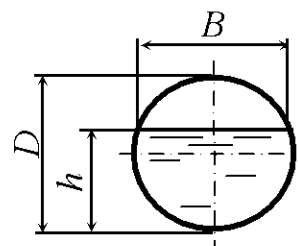


Рис. 11.2

Для русел параболического поперечного сечения (рис. 11.3), описываемых уравнением

$$x^2 = 2py \quad (11.5)$$

соответствующие относительные характеристики выражаются как  $\omega' = \omega/p^2$ ,  $\chi' = \chi/p$ ,  $B' = B/p$ ,  $R' = R/p$ , где  $p$  – параметр параболы. Их значения приведены в прил. 9.

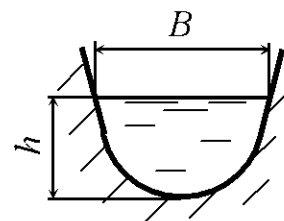


Рис. 11.3

При равномерном движении потока в открытом русле средняя в сечении скорость определяется по формуле Шези

$$v = C\sqrt{Ri} \quad (11.6)$$

где  $C$  – коэффициент Шези;  $R$  – гидравлический радиус;  $i$  – уклон дна русла.

Коэффициент Шези  $C$  зависит от шероховатости стенок и дна, формы и размеров русла. Его используют при расчете открытых русел, шероховатость стенок которых соответствует зоне квадратичного сопротивления. Для открытых русел при определении коэффициента Шези используется формула Павловского:

$$C = \frac{1}{n} R^y, \quad (11.7)$$

где  $n$  – коэффициент шероховатости русла;  $y$  – переменный показатель степени.

Показатель степени  $y$  зависит от шероховатости и размеров русла. При расчете открытых русел можно принимать  $y = \frac{1}{6} \dots \frac{1}{4}$ . Более подробно расчет открытых русел изложен в работах [9, 16, 17].

Величина  $W = C\sqrt{R}$  называется скоростной характеристикой, с учетом этого скорость потока

$$v = W\sqrt{i}. \quad (11.8)$$

Соответственно расход воды в русле

$$Q = \omega v = \omega W\sqrt{i}. \quad (11.9)$$

По формуле Н.Н. Павловского

$$W = \frac{1}{n} R^z, \quad (11.10)$$

где  $n$  – коэффициент шероховатости русла;  $z$  – показатель степени,

$$z = 0,37 + 2,5\sqrt{n} - 0,75(\sqrt{n} - 0,1)\sqrt{R}. \quad (11.11)$$

Величина  $K = \omega W$  называется расходной характеристикой, с учетом этого расход

$$Q = K\sqrt{i}. \quad (11.12)$$

Значения скоростной характеристики  $W$  приведены в прил. 9.

Каналы, сечение которых при неизменной площади  $\omega$  характеризуются наименьшим значением смоченного периметра  $\chi_{\min}$  и, следовательно, наибольшим значением гидравлического радиуса  $R_{\max}$ , согласно формуле Шези (11.6) обладают наибольшей пропускной способностью при равномерном движении. Такое сечение канала называется **гидравлически наимыгоднейшим**. Оно также может быть определено как сечение с наименьшей площадью  $\omega$  и наибольшей средней скоростью течения  $v$  при заданных значениях  $i, n, Q$ .

На сооружение каналов с гидравлически наивыгоднейшими сечениями затрачивается минимум земляных работ (площадь сечения) или минимум работ по укреплению дна и берегов (смоченный периметр). Из различных форм живого сечения наиболее выгодным будет полукруглое сечение, так как в этом случае при заданной площади будет наименьший смоченный периметр. На практике чаще всего делают трапециевидальные или параболические сечения, так как полукруг имеет в верхней части вертикальные стенки и требует бетонного или железобетонного укрепления.

Относительная ширина по дну  $\beta = \frac{b}{h}$  гидравлически наивыгоднейшего профиля каналов трапециевидальной формы приведена в табл. 11.1.

Таблица 11.1

Значение  $\beta$  в зависимости от коэффициента заложения откосов  $m$

$m$	$\beta$	$m$	$\beta$	$m$	$\beta$	$m$	$\beta$
0,00	2,00	0,25	1,562	1,00	0,828	2,00	0,472
0,10	1,81	0,50	1,236	1,25	0,702	2,50	0,385
0,20	1,64	0,75	1,000	1,50	0,606	3,00	0,325

Для того чтобы не происходило размыва русла канала после его постройки и не было преждевременного разрушения, при гидравлических расчетах каналов нужно знать максимально допустимые скорости течения для рассматриваемых расчетных условий (табл. 11.2). Расчетная скорость течения в канале должна быть несколько меньше максимальной допустимой скорости.

Таблица 11.2

Значения максимальных допустимых скоростей течения для грунтов и креплений

Вид грунта или крепления	Максимальная допустимая скорость, м/с, при средней глубине потока, м			
	0,4	1	2	$\leq 3$
Малоплотные глины и суглинки	0,33	0,4	0,46	0,5
Среднеплотные глины	0,7	0,85	0,95	1,1
Плотные глины и суглинки	1,0	1,2	1,4	1,5
Дерн:				
плашмя	0,6	0,8	0,9	1
свежий (в стенку)	1,5	1,8	2	2,2
Хворостяное	1,8	2,2	2,5	2,7
Мостовое:				
одиночное с размером камня 0,2 м	2,5 ... 2,9	3 ... 3,5	3,5 ... 4	3,8 ... 4,3
двойное с размером камня 0,2 м	3,1 ... 3,6	3,7 ... 4,3	4,3 ... 5	4,6 ... 5,4

Продолжение табл. 11.2

Вид грунта или крепления	Максимальная допустимая скорость, м/с при средней глубине потока, м			
	0,4	1	2	≤ 3
Бетон и железобетон	4,2 ... 8,5	5 ... 9	5,7 ... 10	6 ... 11
Деревянные лотки, каналы гладкие (течение вдоль волокон)	8 ... 12	10 ... 10	12 ... 17	14 ... 18

При расчете канала нужно знать и минимальную допустимую скорость, при которой исключается заиливание канала.

Минимальную допустимую скорость в канале определяют по формуле

$$v_{\min} \geq aR^{0,5}. \quad (11.13)$$

Значения коэффициента  $a$  приведены в табл. 11.3

Таблица 11.3

Значения коэффициента  $a$

Вид песчаного наноса	Коэффициент $a$
Крупный	0,65 ... 0,77
Средний	0,58 ... 0,64
Мелкий	0,41 ... 0,45
Очень мелкий	0,37 ... 0,41

### Примеры решения задач

**Задача 11.1.** Определить шероховатость стенок тоннеля круглого поперечного сечения для пропуска расхода  $Q = 14,8 \text{ м}^3/\text{с}$  (рис. 11.2) при следующих данных: радиус  $r = 2,5 \text{ м}$ , глубина наполнения  $h = 3,0 \text{ м}$ , уклон дна  $i = 0,0004$ .

*Решение.* Определяем относительную глубину наполнения

$$\Delta = \frac{h}{r} = \frac{3}{2,5} = 1,2.$$

По прил. 9 находим относительную площадь живого сечения  $\omega' = 1,968$  и относительный гидравлический радиус  $R' = 0,555$  при  $\Delta = 1,2$ .

Вычисляем значение площади живого сечения:

$$\omega = \omega' r^2 = 1,968 \cdot 2,5^2 = 12,3 \text{ м}^2.$$

Вычисляем значение гидравлического радиуса:

$$R = R' r = 0,555 \cdot 2,5 = 1,4 \text{ м}.$$

Из формулы (11.9) выражаем скоростную характеристику

$$W = \frac{Q}{\omega\sqrt{i}} = \frac{14,8}{12,3\sqrt{0,0004}} = 60,2 \text{ м/с.}$$

По табл. 9.3 прил. 9 при  $R=1,4$  м и скоростной характеристике  $W = 60,2$  м/с находим значение коэффициента шероховатости  $n = 0,02$ .

**Задача 11.2.** Определить глубину воды в трапециевидальном канале (рис.11.1) при следующих данных: расход  $Q = 9,5$  м<sup>3</sup>/с, ширина канала по дну  $b = 2,5$  м, коэффициенты заложения откосов  $m_1 = 2,0$ ,  $m_2 = 2,25$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,018$ , уклон дна канала  $i = 0,003$ .

*Решение.* Задаваясь различными значениями глубины канала  $h$ , по формулам (11.1)–(11.4) вычисляем гидравлические элементы  $\chi, \omega, R$ . По прил. 9 находим значения скоростной характеристики  $W$  и по формуле (11.9) вычисляем расход  $Q$ . Результаты вычислений представлены в таблице:

$h, \text{ м}$	$\chi, \text{ м}$	$\omega, \text{ м}^2$	$R, \text{ м}$	$W, \text{ м/с}$	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$
0,8	6,26	3,7	0,591	38,7	7,88
0,9	6,73	3,97	0,590	38,7	8,44
1	7,2	4,625	0,64	40,9	10,4
1,1	7,67	5,09	0,66	41,8	11,7

По данным таблицы строим график зависимости  $Q = f(h)$ . По графику находим: при  $Q = 9,5$  м<sup>3</sup>/с  $h = 0,96$  м.

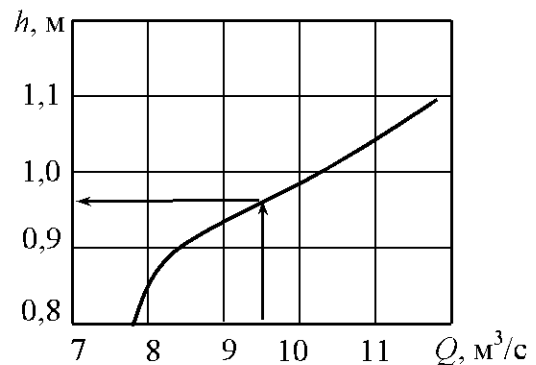


Рис. 11.4

### Задачи для самостоятельного решения

11.1. Определить расход воды в трапециевидальном канале (рис.11.1) при следующих данных: ширина канала по дну  $b = 2,5$  м, глубина наполнения  $h = 1,1$  м, коэффициенты заложения откосов  $m_1 = 2,25$ ,  $m_2 = 1,75$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,0225$ , уклон дна канала  $i = 0,0005$ .

11.2. Определить скорость воды в треугольном канале (рис. 11.5) при следующих данных: глубина наполнения  $h = 0,75$  м, коэффициент заложения откосов  $m = 2,5$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,014$ , уклон дна канала  $i = 0,00045$ .

11.3. Определить глубину воды в трубе круглого поперечного сечения (рис. 11.2) при следующих данных: радиус  $r = 1,5$  м, расход  $Q = 10$  м<sup>3</sup>/с, коэффициент шероховатости  $n = 0,012$ , уклон трубы  $i = 0,0015$ .

11.4. Определить, какой уклон необходимо придать дну треугольного канала для пропуска расхода  $Q = 1,5$  м<sup>3</sup>/с (рис. 11.5) при следующих данных: глубина наполнения  $h = 95$  см, коэффициент заложения откосов  $m = 1,75$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,025$ .

11.5. Определить расход воды в треугольном канале (рис. 11.6) при следующих данных: глубина наполнения  $h = 0,65$  м, коэффициенты заложения откосов  $m_1 = 2,25$ ,  $m_2 = 1,75$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,018$ , уклон дна канала  $i = 0,003$ .

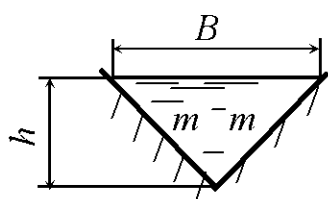


Рис. 11.5

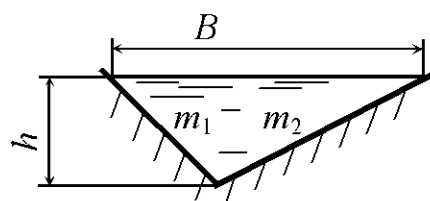


Рис. 11.6

11.6. Определить глубину воды в треугольном канале (рис. 11.6) при следующих данных: расход  $Q = 4,3$  м<sup>3</sup>/с, коэффициенты заложения откосов  $m_1 = 1,5$ ,  $m_2 = 2,0$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,025$ , уклон дна канала  $i = 0,00045$ .

11.7. Определить скорость воды в лотке параболического поперечного сечения (рис. 11.3) при следующих данных: параметр  $p = 1$  м, глубина наполнения  $h = 1,2$  м, коэффициент шероховатости  $n = 0,011$ , уклон дна тоннеля  $i = 0,0025$ .

11.8. Определить какой уклон необходимо придать дну треугольного канала (рис. 11.6) для пропуска расхода  $Q = 2,5$  м<sup>3</sup>/с при следующих данных: глубина наполнения  $h = 125$  см, коэффициенты заложения откосов  $m_1 = 1,25$ ,  $m_2 = 2,75$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,025$ .

11.9. Определить скорость воды в трапецидальном канале (рис. 11.1) при следующих данных: ширина канала по дну  $b = 2$  м, глубина наполнения  $h = 0,5$  м, коэффициенты заложения откосов  $m_1 = 1,25$ ,  $m_2 = 1,75$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,04$ , уклон дна канала  $i = 0,001$ .

11.10. Определить расход воды в треугольном канале (рис. 11.5) при следующих данных: глубина наполнения  $h = 0,5$  м, коэффициент заложения откосов  $m = 2,5$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,015$ , уклон дна канала  $i = 0,0003$ .

11.11. Определить глубину воды в трапецидальном канале (рис. 11.1) при следующих данных: расход  $Q = 4,5$  м<sup>3</sup>/с, ширина канала по дну  $b = 3$  м, коэффициенты заложения откосов  $m_1 = 1,5$ ,  $m_2 = 2,5$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,025$ , уклон дна канала  $i = 0,0045$ .

11.12. Определить, какой уклон необходимо придать дну трапецидального канала (рис. 11.7) для пропуска расхода  $Q = 2$  м<sup>3</sup>/с при следующих данных: ширина канала по дну  $b = 1,5$  м, глубина наполнения  $h = 95$  см, коэффициент заложения откоса  $m = 1,75$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,025$ .

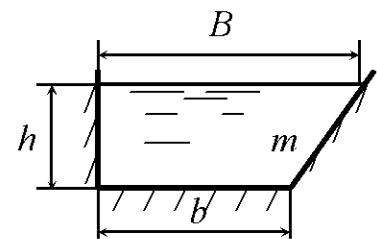


Рис. 11.7

11.13. Определить, какой уклон необходимо придать дну трапецидального канала (рис. 11.1) для пропуска расхода  $Q = 2,5$  м<sup>3</sup>/с при следующих данных: ширина канала по дну  $b = 1,5$  м, глубина наполнения  $h = 145$  см, коэффициенты заложения откосов  $m_1 = 1,25$ ,  $m_2 = 2,75$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,025$ .

11.14. Определить, какую шероховатость необходимо придать стенкам треугольного канала (рис. 11.5) для пропуска расхода  $Q = 1,9$  м<sup>3</sup>/с при следующих данных: глубина наполнения  $h = 125$  см, коэффициент заложения откосов  $m = 1,25$ , уклон дна канала  $i = 0,0012$ .

11.15. Определить скорость воды в трапецидальном канале (рис. 11.7) при следующих данных: ширина канала по дну  $b = 5$  м, глубина наполнения  $h = 1,3$  м, коэффициент заложения откоса  $m = 2,5$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,011$ , уклон дна канала  $i = 0,0045$ .

11.16. Определить расход воды в трапецидальном канале (рис. 11.7) при следующих данных: ширина канала по дну  $b = 2,5$  м, глубина наполнения  $h = 0,5$  м, коэффициент заложения откоса  $m = 2,5$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,015$ , уклон дна канала  $i = 0,0003$ .

11.17. Определить, какой уклон необходимо придать лотку параболического поперечного сечения (рис. 11.3) для пропуска расхода  $Q = 57$  м<sup>3</sup>/с при следующих данных: параметр  $p = 4$  м, глубина наполнения  $h = 408$  см, коэффициент шероховатости  $n = 0,025$ .

11.18. Определить глубину воды в трапецидальном канале (рис. 11.7) при следующих данных: ширина канала по дну  $b = 4,5$  м, расход  $Q = 10$  м<sup>3</sup>/с, коэффициент заложения откосов  $m = 1,5$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,012$ , уклон дна канала  $i = 0,0015$ .

11.19. Определить шероховатость стенок в лотке параболического поперечного сечения (рис. 11.3) при следующих данных: расход  $Q = 0,224$  м<sup>3</sup>/с, параметр  $p = 0,2$  м, глубина наполнения  $h = 56$  см, уклон дна  $i = 0,0009$ .

11.20. Определить, какую шероховатость необходимо придать стенкам трапецидального канала (рис. 11.7) для пропуска расхода  $Q = 4,5$  м<sup>3</sup>/с при следующих данных: ширина канала по дну  $b = 3,7$  м, глубина наполнения  $h = 125$  см, коэффициент заложения откосов  $m = 1,25$ , уклон дна канала  $i = 0,00075$ .

11.21. Определить скорость воды в треугольном канале (рис. 11.6) при следующих данных: глубина наполнения  $h = 0,6$  м, коэффициенты заложения откосов  $m_1 = 1,5$ ,  $m_2 = 2,5$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,03$ , уклон дна канала  $i = 0,0015$ .

11.22. Определить расход в водосточной трубе круглого сечения (рис. 11.2) при следующих данных: радиус  $r = 0,6$  м, глубина наполнения  $h = 0,5$  м, коэффициент шероховатости  $n = 0,015$ , уклон дна  $i = 0,0005$ .

11.23. Определить глубину воды в треугольном канале (рис. 11.5) при следующих данных: расход  $Q = 2,3$  м<sup>3</sup>/с, коэффициент заложения откосов  $m = 1,5$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,0275$ , уклон дна канала  $i = 0,0015$ .



11.24. Определить, какую шероховатость необходимо придать стенкам треугольного канала (рис. 11.6) для пропуска расхода  $Q = 3 \text{ м}^3/\text{с}$  при следующих данных: глубина наполнения  $h = 155 \text{ см}$ , коэффициенты заложения откосов  $m_1 = 2,25$ ,  $m_2 = 1,75$ , уклон дна канала  $i = 0,0005$ .

11.25. Определить, какой уклон необходимо придать круглой трубе (рис. 11.2) для пропуска расхода  $Q = 53 \text{ м}^3/\text{с}$  при следующих данных: радиус  $r = 1,9 \text{ м}$ , глубина наполнения  $h = 209 \text{ см}$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,025$ .

11.26. Определить, какую шероховатость необходимо придать стенкам трапецеидального канала (рис. 11.1) для пропуска расхода  $Q = 4 \text{ м}^3/\text{с}$  при следующих данных: ширина канала по дну  $b = 5 \text{ м}$ , глубина наполнения  $h = 125 \text{ см}$ , коэффициенты заложения откосов  $m_1 = 1,5$ ,  $m_2 = 1,75$ , уклон дна канала  $i = 0,0001$ .

11.27. Определить скорость воды в тоннеле круглого поперечного сечения (рис. 11.2) при следующих данных: радиус  $r = 1,7 \text{ м}$ , глубина наполнения  $h = 3,06 \text{ м}$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,011$ , уклон дна тоннеля  $i = 0,0064$ .

11.28. Определить расход в лотке параболического поперечного сечения (рис. 11.3) при следующих данных: параметр  $p = 0,4 \text{ м}$ , глубина наполнения  $h = 1,04 \text{ м}$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,015$ , уклон дна  $i = 0,006$ .

11.29. Определить глубину воды в лотке параболического поперечного сечения (рис. 11.3) при следующих данных: параметр  $p = 0,35 \text{ м}$ , расход  $Q = 4 \text{ м}^3/\text{с}$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,012$ , уклон дна  $i = 0,0015$ .

11.30. Определить шероховатость стенок тоннеля круглого поперечного сечения (рис. 11.2) для пропуска расхода  $Q = 5,7 \text{ м}^3/\text{с}$  при следующих данных: радиус  $r = 2,8 \text{ м}$ , глубина наполнения  $h = 224 \text{ см}$ , уклон дна  $i = 0,000068$ .

11.31. Для русла круглого поперечного сечения радиусом  $r$  (рис. 11.2) определить относительную глубину заполнения  $h/r$ , при которой расход в русле будет максимальным.

11.32. Для русла трапецидального поперечного гидравлически наиболее выгодного сечения (рис. 11.1) с шириной по дну  $b = 2,5$  м определить ширину русла по свободной поверхности. Коэффициент заложения откосов  $m = 1,0$ .

11.33. Расход в лотке прямоугольного сечения  $Q = 1$  м<sup>3</sup>/с, средняя скорость течения воды  $v = 1$  м/с. Определить наименьшее значение смоченного периметра.

11.34. Для русла круглого поперечного сечения радиусом  $r$  (рис. 11.2) определить смоченный периметр, при котором расход в русле будет максимальным.

11.35. Расход воды в лотке прямоугольного сечения  $Q = 2$  м<sup>3</sup>/с, средняя скорость течения воды  $v = 1$  м/с. Определить наибольшее значение гидравлического радиуса.

11.36. Для русла круглого поперечного сечения радиусом  $r$  (рис. 11.2) определить площадь поперечного сечения потока, при котором расход в русле будет максимальным.

11.37. Определить размеры гидравлически наиболее выгодного прямоугольного сечения лотка, если расход в лотке  $Q = 2$  м<sup>3</sup>/с, скорость течения воды  $v = 1$  м/с.

11.38. Определить размеры гидравлически наиболее выгодного трапецидального поперечного сечения лотка, если глубина воды в лотке  $h = 1,0$  м, коэффициент заложения откосов  $m = 0,75$ .

11.39. Деревянный лоток ( $n = 0,13$ ) прямоугольного сечения шириной  $b = 0,5$  м, работающий с глубиной заполнения  $h = 0,4$  м при уклоне дна  $i = 0,012$ , должен быть заменен бетонным каналом ( $n = 0,017$ ) с такой же площадью живого сечения полукруглой формы. Какой уклон должен быть придан бетонному каналу для получения такого же расхода воды, как и в деревянном лотке?

11.40. При какой глубине заполнения  $h$  треугольный желоб, облицованный динасовым кирпичом ( $n = 0,025$ ), с углом  $90^\circ$  в основании при уклоне  $i = 0,001$  пропускает 120 кг/с жидкой стали ( $\rho = 7800$  кг/м<sup>3</sup>).

11.41. Сравнить пропускную способность облицованных бетоном ( $n = 0,017$ ) каналов с одинаковой площадью живого сечения потока, если форма сечения каналов – равносторонний треугольник и полукруг.

11.42. Сравнить пропускную способность облицованных бетоном ( $n = 0,017$ ) с одинаковой площадью гидравлически наивыгоднейших сечений каналов: прямоугольник и трапеция с коэффициентом заложения откосов  $m = 1$ .

11.43. Установить размеры и необходимый уклон канала с гидравлически наивыгоднейшей формой поперечного сечения канала, если расход воды  $Q = 14,0 \text{ м}^3/\text{с}$ , средняя скорость движения  $v = 3,5 \text{ м/с}$ , коэффициент заложения откосов  $m = 2,0$ . Канал облицован булыжником ( $n = 0,035$ ).

11.44. Водоподводящий канал длиной  $l = 2000 \text{ м}$ , связывающий между собой два водоема, имеющих разность уровней  $\Delta H = 1,5 \text{ м}$ , должен пропускать расход  $Q = 24,0 \text{ м}^3/\text{с}$ . Определить глубину заполнения канала при гидравлически наивыгоднейшем сечении, если канал прокладывается непосредственно в плотном грунте ( $n = 0,025$ ) с коэффициентом заложения откосов  $m = 1,75$ .

11.45. Какой уклон должен быть придан деревянному лотку ( $n = 0,013$ ) прямоугольного сечения шириной  $b = 0,6 \text{ м}$ , чтобы при глубине заполнения  $h = 0,3 \text{ м}$  пропускная способность его равнялась пропускной способности полукруглого железного канала с таким же живым сечением и уклоном дна  $i = 0,005$ .

11.46. Определить, при каком заполнении круглый бетонный самотечный трубопровод диаметром  $d = 1,2 \text{ м}$  с уклоном дна  $i = 0,008$  пропустит расход  $Q = 2,25 \text{ м}^3/\text{с}$ . Коэффициент шероховатости  $n = 0,017$ .

11.47. Определить расход воды в канале, облицованном бетоном ( $n = 0,017$ ), если радиус  $r = 1 \text{ м}$ , глубина заполнения канала  $h = 2 \text{ м}$ , уклон дна  $i = 0,00007$  (рис. 11.8).

11.48. Для русла круглого поперечного сечения радиусом  $r$  (рис. 11.2) определить относительную глубину заполнения  $h/r$ , при которой скорость течения в русле будет наибольшей.

11.49. Определить расход воды в реке шириной  $b = 320 \text{ м}$ , средней глубиной  $h = 1,2 \text{ м}$  с уклоном свободной поверхности воды  $i = 0,0001$ . Ко-

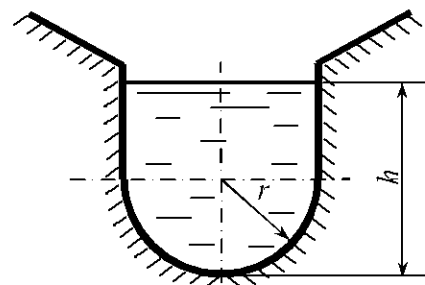


Рис. 11.8

коэффициент шероховатости  $n = 0,025$ . Гидравлический радиус принять равным  $h$ .

11.50. Определить, будет ли устойчива против размыва треугольная водосточная канава автомобильной дороги (рис. 11.6), если коэффициенты заложения откосов  $m_1 = 0,5$ ,  $m_2 = 2$ , глубина воды  $h = 0,18$  м, уклон канавы  $i = 0,004$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,025$ .

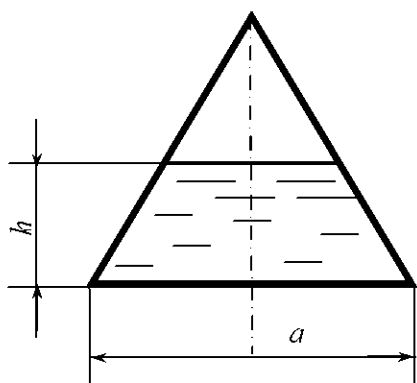


Рис. 11.9

11.51. Определить расход воды в водосточной деревянной трубе ( $n = 0,013$ ), сечение которой в виде равностороннего треугольника со стороной  $a = 1$  м (рис. 11.9), если глубина заполнения  $h = 0,5$  м, уклон дна трубы  $i = 0,00008$ .

11.52. Установить, заиливается ли русло, если коэффициент заложения откосов  $m = 2$ , ширина по дну  $b = 0$ , глубина потока  $h = 1$  м, расход  $Q = 3$  м<sup>3</sup>/с, грунт – крупный песок.

11.53. Установить глубину протекания потока и определить, будет ли размываться трапециевидальное русло, если площадь живого сечения потока  $\omega = 2,5$  м<sup>2</sup>, ширина русла по дну  $b = 1$  м, коэффициент заложения откосов  $m = 1,5$ , расход воды  $Q = 3,5$  м<sup>3</sup>/с, грунт – плотная глина.

11.54. По прямоугольному лотку ( $n = 0,025$ ), ширина которого по дну  $b = 1$  м, протекает вода с расходом  $Q = 1$  м<sup>3</sup>/с. Установить глубину потока, если уклон дна лотка  $i = 0,1$ . Как изменится расход при уменьшении уклона до  $i = 0,01$ .

11.55. Для русла, сечение которого представлено на рис. 11.8, построить зависимость скорости течения потока от глубины заполнения, если  $r = 1$  м,  $h = 2$  м, уклон дна  $i = 0,00007$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,025$ .

11.56. Определить расход воды в канале, если  $B_1 = 6,0$  м,  $B_2 = 4,0$  м,  $h_1 = 3,0$  м,  $h_2 = 1,0$  м, коэффициент шероховатости  $n = 0,017$ , уклон дна канала  $i = 0,0005$ .

11.57. Для сечения канала, которое представлено на рис. 11.10, построить зависимость расхода от глубины заполнения, если  $B_1 = 4,0$  м,  $B_2 = 2,0$  м,  $h_1 = 1,0$  м,  $h_2 = 3,0$  м, уклон дна  $i = 0,0006$ , коэффициент шероховатости  $n = 0,017$ .

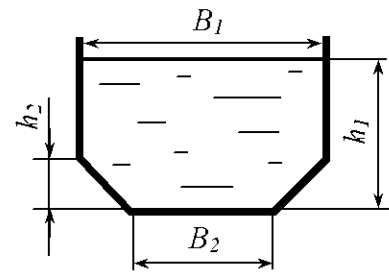


Рис. 11.10

11.58. Определить уклон дна канала (рис. 11.8), если  $r = 1$  м,  $h = 2,5$  м, коэффициент шероховатости  $n = 0,017$ . Расход воды  $Q = 4$  м<sup>3</sup>/с.

11.59. Определить уклон дна водосточной трубы (рис. 11.9), если сечение трубы – равносторонний треугольник,  $a = 1$  м,  $h = 0,75$  м, коэффициент шероховатости  $n = 0,013$ . Расход воды  $Q = 0,5$  м<sup>3</sup>/с.

11.60. Определить глубину заполнения  $h$  канализационной трубы круглого сечения (рис. 11.2) при следующих данных: радиус трубы  $r = 1$  м, расход  $Q = 5$  м<sup>3</sup>/с, коэффициент шероховатости  $n = 0,012$ , уклон дна трубы  $i = 0,0015$ .

## 12. ТРУБОПРОВОДЫ

### Общие сведения

**Трубопроводы с параллельными ветвями.** В таких трубопроводах разветвленные участки состоят из нескольких труб, соединяющих два или несколько узлов. Общая схема трубопровода с параллельными ветвями представлена на рис.12.1. Поскольку обычно такие трубопроводы являются гидравлически длинными, то есть такими, у которых местные потери и скоростные напоры несоизмеримы с потерями по длине (менее 10 %), то скоростными напорами пренебрегают, принимая полный напор в каждом расчетном сечении трубопровода практически равным гидростатическому. Кроме того, пренебрегают относительно малыми местными потерями в узлах и считают одинаковыми напоры потоков в концевых сечениях труб, примыкающих к данному узлу. Поэтому в расчетах оперируют понятием «напор в данном узле».

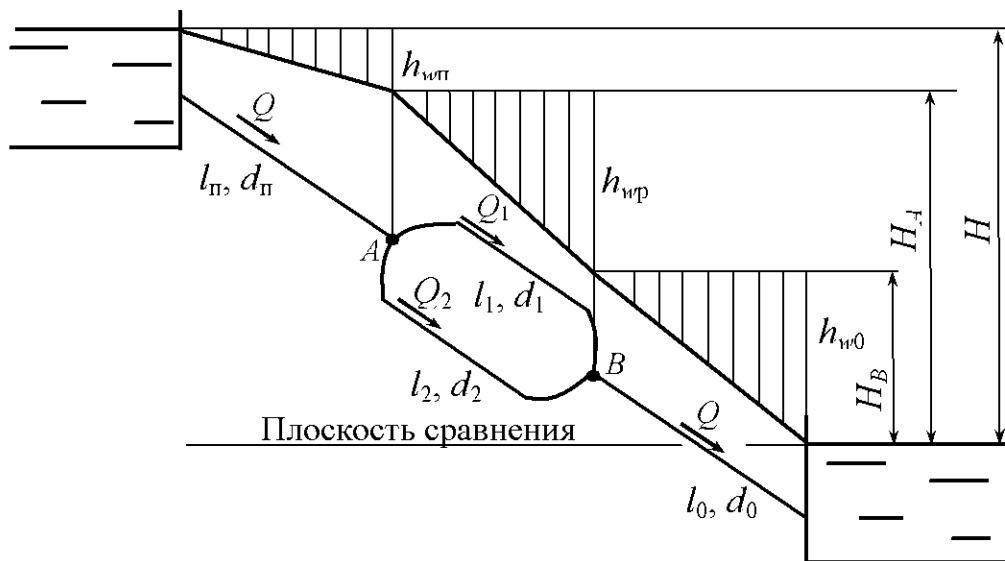


Рис.12.1

Уравнение баланса расходов в узлах *A* и *B* имеет вид [6]

$$Q = Q_1 + Q_2. \quad (12.1)$$

Потери напора в каждой из параллельных труб практически равны разности пьезометрических напоров в узлах. Тогда потери напора на разветвленном участке

$$h_{\text{вп}} = h_{\text{вл}} = h_{\text{в2}} = H_A - H_B. \quad (12.2)$$

Суммирование потерь напора в последовательно расположенных подводящем, разветвленном и отводящем участках приводит к соотношению

$$H = h_{\text{вп}} + h_{\text{вп}} + h_{\text{в0}}. \quad (12.3)$$

Возможны три основные группы задач расчета трубопроводов:

1. Определение размеров труб по заданным в них расходам и перепадам напоров в начале и в конце трубопровода;
2. Определение перепадов напоров в начале и в конце трубопровода по заданным расходам в трубах заданных размеров;
3. Определение расходов в трубах заданных размеров по известным перепадам напоров.

Первая группа представляет собой проектировочные расчеты, а вторая и третья – проверочные расчеты существующего трубопровода, выясняющие условия его работы при различных значениях гидравлических параметров.

При определении потерь напора в трубах местные сопротивления для удобства расчетов учитывают с помощью эквивалентных длин [6]

$$l_3 = \frac{\sum \zeta d}{\lambda}, \quad (12.4)$$

где  $\sum \zeta$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений;  $d$  – диаметр трубопровода;  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения.

Тогда потери напора в трубе равны сумме потерь напора по длине и местных потерь:

$$h_W = \lambda \frac{l + l_3}{d} \frac{v^2}{2g} = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (12.5)$$

где  $L$  – приведенная длина трубопровода;  $v$  – средняя скорость течения жидкости в трубопроводе.

Задачи первой и третьей групп решают методом последовательных приближений, так как, не зная размеров труб или идущих по ним расходов, нельзя точно определить коэффициенты сопротивления  $\lambda$  в этих трубах. Для решения в первом приближении принимают, что в трубах имеет место квадратичный закон сопротивления и значения  $\lambda$  зависят только от шероховатости труб.

Определив искомые величины при решении уравнений (12.1)–(12.3) с выбранными коэффициентами сопротивлений, уточняют эти коэффициенты и повторяют расчет во втором приближении. Приближения повторяют до практического совпадения получаемых результатов. Обычно достаточно точным оказывается второе приближение.

Для трубопровода с заданными размерами решение уравнений удобно получить графическим методом. Для этого строят характеристики участков трубопровода, определяя потери напора при различных значениях расхода в трубах по формуле

$$h_w = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{Q^2}{\left( \frac{\pi d^2}{4} \right)^2 2g}. \quad (12.6)$$

На рис.12.2 построена характеристика разветвленного участка трубопровода, состоящего из двух параллельных труб (рис. 12.1). Характеристики параллельно работающих труб суммируют согласно уравнениям

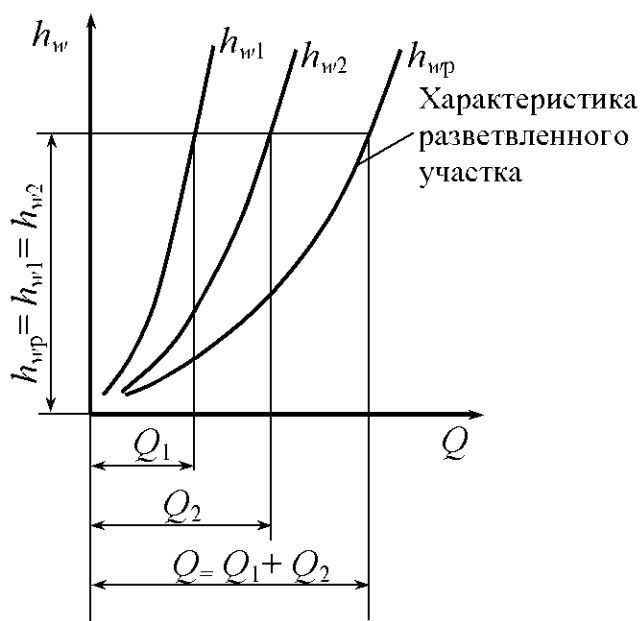


Рис. 12.2

Построенные характеристики позволяют по заданному расходу в одной из ветвей определить потребный напор трубопровода или по заданному напору – расходы во всех трубах.

(12.1) и (12.2), то есть путем суммирования абсцисс кривых (расходов) при одинаковых ординатах (напорах).

На рис. 12.3 построена характеристика трубопровода, схема которого изображена на рис. 12.1. Характеристику разветвленного участка суммируют с характеристиками подводящего и отводящего участков согласно уравнению (12.3), то есть путем сложения ординат (напоров) при одинаковых абсциссах (расходах).



При известном расходе, например  $Q_1$ , по графику (рис. 12.2) определяют потери напора  $h_{w1}$  в первой ветви разветвленного участка. Согласно уравнению (12.2) они равны потерям напора  $h_{w2}$  во второй ветви разветвленного участка и потерям  $h_{wp}$  всего разветвленного участка. По графику потерям  $h_{wp} = h_{w1} = h_{w2}$  соот-

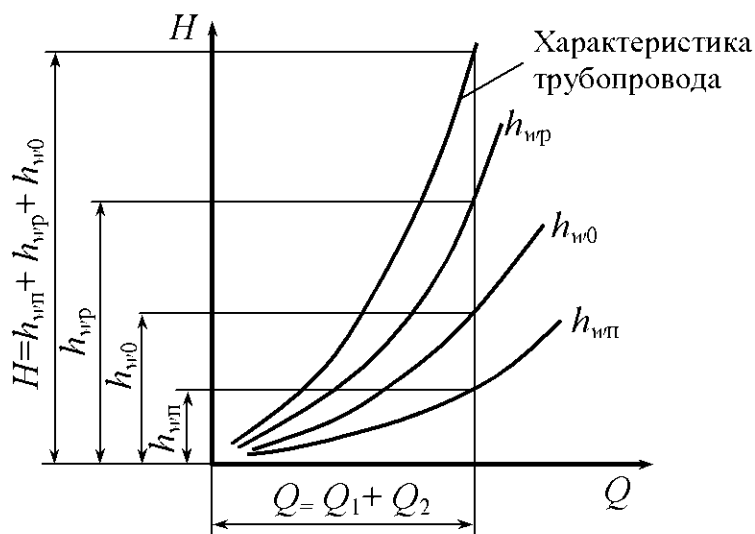


Рис. 12.3

ответствуют расходы  $Q_2$  и  $Q$ . При известном расходе  $Q$  определяют (рис. 12.3) потери напора в подводящем  $h_{wп}$ , отводящем  $h_{w0}$  участках и требуемый напор  $H$  трубопровода.

Если характеристики построены с учетом изменения коэффициентов сопротивления трения в зависимости от режимов течения жидкости в трубопроводах, то отпадает необходимость в последовательных приближениях.

**Трубопроводы с концевой раздачей.** Простейшая схема трубопровода с концевой раздачей представлена на рис. 12.4.

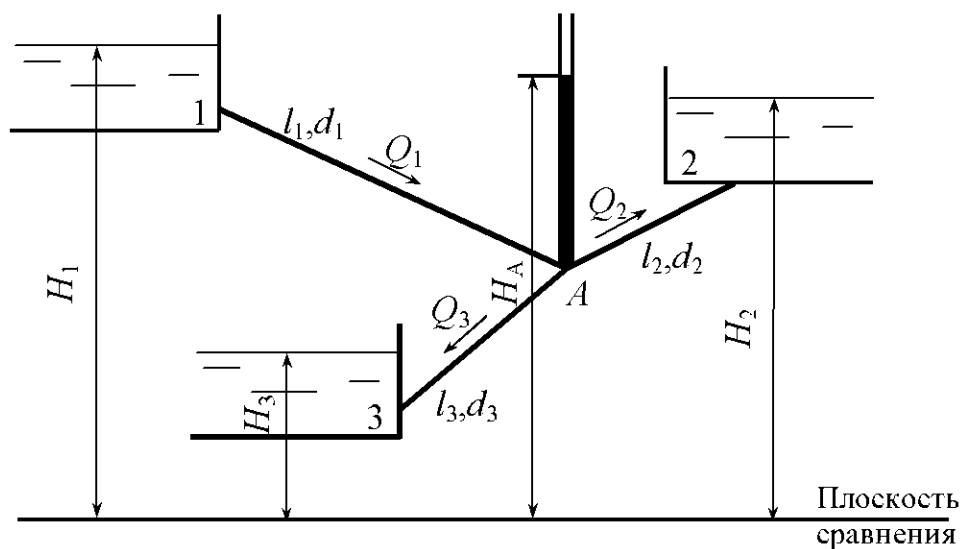


Рис. 12.4

В том случае, когда напор в узловой точке  $A$  больше напора  $H_2$  в резервуаре 2, то есть  $H_A > H_2$ , то жидкость из резервуара 1 перетекает в резервуары 2 и 3 и расчетная система уравнений имеет вид [6]

$$\left. \begin{aligned} H_1 - H_A &= h_{w1}, \\ H_A - H_2 &= h_{w2}, \\ H_A - H_3 &= h_{w3}, \\ Q_1 &= Q_2 + Q_3. \end{aligned} \right\} \quad (12.7)$$

Если  $H_A < H_2$ , то жидкость в резервуар 3 поступает из резервуаров 1 и 2 и система уравнений имеет вид

$$\left. \begin{aligned} H_1 - H_A &= h_{w1}, \\ H_2 - H_A &= h_{w2}, \\ H_A - H_3 &= h_{w3}, \\ Q_1 + Q_2 &= Q_3. \end{aligned} \right\} \quad (12.8)$$

Если  $H_A = H_2$ , то  $Q_2 = 0$ ,  $Q_1 = Q_3$  и жидкость из резервуара 1 перетекает в резервуар 3. Система уравнений имеет вид

$$\left. \begin{aligned} H_1 - H_2 &= h_{w1}, \\ H_2 - H_3 &= h_{w3}. \end{aligned} \right\} \quad (12.9)$$

При решении систем уравнений потери напора в каждой трубе следует выразить через расход, используя уравнение (12.6).

Если трубопровод включает трубы, которые оканчиваются сходящими насадками, открытыми в атмосферу, то при составлении уравнений напоров для таких труб следует учитывать скоростные напоры на выходе из насадков.

В том случае, когда известны напоры  $H_1$ ,  $H_2$ ,  $H_3$ , размеры труб и требуется определить расходы в трубах, то решение начинают с определения направления движения жидкости в трубе 2. Для этого используют прием «выключения ветви» [6]. При этом определяют напор  $H'_A$  в узле  $A$  при выключенной трубе 2, когда  $Q_2 = 0$  и  $Q_1 = Q_3$ .

Тогда уравнение Бернулли для труб 1 и 3 имеет вид

$$\left. \begin{aligned} H_1 - H'_A &= h_{w1}, \\ H_1 - H_3 &= h_{w1} + h_{w3}. \end{aligned} \right\} \quad (12.10)$$

Второе уравнение данной системы можно преобразовать:

$$\frac{h_{w1}(h_{w1} + h_{w3})}{h_{w1}} = H_1 - H_3. \quad (12.11)$$

Подставляя данное выражение в первое уравнение системы (12.10), получаем

$$H'_A = H_1 - \frac{H_1 - H_3}{\frac{h_{w3}}{h_{w1}} + 1}. \quad (12.12)$$

Сравнивая  $H'_A$  с  $H_2$ , принимают для решения соответствующую систему уравнений (12.7)–(12.9). В данной задаче при неизвестных расходах значения коэффициентов сопротивления труб заранее определить нельзя, поэтому аналитическое решение проводится методом последовательных приближений.

Решение может быть выполнено графически, при этом определяют напор  $H_A$  в узле, при котором удовлетворяется условие баланса расходов.

Сначала определяют напор  $H'_A$  в узле при выключенной трубе 2. Для этого строят кривые  $H_A = f(Q)$  для труб 1 и 3:

$$H_A = H_1 - h_{w1},$$

$$H_A = H_3 + h_{w3}.$$

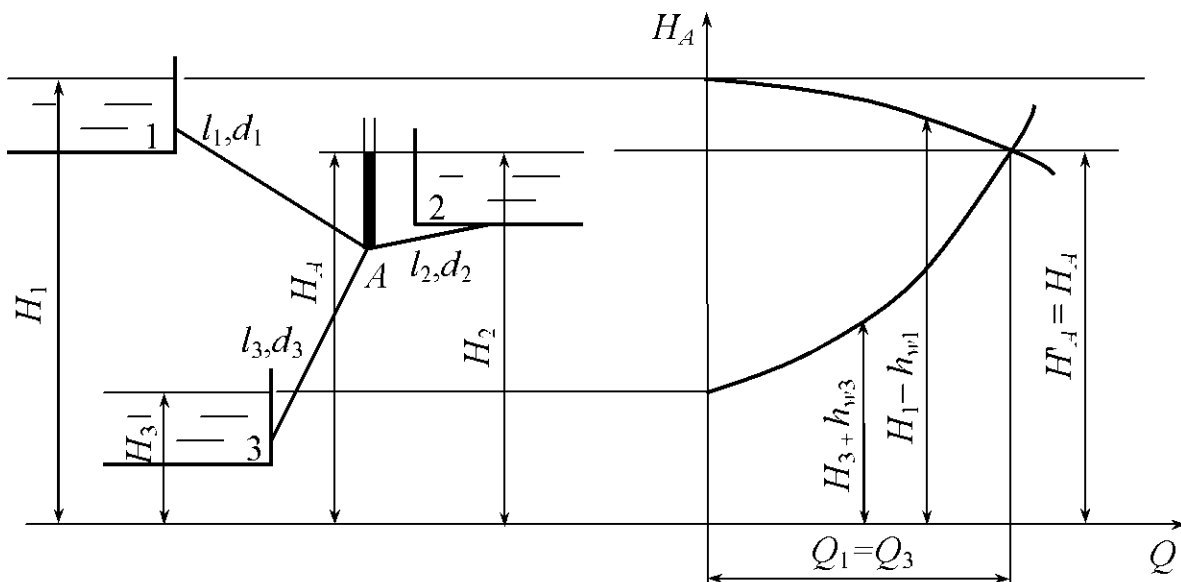


Рис. 12.5

Ордината точки пересечения этих кривых есть напор  $H'_A$  (рис. 12.5).

Если  $H'_A = H_2$ , то абсцисса точки пересечения есть действительный расход в трубах 1 и 3 ( $Q_1 = Q_3$ ), а  $Q_2 = 0$ .

Если  $H'_A > H_2$ , то для определения расходов следует построить кривую  $H_A = f(Q)$  для трубы 2 согласно второму уравнению системы (12.7) и сложить кривые для труб 3 и 2 согласно четвертому уравнению этой же системы.

Ордината и абсцисса точки пересечения суммарной кривой труб 3 и 2 и кривой, построенной для трубы 1, дают соответственно действительный напор  $H_A$  в узле и расход  $Q_1$ , равный  $Q_2 + Q_3$  (рис. 12.6).

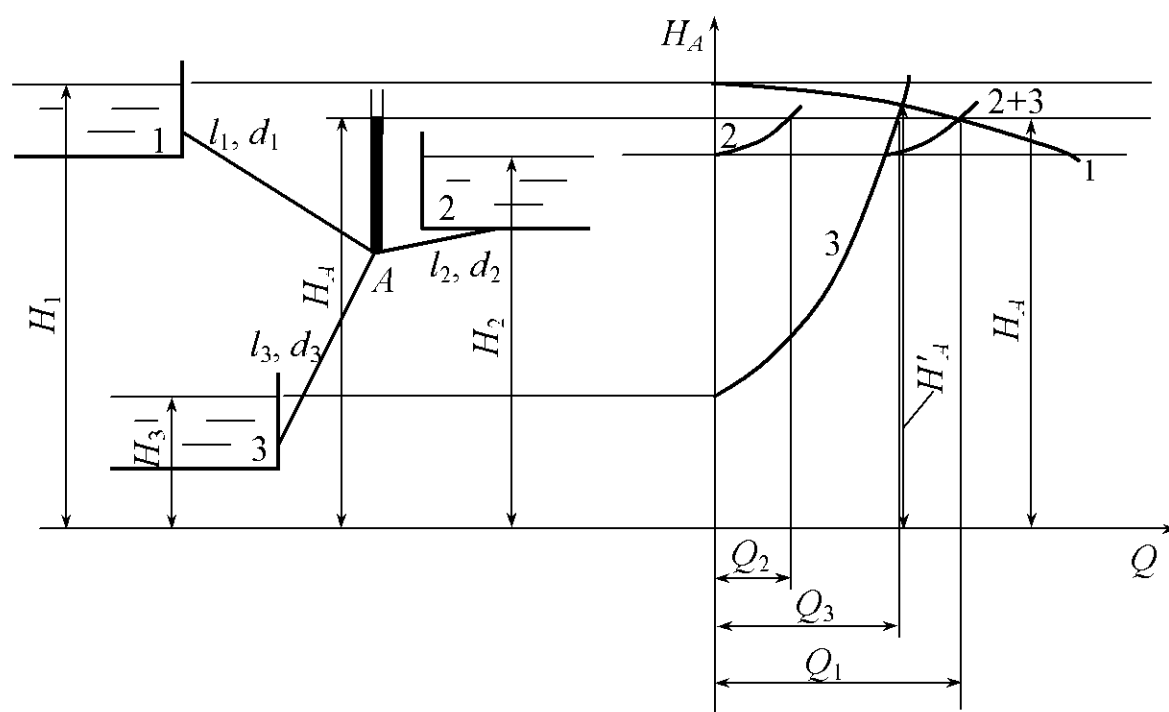


Рис. 12.6

Если  $H'_A < H_2$ , то для определения расходов следует построить кривую  $H_A = f(Q)$  для трубы 2 согласно второму уравнению системы (12.8), а затем сложить кривые, построенные для труб 1 и 2, согласно четвертому уравнению той же системы (рис. 12.7).

Ордината и абсцисса точки пересечения суммарной кривой труб 1 и 2 с кривой трубы 3 есть соответственно действительный напор  $H_A$  в узле и расход  $Q_3$ , равный  $Q_1 + Q_2$ .

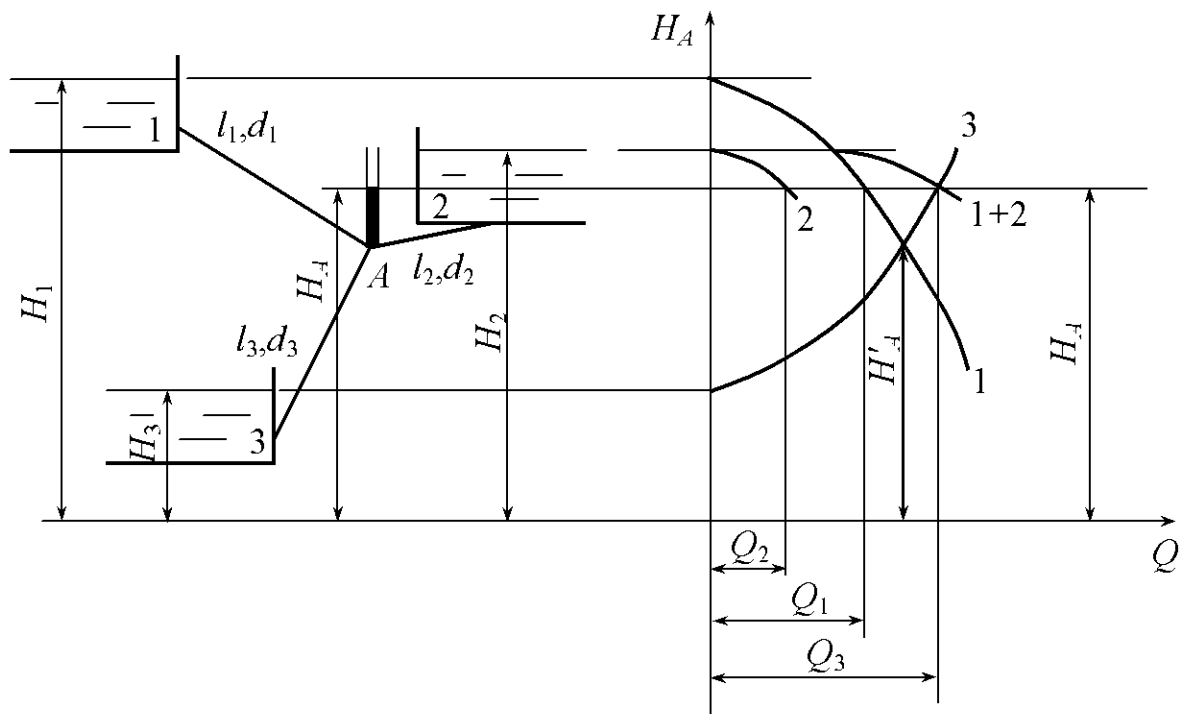


Рис. 12.7

**Трубопровод с непрерывной раздачей.** В трубопроводе с непрерывной раздачей жидкости (рис. 12.8) на некоторой длине  $L$  часть расхода  $Q_{\text{п}}$  равномерно и непрерывно раздается в большом числе пунктов с интенсивностью  $q$ , л/(с · м):

$$Q_{\text{п}} = qL. \quad (12.13)$$

Этот расход  $Q_{\text{п}}$  называется *путевым* [6].

Остальная часть расхода  $Q_{\text{т}}$  транспортируется через участок  $L$  в последующие участки трубопровода. Этот расход  $Q_{\text{т}}$  называется *транзитным*.

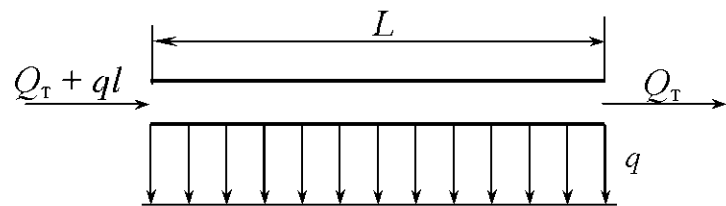


Рис. 12.8

Суммарный расход в начальном сечении участка

$$Q = qL + Q_{\text{т}}. \quad (12.14)$$

Потери напора на участке  $L$  трубопровода определяют по формулам

$$h_w = \lambda \frac{L}{d} \frac{1}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2} \frac{1}{2g} \left( Q_{\text{т}}^2 + \frac{q^2 L^2}{3} + qLQ_{\text{т}} \right) \quad (12.15)$$

или

$$h_w = \lambda \frac{L}{d} \frac{1}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2} Q_{\text{расч}}^2, \quad (12.16)$$

где  $Q_{\text{расч}}$  – расчетный расход,

$$Q_{\text{расч}} = Q_T + 0,55Q_{\text{п}}. \quad (12.17)$$

### Примеры решения задач

**Задача 12.1.** Расход в основной гидрوليнии  $Q = 3$  л/с. Определить расходы  $Q_1$  и  $Q_2$  в параллельных одинаковых по длине и диаметру трубах

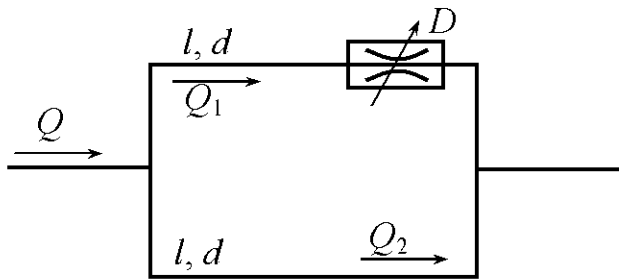


Рис. 12.9

( $l = 1$  м,  $d = 10$  мм), если в одной из них установлен дроссель  $D$  с коэффициентом сопротивления  $\zeta = 9$ . Коэффициент сопротивления трения  $\lambda_1 = \lambda_2 = 0,03$  (рис. 12.9).

*Решение.* Потери напора в параллельных трубах

$$h_{w1} = h_{w2}$$

или

$$\left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta\right) \frac{Q_1^2}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2} = \lambda \frac{l}{d} \frac{Q_2^2}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2}.$$

Потери напора в дросселе учтем с помощью эквивалентной длины

$$l_3 = \frac{\zeta d}{\lambda}.$$

Произведя подстановку, получим

$$(l + l_3)Q_1^2 = lQ_2^2.$$

Тогда

$$Q_1 = Q_2 \sqrt{\frac{l}{l + l_3}} = Q_2 \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{9 \cdot 0,01}{0,03}}} = \frac{Q_2}{2}.$$

Расход в основной гидролинии равен сумме расхода в параллельных трубах

$$Q = Q_1 + Q_2.$$

Использував полученное соотношение между  $Q_1$  и  $Q_2$ , получим

$$Q = \frac{1}{2}Q_2 + Q_2.$$

Отсюда

$$Q_2 = \frac{2}{3}Q = \frac{2}{3} \cdot 3 = 2 \text{ л/с.}$$

$$Q_1 = Q - Q_2 = 3 - 2 = 1 \text{ л/с.}$$

**Задача 12.2.** Два резервуара с постоянными и одинаковыми уровнями воды соединены системой труб, приведенные длины которых  $l_1 = 400$  м,  $l_2 = 180$  м,  $l_3 = 50$  м,  $l_4 = 400$  м и диаметры  $d_1 = d_2 = d_3 = 100$  мм,  $d_4 = 200$  мм (рис. 12.10).

1. При каком избыточном давлении  $p_{0и}$  над поверхностью воды в закрытом резервуаре расход в трубе 4 будет  $Q_4 = 40$  л/с? 2. Каков при этом суммарный расход из закрытого резервуара в открытый?

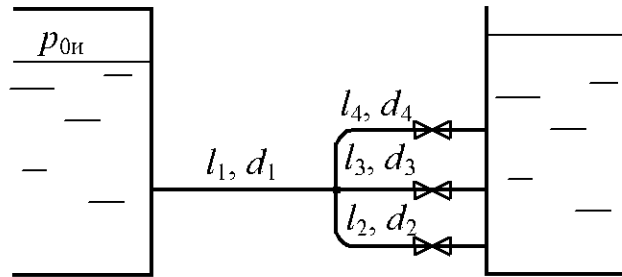


Рис. 12.10

Коэффициенты сопротивления трения принять  $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = 0,025$ ,  $\lambda_4 = 0,02$ .

*Решение.* Найдем потери напора в трубе 4:

$$h_{w4} = \lambda_4 \frac{l_4}{d_4} \frac{Q_4^2}{\left(\frac{\pi d_4^2}{4}\right)^2 2g} = 0,02 \cdot \frac{400}{0,2} \frac{(40 \cdot 10^{-3})^2}{\left(\frac{\pi \cdot 0,2^2}{4}\right)^2 2 \cdot 9,81} = 3,3 \text{ м.}$$

Так как напор в узловой точке одинаков для начальных сечений труб 2,3 и 4 и напор в конечных сечениях этих труб также одинаков, то потери напора в каждой из этих труб равны:

$$h_{w2} = h_{w3} = h_{w4}.$$

Найдем расходы в трубах 2 и 3:

$$Q_2 = \sqrt{\frac{h_{w2} d_2 \left(\frac{\pi d_2^2}{4}\right)^2 2g}{\lambda_2 l_2}} = \sqrt{\frac{3,3 \cdot 0,1 \left(\frac{\pi \cdot 0,1^2}{4}\right)^2 2 \cdot 9,81}{0,025 \cdot 180}} = 9,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 9,4 \text{ л/с.}$$

$$Q_3 = \sqrt{\frac{h_{w3} d_3 \left(\frac{\pi d_3^2}{4}\right)^2 2g}{\lambda_3 l_3}} = \sqrt{\frac{3,3 \cdot 0,1 \left(\frac{\pi \cdot 0,1^2}{4}\right)^2 2 \cdot 9,81}{0,025 \cdot 50}} = 17,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 17,9 \text{ л/с.}$$

Тогда расход в трубе 1

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 + Q_4 = 9,4 + 17,9 + 40 = 67,3 \text{ л/с.}$$

Найдем потери напора в трубе 1

$$h_{w1} = \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{Q_1^2}{\left(\frac{\pi d_1^2}{4}\right)^2 2g} = 0,025 \frac{400}{0,1} \frac{(67,3 \cdot 10^{-3})^2}{\left(\frac{\pi \cdot 0,1^2}{4}\right)^2 2 \cdot 9,81} = 374,6 \text{ м.}$$

Определим избыточное давление в закрытом резервуаре

$$p_{0н} = \rho g (h_{w1} + h_{w2}) = 10^3 \cdot 9,81 (374,6 + 33) = 3,71 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

**Задача 12.3.** Определить необходимую разность напоров в начале и в конце стального водопровода диаметром  $d = 150$  мм, и длиной  $l = 200$  м для пропуска транзитного расхода  $Q_T = 15$  л/с и удельного путевого расхода  $q_0 = 0,06$  л/(с·м). Трубы – стальные бывшие в употреблении.

*Решение.* Расчетный расход

$$Q_{\text{расч}} = Q_T + 0,55 q_0 l = 15 + 0,55 \cdot 0,06 \cdot 200 = 21,6 \text{ л/с.}$$

Средняя скорость течения воды

$$v = \frac{Q_{\text{расч}}}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{21,6 \cdot 10^{-3}}{\frac{3,14 \cdot 0,15^2}{4}} = 1,22 \text{ м/с.}$$



Так как  $v > 1,2$  м/с, то водовод работает в квадратичной области сопротивления. Из прил. 7 найдем удельное сопротивление  $S_{0\text{кв}} = 30,7 \text{ с}^2/\text{м}^6$ .

Тогда разность напоров

$$H_{\text{н}} - H_{\text{к}} = S_{0\text{кв}} Q^2 l = 30,7 (21,6 \cdot 10^{-3})^2 200 = 2,9 \text{ м.}$$

**Задача 12.4.** Вода из бака 1 (рис. 12.11) поступает с расходом  $Q_1 = 20$  л/с по трубе приведенной длины  $l_1 = 600$  м и диаметром  $d_1 = 150$  мм к разветвлению (точка А), от которого по трубе приведенной длины  $l_2 = 500$  м и диаметром  $d_2 = 125$  мм поступает в бак 2, а по трубе приведенной длины  $l_3 = 400$  м и диаметром  $d_3 = 100$  мм – в резервуар 3. Определить избыточное давление в резервуаре 1, если  $H_1 = 8$  м,  $H_2 = 2$  м,  $H_3 = 2$  м. Трубы стальные, бывшие в употреблении.

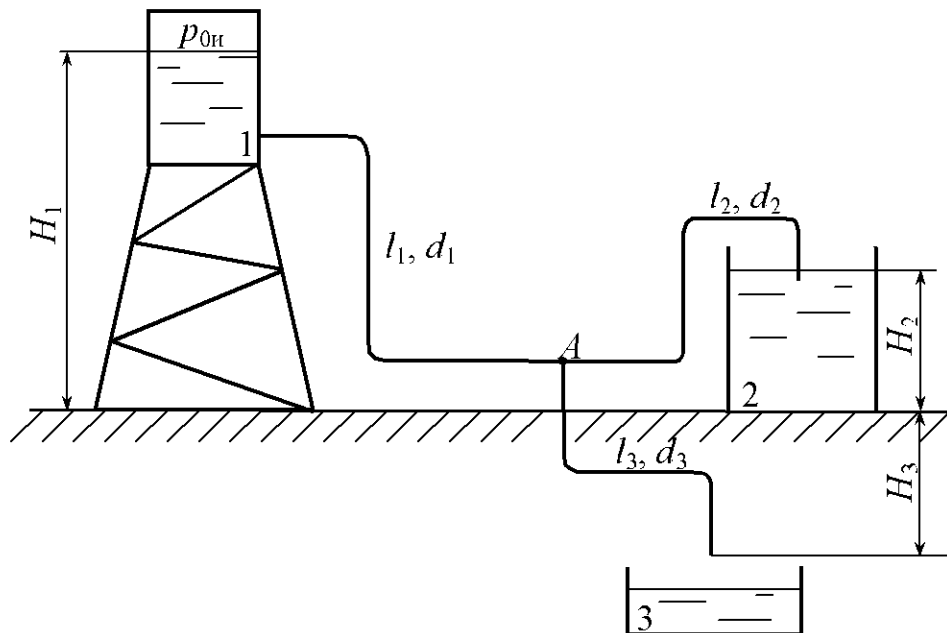


Рис. 12.11

*Решение.* Из прил. 7 найдем удельные сопротивления труб, работающих в квадратичной области сопротивления:  $S_{1\text{кв}} = 30,7 \text{ с}^2/\text{м}^6$ ;  $S_{2\text{кв}} = 76,4 \text{ с}^2/\text{м}^6$ ;  $S_{3\text{кв}} = 173 \text{ с}^2/\text{м}^6$ .

Скорость течения воды в трубе 1

$$v_1 = \frac{Q_1}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{20 \cdot 10^{-3}}{\frac{3,14 \cdot 0,15^2}{4}} = 1,1 \text{ м/с.}$$

Так как  $v_1 < 1,2 \text{ м/с}$ , то труба 1 работает в доквадратичной области сопротивления. Тогда удельное сопротивление определим по формуле

$$S_1 = S'_{1\text{кв}} \theta = 30,7 \cdot 1,015 = 31,16 \text{ с}^2/\text{м}^6,$$

где  $\theta$  – поправочный коэффициент, определяемый в зависимости от скорости [11]:

Скорость $v$ , м/с	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
Коэффициент $\theta$	1,41	1,20	1,11	1,08	1,04	1,03	1,015	1,00

Потери напора в трубе 1

$$h_{w1} = S_1 Q_1^2 l_1 = 31,16 (20 \cdot 10^{-3})^2 600 = 7,48 \text{ м}.$$

По условию задачи вода поступает в бак 2 и резервуар 3, тогда уравнения баланса напоров и расходов имеют вид

$$\left. \begin{aligned} H_A - H_2 &= S_2 Q_2^2 l_2, \\ H_A + H_3 &= S_3 Q_3^2 l_3, \\ Q_1 &= Q_2 + Q_3, \end{aligned} \right\}$$

где  $H_A$  – пьезометрический напор в узловой точке  $A$  над плоскостью сравнения, проходящей через основание бака 2.

Так как расходы  $Q_2$  и  $Q_3$  неизвестны, то не представляется возможным точно определить удельные сопротивления труб 2 и 3. Задача решается методом последовательных приближений. Поэтому решение уравнений удобно получить графическим методом. Для этого построим характеристики труб 2 и 3. Из первого и третьего уравнения имеем

$$H_{A_2} = H_2 + S_2 (Q_1 - Q_3)^2 l_2,$$

а из второго уравнения

$$H_{A_3} = S_3 Q_3^2 l_3 - H_3.$$

Индексы 2,3 указывают на порядковый номер трубы, для которой определяется пьезометрический напор в узловой точке. Искомое значение  $H_A$  будет находиться на пересечении кривых  $H_{A_2}$  и  $H_{A_3}$ , то есть

$$H_A = H_{A_2} = H_{A_3}.$$

Задаваясь  $Q_3$ , определяем  $v_3, \theta_3, S_3, H_{A_3}, Q_1 - Q_3, v_2, \theta_2, S_2, H_{A_2}$ .

Расчеты сводим в таблицу:

Определяемый параметр	Значение $Q_3, \text{ л/с}$			
	8	10	12	14
$v_3, \text{ м/с}$	1,02	1,27	1,53	1,78
$\theta_3$	1,03	1	1	1
$S_3, \text{ с}^2/\text{м}^6$	178	173	173	173
$H_{A_3}, \text{ м}$	2,56	4,92	7,96	11,56
Определяемый параметр	Значения $Q_2, \text{ л/с}$			
	12	10	8	6
$v_2, \text{ м/с}$	0,98	0,82	0,65	0,49
$\theta_2$	1,03	1,06	1,10	1,15
$S_2, \text{ с}^2/\text{м}^6$	78,7	81,0	84,0	87,9
$H_{A_2}, \text{ м}$	7,67	6,05	4,69	3,58

По результатам расчета строим кривые  $H_{A_2} = f(Q_3)$  и  $H_{A_3} = f(Q_3)$  (рис. 12.12). По графику определяем  $H_A = 5,7 \text{ м}$  и  $Q_3 = 10,5 \text{ л/с}$ . Тогда расход в трубе 2

$$Q_2 = 20,0 - 10,5 = 9,5 \text{ л/с.}$$

Избыточное давление в баке 1

$$\begin{aligned} p_{0и} &= \rho g(h_{wl} + H_A - H_1) = \\ &= 10^3 \cdot 9,81(7,48 + 5,7 - 8) = \\ &= 0,51 \cdot 10^5 \text{ Па.} \end{aligned}$$

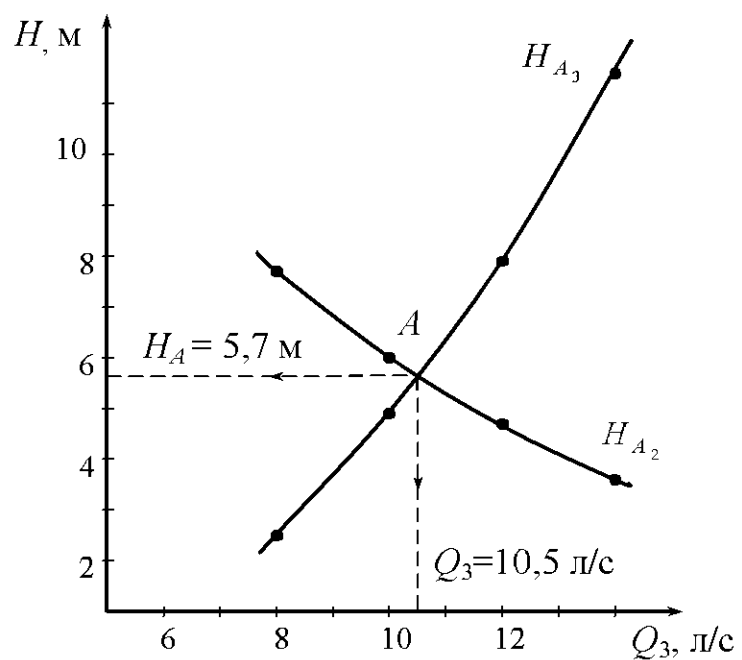


Рис. 12.12

## Задачи для самостоятельного решения

12.1. Определить расход в магистральном трубопроводе ( $d_1 = 200$  мм,  $l_1 = 5$  м), если в параллельно присоединенной трубе ( $d_2 = 50$  мм,  $l_2 = 7$  м) расходомер показывает  $Q_2 = 5$  л/с (рис. 12.13). Коэффициент сопротивления расходомера  $\zeta = 1,5$ . Коэффициенты сопротивления трения труб принять  $\lambda_1 = \lambda_2 = 0,025$ .

12.2. Определить, как распределится расход  $Q = 26$  л/с между двумя параллельными трубами, одна из которых имеет длину  $l_1 = 30$  м и диаметр  $d_1 = 50$  мм, а другая – длину  $l_2 = 50$  м и диаметр  $d_2 = 100$  мм. Каковы будут потери напора в разветвленном участке, если коэффициент местных потерь  $\zeta_2 = 5$ , а коэффициенты сопротивления трения соответственно равны  $\lambda_1 = 0,04$ ,  $\lambda_2 = 0,03$  (рис. 12.13).

12.3. Расход в магистральном трубопроводе  $Q = 0,32$  л/с распределяется между двумя параллельными трубами имеющими размеры соответственно:  $l_1 = 1,0$  м,  $d_1 = 10$  мм и  $l_2 = 2,0$  м,  $d_2 = 8$  мм. Во второй трубе установлен фильтр  $\Phi$ , сопротивление которого эквивалентно трубе длиной  $l_3 = 200d_2$ . Определить расход и потери давления в каждой трубе при  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup> и  $\nu = 9$  Ст (рис. 12.14).

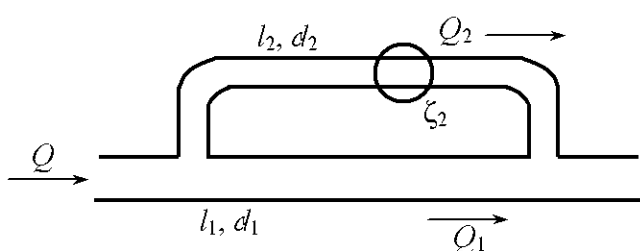


Рис. 12.13

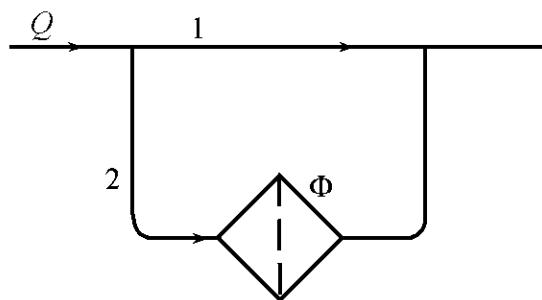


Рис. 12.14

12.4. Определить, при каком проходном сечении дросселя  $D$  расходы в параллельных трубах будут одинаковыми, если длины труб  $l_1 = 5$  м,  $l_2 = 10$  м, их диаметры  $d_1 = d_2 = 12$  мм, коэффициент расхода дросселя  $\mu = 0,7$ , кинематический коэффициент вязкости  $\nu = 0,01$  Ст, расход жидкости перед разветвлением  $Q = 0,2$  л/с. Трубы считать гидравлически гладкими (рис. 12.15).

12.5. Определить расходы  $Q$ ,  $Q_1$ ,  $Q_2$ , если  $H = 5$  м,  $l = 20$  м,  $l_1 = 10$  м,  $l_2 = 16$  м,  $d = 100$  мм,  $d_1 = 100$  мм,  $d_2 = 80$  мм, коэффициенты сопротивления трения  $\lambda = \lambda_1 = \lambda_2 = 0,025$ , коэффициент местного сопротивления вентиля на трубе 2  $\zeta_2 = 1,5$  (рис. 12.16). Давление в конечных сечениях труб атмосферное и геометрические высоты одинаковы.

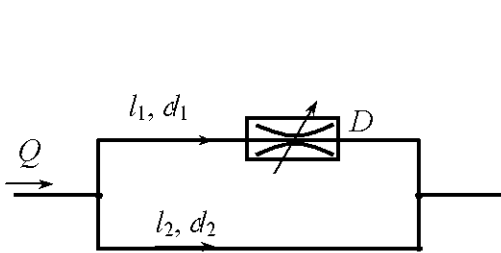


Рис. 12.15

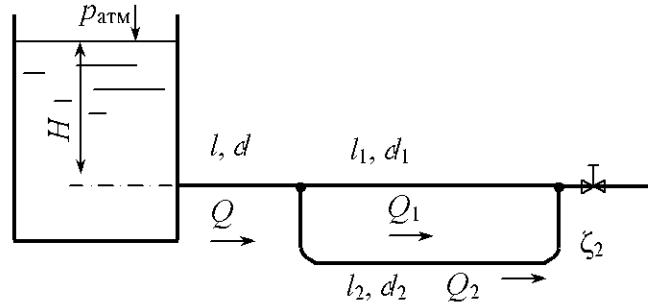


Рис. 12.16

12.6. Определить давление в узловой точке трубопровода (рис. 12.16) если  $H = 15$  м,  $l = l_1 = 10$  м,  $l_2 = 20$  м,  $d = 120$  мм,  $d_1 = d_2 = 100$  мм,  $\lambda = \lambda_1 = \lambda_2 = 0,025$ ,  $\zeta_2 = 2$ .

12.7. Из системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания жидкость поступает в охладитель, который представляет собой  $n$  трубок диаметром  $d$  (рис. 12.17). Во сколько раз отличаются потери напора на участке охладителя от потерь напора на такой же длине подводящего трубопровода диаметром  $D$ , если  $\frac{\pi D^2}{4} = n \frac{\pi d^2}{4}$ , а коэффициент гидравлического сопротивления определяется по формуле Блазиуса (область гидравлически гладких труб)?

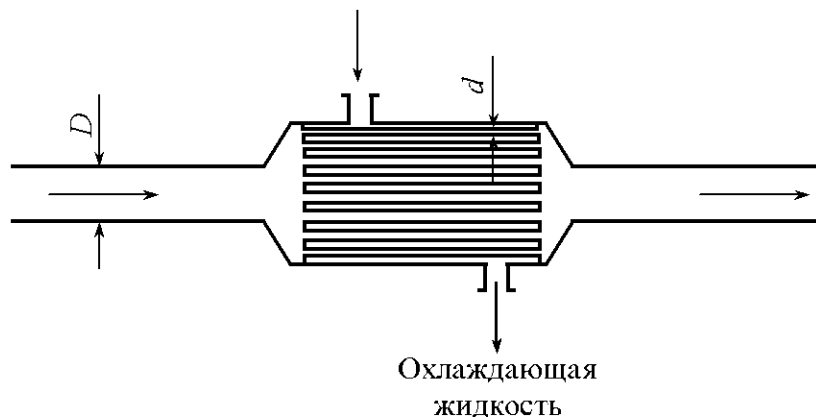


Рис. 12.17

12.8. На какое максимальное избыточное давление необходимо отрегулировать предохранительный клапан ПК, чтобы избыточное давление в трубе 3 не превышало  $p_{\text{н}} = 2 \cdot 10^5$  Па? Какова при этом должна быть подача насоса Н? Коэффициенты сопротивления трения  $\lambda$  всех труб равны 0,025, предохранительный клапан ПК и трубы расположены в одной горизонтальной плоскости (рис. 12.18). Жидкость – минеральное масло ( $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>). Режим течения – турбулентный. В конечных сечениях труб 1,2,3 давление атмосферное.

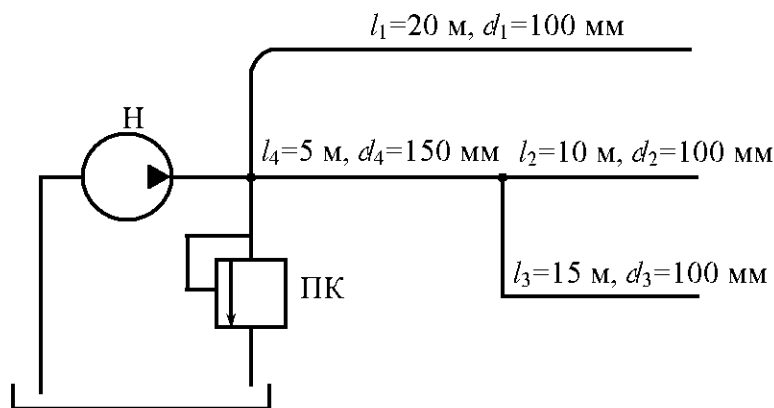


Рис. 12.18

12.9. Определить расход в каждой трубе (рис. 12.19), если их приведенные длины  $l_1 = 5$  м,  $l_2 = 3$  м,  $l_3 = 3$  м,  $l_4 = 6$  м, а суммарный расход  $Q = 9$  л/мин. Режим течения ламинарный, а диаметры труб одинаковы.

12.10. Насос Н закачивает бензин в две железнодорожные цистерны вместимостью  $V = 50$  м<sup>3</sup> каждая по трубам, длины и диаметры которых  $l_1 = 18$  м,  $l_{\text{м}} = 100$  м,  $d_1 = 100$  мм,  $d_{\text{м}} = 156$  мм (рис. 12.20). Определить давление, с которым должен работать насос, если бензин плотностью

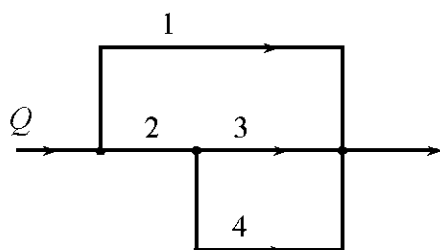


Рис. 12.19

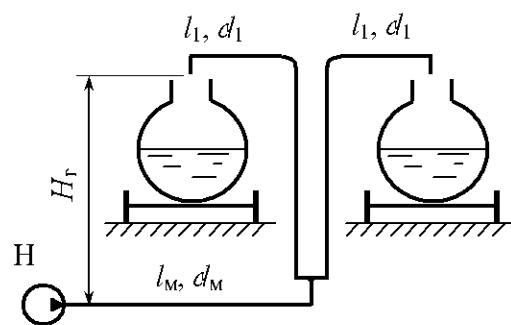


Рис. 12.20

$\rho = 750 \text{ кг/м}^3$  и с кинематическим коэффициентом вязкости  $\nu = 0,01 \text{ Ст}$  закачивается в течение часа, геодезическая высота подъема бензина  $H_r = 5 \text{ м}$ . Трубы гидравлически гладкие.

12.11. Насос Н работает с подачей  $Q_1 = 0,3 \text{ л/с}$  (рис. 12.21). Приведенные длины и диаметры труб соответственно равны:  $l_1 = 5 \text{ м}$ ,  $l_2 = 8 \text{ м}$ ,  $l_3 = 2 \text{ м}$ ,  $d_1 = 10 \text{ мм}$ ,  $d_2 = 8 \text{ мм}$ ,  $d_3 = 5 \text{ мм}$ . Определить давление, создаваемое насосом, и расход масла в каждой трубе ( $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ ,  $\nu = 0,5 \text{ Ст}$ ). Давление в конечных сечениях труб атмосферное. Конечные сечения труб расположены на одной высоте  $h = 1 \text{ м}$  над насосом.

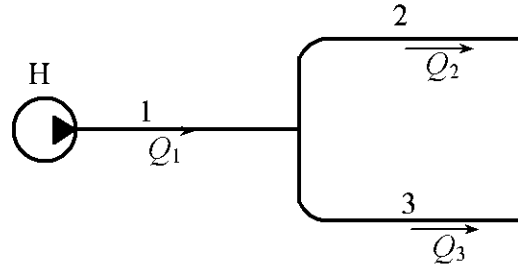


Рис. 12.21

12.12. Стальной водопровод длиной  $l = 1 \text{ км}$  и диаметром  $D = 200 \text{ мм}$  имеет разность давлений в начале и конце  $\Delta p = 10^5 \text{ Па}$ . Определить, какой транзитный расход  $Q_r$  возможен в трубопроводе при непрерывной раздаче, если удельный путевой расход  $q_0 = 0,01 \text{ л/(с} \cdot \text{м)}$ .

12.13. На стальном трубопроводе, питаемом от водонапорной башни (рис. 12.22), участок длиной  $l_2 = 300 \text{ м}$  и диаметром  $d_2 = 200 \text{ мм}$  имеет непрерывную раздачу по пути  $q_0 = 0,05 \text{ л/(с} \cdot \text{м)}$ , а в конце этого участка – сосредоточенный расход  $Q_2 = 10 \text{ л/с}$ . Определить необходимую высоту водонапорной башни  $H_6$ , если  $l_1 = 400 \text{ м}$ ,  $l_3 = 200 \text{ м}$ ,  $d_1 = 200 \text{ мм}$ ,  $d_3 = 125 \text{ мм}$ , сосредоточенный расход  $Q_3 = 12 \text{ л/с}$ . Трубопровод проложен по горизонтальной поверхности.

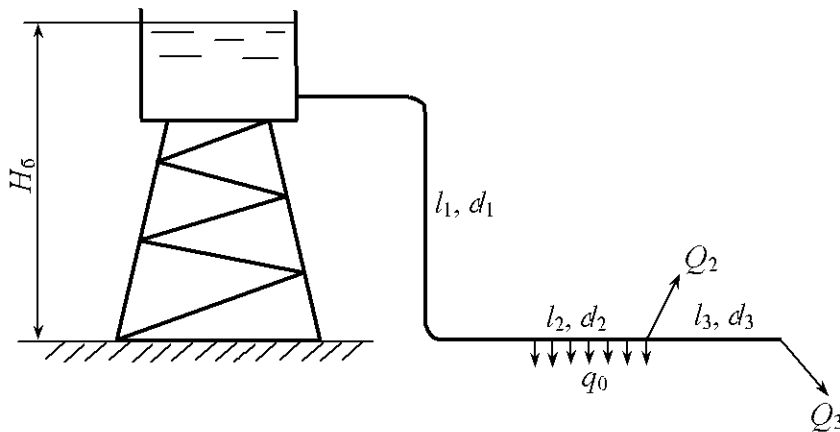


Рис. 12.22

12.14. Вода подается по горизонтальному стальному трубопроводу, состоящему из двух последовательно уложенных труб длиной  $l_1 = 400$  м,  $l_2 = 300$  м с диаметрами соответственно  $d_1 = 200$  мм,  $d_2 = 150$  мм. В конце

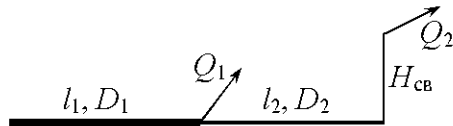


Рис. 12.23

первой трубы отбирается сосредоточенный расход  $Q_1 = 15$  л/с, расход во второй трубе  $Q_2 = 12$  л/с. Определить необходимое давление в начале трубопровода, если свободный напор в конце трубопровода  $H_{св} = 16$  м (рис. 12.23).

12.15. Водопровод состоит из трех последовательных участков  $l_{AB} = 250$  м,  $l_{BC} = 220$  м,  $l_{CD} = 350$  м. Отметки земли в точках  $z_A = 15$  м,  $z_B = 23$  м,  $z_C = 23$  м,  $z_D = 21$  м, расходы воды отбираются в точках  $B, C, D$  ( $Q_B = 10$  л/с,  $Q_C = 12$  л/с,  $Q_D = 15$  л/с). На участке  $CD$  удельный путевой расход  $q_0 = 0,02$  л/(с · м). Определить диаметры труб на всех участках и необходимое давление в пункте  $A$ . Трубы стальные.

*Указание.* При определении диаметра необходимо принять предельную скорость течения.

12.16. Какой напор необходимо создать в начале горизонтального стального трубопровода длиной  $l_1 = 1300$  м и диаметром  $d_1 = 150$  мм для пропуска расхода  $Q = 18$  л/с при напоре в конце трубы  $H_k = 10$  м? Как изменится пропускная способность трубопровода, если на участке длиной  $l_2 = 1000$  м

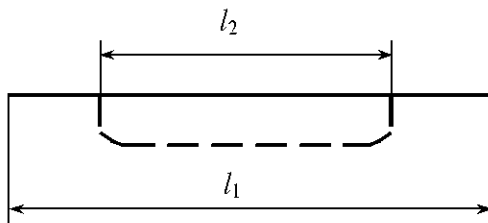


Рис. 12.24

будет проложена параллельно основной дополнительная стальная труба длиной  $l_2$  и диаметром  $d_2 = 100$  мм (рис. 12.24).

12.17. Трубопровод запроектирован в виде двух параллельных горизонтальных участков с длинами  $l_1 = 300$  м и  $l_2 = 200$  м при разности давлений в начале и конце трубопровода  $\Delta p = 0,05$  МПа. В каком случае и на какую величину будет больше пропускная способность трубопровода при диаметрах  $d_1 = 200$  мм и  $d_2 = 150$  мм или  $d_1 = 150$  мм и  $d_2 = 200$  мм, если трубы стальные?

12.18. Определить необходимое количество параллельных стальных труб для замены одной стальной водопроводной трубы диаметром



$d_0 = 1200$  мм трубами диаметром  $d = 600$  мм при условии неизменности расхода, начального и конечного напоров.

12.19. Из водопроводной башни вода поступает к разветвлению в точке 1 и далее в конечные точки 2 и 3 (рис. 12.25). Определить расходы, поступающие в конечные точки водопроводной сети  $Q_2$  и  $Q_3$ , если геодезические отметки уровня воды в водонапорной башне  $z_6 = 47$  м, а точек соответственно  $z_1 = 24$  м,  $z_2 = 22$  м,  $z_3 = 23$  м; длины участков  $l_1 = 1000$  м,  $l_2 = 500$  м,  $l_3 = 400$  м; свободный напор в точках 2 и 3  $H_{св} = 10$  м, диаметры  $d_1 = 300$  мм,  $d_2 = 200$  мм,  $d_3 = 150$  мм. Трубы стальные, бывшие в употреблении.

12.20. В точку  $C$  вода поступает из двух водонапорных баков  $A$  и  $B$ , при этом пьезометрические напоры  $H_A = 30$  м,  $H_B = 18$  м, длины и диаметры труб  $l_1 = 600$  м,  $l_2 = 300$  м,  $d_1 = 150$  мм,  $d_2 = 200$  мм. Определить максимально возможный расход в точке  $C$  при питании из двух баков, если наименьший напор в точке  $C$   $H_C = 9$  м (рис. 12.26). При каком  $Q_C$  бак  $B$  выключается из работы?

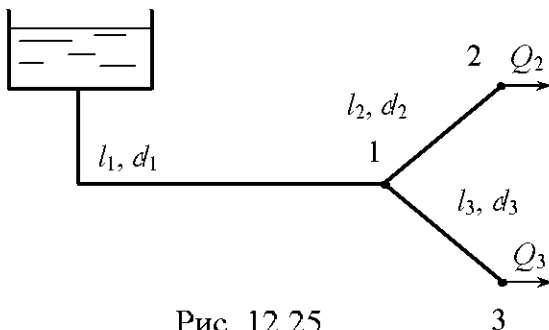


Рис. 12.25

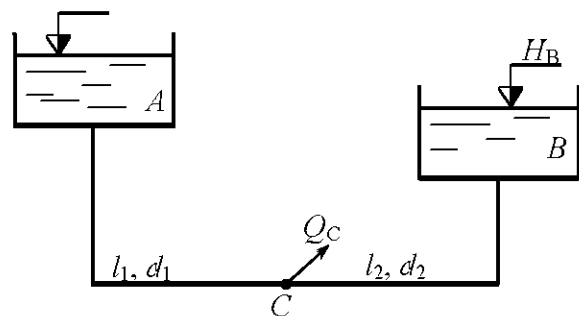


Рис. 12.26

12.21. Вода подается в точку  $C$  из резервуаров  $A$  и  $B$  по стальным трубам (рис. 12.26). Пьезометрические напоры  $H_B = 16$  м,  $H_C = 10$  м. Узловой расход в точке  $C$   $Q_C = 30$  л/с. Определить необходимый напор  $H_A$ , а также, как изменится напор в точке  $C$  при условии, что на участке  $AC$  параллельно основной трубе будет уложена стальная труба того же диаметра и той же длины и отбираемый расход  $Q_C$  не изменяется. Длины и диаметры труб соответственно равны  $d_1 = 125$  мм,  $d_2 = 150$  мм,  $l_1 = 400$  м,  $l_2 = 600$  м.

12.22. Определить расходы воды в трубах 1, 2, 3 ( $Q_1, Q_2, Q_3$ ). Даны напоры  $H_1 = 4,0$  м,  $H_2 = 2,3$  м,  $H_3 = 2,1$  м (рис. 12.27). Размеры труб:  $l_1 = 6$  м,  $l_2 = 5$  м,  $l_3 = 6,5$  м,  $d_1 = d_2 = d_3 = 30$  мм;  $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = 0,025$ .

12.23. В системе смазки двигателя внутреннего сгорания насос подает смазочное масло ( $\rho = 820$  кг/м<sup>3</sup>;  $\nu = 6$  сСт) по трубкам к подшипникам, которые располагаются выше оси насоса на  $H = 0,5$  м (рис. 12.28). Давление на выходе из трубок в подшипники  $p_{\text{н}} = 0,2 \cdot 10^5$  Па. С какой подачей и давлением должен работать насос, чтобы каждый подшипник получал не менее  $10$  см<sup>3</sup>/с смазки? Размеры трубок:  $L = 500$  мм,  $l = 400$  мм,  $D = 8$  мм,  $d = 4$  мм.

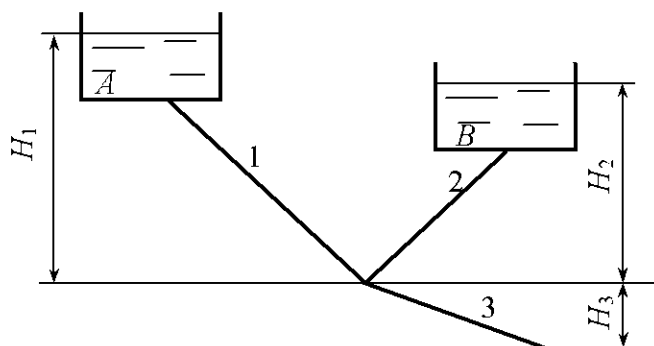


Рис. 12.27

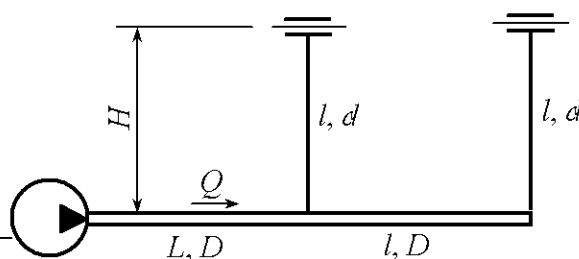


Рис. 12.28

12.24. Сифонный трубопровод состоит из трех труб, приведенные длины которых  $l_1 = l_2 = 50$  м,  $l_3 = 100$  м, диаметры  $d_1 = d_2 = 75$  мм,  $d_3 = 100$  мм (рис. 12.29). Определить расходы в трубах и давление в точке A, если  $h = 1,5$  м,  $H = 10$  м, а коэффициенты гидравлического трения  $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = 0,025$ .

12.25. Определить расходы в трубах и давление в точке A, если  $h = 1$  м,  $H = 5$  м; диаметры стальных труб ( $\Delta = 0,2$  мм)  $d = 100$  мм, приведенные длины труб  $l = 100$  м (рис. 12.30).

12.26. Минеральное масло поступает из верхнего резервуара в нижний по трубопроводу, состоящему из трех одинаковых труб, длиной  $l = 50$  м и диаметром  $d = 25$  мм (рис. 12.31). Определить напор, при котором в нижний бак будет поступать расход  $Q = 0,18$  л/с. Кинематический коэффициент вязкости масла  $\nu = 0,3 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с.

12.27. Определить расход минерального масла из верхнего бака в нижний по трубопроводу, состоящему из трех одинаковых труб длиной

$l = 10$  м и диаметром  $d = 20$  мм (рис. 12.31), если напор  $H = 6$  м, а кинематический коэффициент вязкости  $\nu = 0,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ .

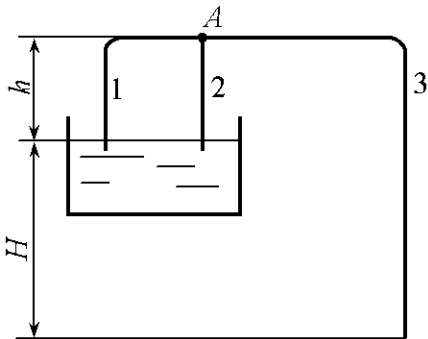


Рис. 12.29

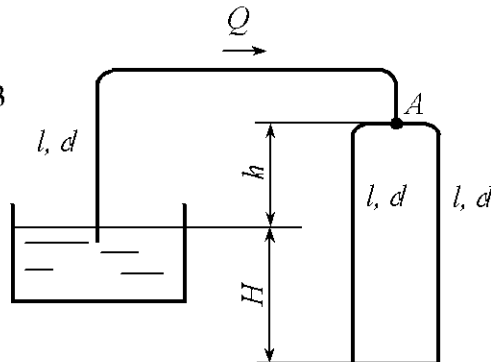


Рис. 12.30

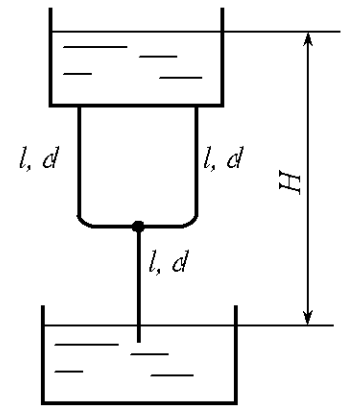


Рис. 12.31

12.28. Определить суммарный расход из двух резервуаров с постоянными и одинаковыми уровнями воды ( $\nu = 0,01$  Ст), соединенными стальными трубами ( $\Delta = 0,2$  мм), приведенные длины которых  $l_1 = 40$  м,  $l_2 = l_3 = 50$  м, диаметры  $d = 100$  мм. Напор  $H = 5$  м (рис. 12.32).

12.29. Из закрытого резервуара с избыточным давлением  $p_{0и} = 2,4 \cdot 10^5$  Па вода перетекает в открытый резервуар по трубам. Определить магистральный расход, если размеры труб  $l_1 = 100$  м,  $l_2 = l_3 = 80$  м,  $l_4 = 120$  м,  $d_1 = d_4 = 100$  мм,  $d_2 = d_3 = 200$  мм, коэффициент сопротивления задвижки  $\zeta = 10$ ; коэффициент сопротивления трения всех труб  $\lambda = 0,025$ . Уровни воды в баках постоянны и одинаковы (рис. 12.33).

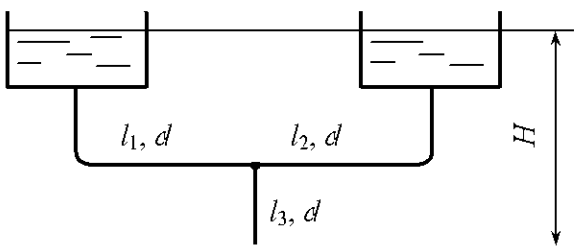


Рис. 12.32

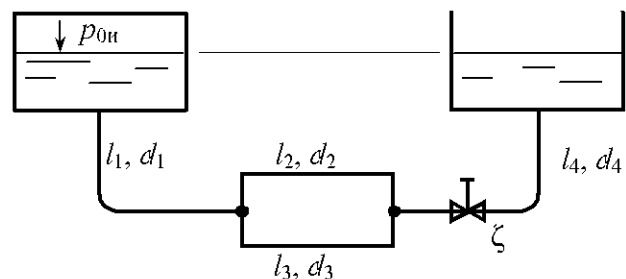


Рис. 12.33

12.30. Из резервуара вода вытекает в атмосферу при постоянном напоре  $H$  по трубе длиной  $l_1 = 200$  м и диаметром  $d_1 = 50$  мм (рис. 12.34). При какой длине  $l_2$  параллельной трубы диаметром  $d_2 = 100$  мм расход увеличится на 25 %, если местные потери в каждой трубе составляют 15 % от потерь по длине. Коэффициенты сопротивления трения одинаковы и постоянны. На разветвленном участке длины труб одинаковы.

12.31. Насос с напором  $H = 25$  м закачивает бензин ( $\nu = 0,01$  Ст) в железнодорожную цистерну по трубопроводу, состоящему из трех труб с размерами  $l_1 = 800$  м,  $l_2 = 20$  м,  $l_3 = 80$  м,  $d_1 = d_2 = d_3 = 150$  мм (рис. 12.35). Определить продолжительность наполнения цистерны, если ее вместимость  $50 \text{ м}^3$ , а трубы стальные с шероховатостью  $\Delta = 0,2$  мм,  $h = 5$  м.

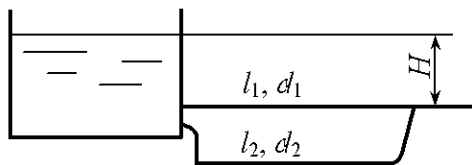


Рис. 12.34

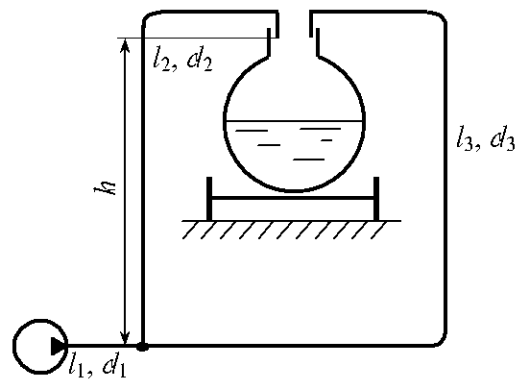


Рис. 12.35

12.32. Определить напор  $H$ , при котором расход в трубе 2  $Q_2 = 2$  л/с, приведенные длины  $l_1 = 60$  м,  $l_2 = 25$  м,  $l_3 = 30$  м, диаметры  $d_1 = d_3 = 60$  мм,  $d_2 = 50$  мм (рис. 12.36). Шероховатость труб  $\Delta = 0,02$  мм, а давление в конечных сечениях труб 2 и 3 атмосферное.

12.33. Определить расходы, поступающие в резервуары, если насос работает с давлением  $p_n = 0,54$  МПа,  $H = 10$  м; длины труб  $l_1 = 40$  м,  $l_2 = 60$  м,  $l_3 = 100$  м, диаметры  $d_1 = 80$  мм,  $d_2 = d_3 = 50$  мм, коэффициенты сопротивления трения  $\lambda_1 = 0,025$ ,  $\lambda_2 = \lambda_3 = 0,03$ , коэффициенты местных потерь  $\zeta_2 = \zeta_3 = 3$  (рис. 12.37).

12.34. Две параллельные одинаковые трубы длиной  $l$  каждая и диаметром  $d$  заменяются одной трубой той же длины, площадь сечения которой равна суммарной площади сечения двух заменяемых труб. Опреде-

лечь, как изменится пропускная способность трубы при неизменном напоре при ламинарном режиме и при турбулентном в области гидравлически гладких труб (формула Блазиуса).

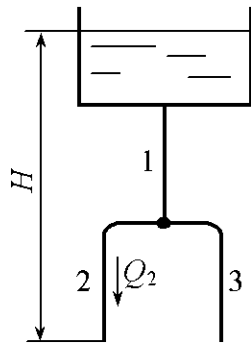


Рис. 12.36

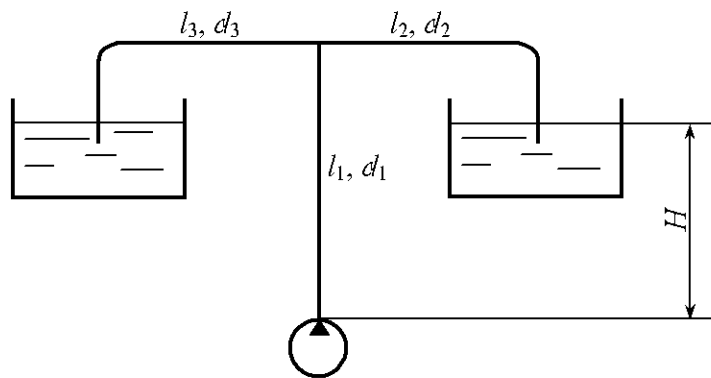


Рис. 12.37

12.35. Два бака соединены трубопроводом, состоящим из четырех труб одинакового диаметра  $d$  и одинаковой приведенной длины  $l$  (рис. 12.38).

Определить, какова эквивалентная длина разветвленного участка и как изменится пропускная способность трубопровода при неизменном напоре  $H$ , если одну трубу на разветвленном участке перекрыть. Режим турбулентный, область гидравлически гладких труб (формула Блазиуса).

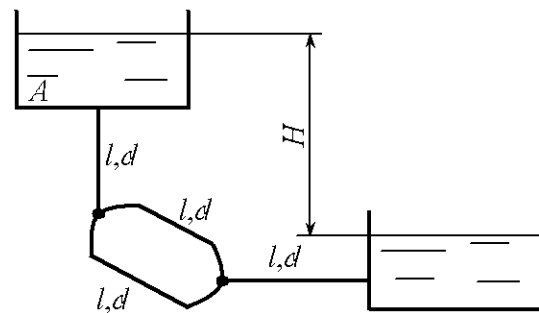


Рис. 12.38

12.36. Определить расходы в параллельных трубах  $Q_1$  и  $Q_2$ , если расход в магистральном трубопроводе  $Q = 24$  л/с, а размеры труб  $l_1 = 25$  м,  $l_2 = 45$  м,  $d_1 = 50$  мм,  $d_2 = 100$  мм (рис.12.13). Коэффициент суммарных местных потерь  $\zeta_2 = 3$ . Коэффициенты сопротивления трения  $\lambda_1 = 0,035$ ,  $\lambda_2 = 0,03$ .

12.37. Определить расход в магистральном трубопроводе, если размеры труб  $l_1 = 2,0$  м,  $d_1 = 5$  мм;  $l_2 = 2,5$  м,  $d_2 = 8$  мм (рис. 12.14). Потери давления в фильтре  $\Phi$ , установленном во второй трубе,  $\Delta p_\Phi = 0,2 \cdot 10^5$  Па, а расход минерального масла через фильтр  $Q_2 = 0,1$  л/с. Плотность масла  $\rho = 890$  кг/м<sup>3</sup>, кинематический коэффициент вязкости  $\nu = 1$  Ст.

12.38. Определить перепад давления на разветвленном участке, если расход минерального масла перед разветвлением  $Q = 0,5$  л/с (рис. 12.15), а длины труб  $l_1 = 5$  м,  $l_2 = 10$  м, их диаметры  $d_1 = d_2 = 10$  мм, коэффициент сопротивления дросселя  $D \zeta = 2$ , плотность масла  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>, кинематический коэффициент вязкости  $\nu = 0,2$  Ст.

12.39. Из бака вода поступает по трубе длиной  $l = 20$  м и диаметром  $d = 100$  мм до разветвления, далее по трубам с размерами  $l_1 = 10$  м,  $l_2 = 16$  м,  $d_1 = 100$  мм,  $d_2 = 80$  мм в атмосферу. Определить напор  $H$ , если расход  $Q_1 = 0,01$  м<sup>3</sup>/с (рис. 12.16),  $\zeta = 1$ . Стальные, бывшие в употреблении трубы располагаются в одной горизонтальной плоскости.

12.40. Определить, с какой подачей и давлением работает насос  $H$  на трубопровод, изображенный на рис. 12.18, если выходные сечения труб 1, 2, 3 располагаются на одной горизонтальной плоскости с насосом и давление на выходе этих труб атмосферное, расход минерального масла ( $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>) в трубе 3 равен  $Q_3 = 0,01$  м<sup>3</sup>/с. Кинематический коэффициент вязкости масла  $\nu = 0,01$  Ст.

12.41. Определить магистральный расход, если  $Q_4 = 1$  л/мин, а приведенные длины труб соответственно равны:  $l_1 = 5$  м,  $l_2 = 3$  м,  $l_3 = 3$  м,  $l_4 = 6$  м. Режим течения ламинарный, а диаметры труб одинаковы (рис. 12.8).

12.42. Насос  $H$  закачивает керосин ( $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>,  $\nu = 0,027$  Ст) в две железнодорожные цистерны по трубам, приведенные длины и диаметры которых равны:  $l_1 = 18$  м,  $l_m = 100$  м,  $d_1 = 100$  мм,  $d_m = 156$  мм (рис. 12.20). Определить давление, с которым должен работать насос, если его подача  $Q_m = 30$  л/с, геодезическая высота подъема керосина  $H_r = 5$  м. Шероховатость труб  $\Delta = 0,1$  мм.

12.43. Определить напор и подачу насоса  $Q_1$ , если расход  $Q_2 = 0,1$  л/с, а приведенные длины и диаметры труб соответственно равны:  $l_1 = 5$  м,  $l_2 = 8$  м,  $l_3 = 2$  м,  $d_1 = 10$  мм,  $d_2 = d_3 = 8$  мм (рис. 12.21). Жидкость – минеральное масло ( $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>,  $\nu = 0,1$  Ст). Давление в конечных сечениях труб 2 и 3 атмосферное, трубы расположены ниже насоса на  $h = 1$  м.

12.44. Определить удельный путевой расход в стальном водопроводе длиной  $l = 100$  м, диаметром  $d = 200$  мм, если транзитный расход

$Q_T = 30$  л/с, а разность давлений в начале и конце водопровода  $\Delta p = 0,1 \cdot 10^5$  Па.

12.45. От водонапорной башни высотой  $H_6 = 10$  м по горизонтальной поверхности проложен стальной водопровод (рис. 12.22), состоящий из трех участков:  $l_1 = 400$  м,  $l_2 = 300$  м,  $l_3 = 200$  м,  $d_1 = d_2 = 200$  мм,  $d_3 = 100$  мм. Сосредоточенные расходы  $Q_2 = 10$  л/с,  $Q_3 = 12$  л/с. Определить удельный путевой расход на втором участке длиной  $l_2$ .

12.46. Напор в начале горизонтального стального трубопровода  $H_H = 20$  м, а в конце  $H_K = 10$  м. Размеры трубопровода  $l_1 = 1500$  м,  $d = 200$  мм. Как изменится пропускная способность трубопровода, если на участке длиной  $l_2 = 1000$  м будет проложена параллельно основной дополнительная стальная труба длиной  $l_2$  и диаметром  $d$  (рис. 12.24).

12.47. Два водонапорных бака соединены трубопроводом, состоящим из двух последовательно соединенных труб с размерами  $l_1 = 600$  м,  $l_2 = 300$  м,  $d_1 = 150$  мм,  $d_2 = 200$  мм (рис. 12.26). Пьезометрические напоры в баках  $H_A = 30$  м,  $H_B = 18$  м. При каком отбираемом на стыке труб расходе  $Q_C$  пьезометрический напор в точке  $C$  равен  $H_C = 22$  м? Какие расходы установятся в трубах?

12.48. Два водонапорных бака соединены трубами 1 и 2 с трубой 3. Определить расходы  $Q_1$  и  $Q_3$  и напор  $H_2$ , при котором  $Q_2 = 0$ , если  $H_1 = 4,0$  м,  $H_3 = 2,1$  м, а размеры труб  $l_1 = 6$  м,  $l_3 = 6,5$  м,  $d_1 = d_3 = 30$  мм, коэффициенты сопротивления трения  $\lambda_1 = \lambda_3 = 0,025$  (рис. 12.27).

12.49. Определить напор  $H_1$  и расходы воды  $Q_1$  и  $Q_2$ , если расход  $Q_3 = 10$  л/с, а напоры  $H_2 = 2,0$  м,  $H_3 = 2,0$  м. Размеры стальных труб  $l = 6$  м,  $l_2 = 5$  м,  $l_3 = 10$  м,  $d_1 = d_2 = d_3 = 50$  мм (рис. 12.27).

12.50. Насос в системе смазки двигателя внутреннего сгорания подает смазочное масло ( $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>,  $\nu = 5$  сСт) под давлением  $0,5 \cdot 10^5$  Па по трубкам к подшипникам, которые располагаются выше насоса на  $H = 0,3$  м (рис. 12.28). Определить подачу насоса и минимальное давление на выходе из трубок в подшипник при условии, что каждый подшипник должен по-

лучать не менее  $10 \text{ см}^3/\text{с}$  смазки. Размеры трубок:  $L = 500 \text{ мм}$ ,  $l = 400 \text{ мм}$ ,  $D = 8 \text{ мм}$ ,  $d = 4 \text{ мм}$ .

12.51. Сифонный стальной водопровод состоит из трех труб, приведенные длины которых  $l_1 = l_2 = 50 \text{ м}$ ,  $l_3 = 100 \text{ м}$ , диаметры  $d_1 = d_2 = 75 \text{ мм}$ ,  $d_3 = 100 \text{ мм}$  (рис. 12.29). Определить напор  $H$  и вакуумметрическое давление в точке  $A$ , если расход  $Q_2 = 5,3 \text{ л/с}$ ,  $h = 1 \text{ м}$ .

12.52. Сифонный стальной водопровод состоит из трех одинаковых труб, приведенные длины которых  $l = 100 \text{ м}$ , а диаметры  $d = 100 \text{ мм}$  (рис. 12.30). Определить напор  $H$  и вакуумметрическое давление в точке  $A$ , если  $h = 1,2 \text{ м}$ , а расход в одной из параллельных труб  $9,4 \text{ л/с}$ .

12.53. Из верхнего бака в нижний поступает вода по стальному трубопроводу, состоящему из трех одинаковых труб приведенной длиной  $l = 50 \text{ м}$  каждая и диаметром  $d = 100 \text{ мм}$ . Определить расходы в каждой трубе, если напор  $H = 10 \text{ м}$  (рис. 12.31).

12.54. Вода из двух баков поступает по трем стальным трубам в атмосферу. Определить расходы  $Q_2$  и  $Q_3$ , напор  $H$ , если расход  $Q_1 = 8 \text{ л/с}$ , приведенные длины труб  $l_1 = 40 \text{ м}$ ,  $l_2 = l_3 = 50 \text{ м}$ ,  $d_1 = 100 \text{ мм}$ ,  $d_2 = 75 \text{ мм}$ ,  $d_3 = 125 \text{ мм}$  (рис. 13.32).

12.55. По стальному трубопроводу вода перетекает из закрытого бака в открытый. Размеры труб  $l_1 = 100 \text{ м}$ ,  $l_2 = l_3 = 80 \text{ м}$ ,  $l_4 = 180 \text{ м}$ ,  $d_1 = d_4 = 100 \text{ мм}$ ,  $d_2 = d_3 = 200 \text{ мм}$ . Определить избыточное давление в закрытом баке, если расход воды из этого бака  $Q_1 = 10 \text{ л/с}$ , а коэффициент сопротивления задвижки  $\zeta = 8$  (рис. 12.33).

12.56. К трубе длиной  $l_1 = 200 \text{ м}$  и диаметром  $d_1 = 50 \text{ мм}$  подсоединена параллельно труба  $l_2 = 100 \text{ м}$ ,  $d_2 = 50 \text{ мм}$ . Определить напор  $H$ , при котором расход  $Q_2 = 2,5 \text{ л/с}$ , если трубы стальные, давление на выходе из трубы длиной  $l_1$  атмосферное, а длины труб на разветвленном участке одинаковые (рис. 12.34).

12.57. Определить подачу и напор насоса, если высота подъема  $h = 5 \text{ м}$ , а размеры труб  $l_1 = 800 \text{ м}$ ,  $l_2 = 20 \text{ м}$ ,  $l_3 = 80 \text{ м}$ ,  $d_1 = d_2 = d_3 = 150 \text{ мм}$ , Жидкость – бензин, кинематический коэффициент вязкости которого  $\nu = 0,01 \text{ Ст}$  (рис. 12.35).



12.58. Из бака вода поступает по трем стальным трубам в атмосферу. Определить расходы в трубах, если напор  $H = 8$  м, приведенные длины труб  $l_1 = 60$  м,  $l_2 = 25$  м,  $l_3 = 30$  м; диаметры  $d_1 = 75$  мм,  $d_2 = d_3 = 50$  мм (рис. 12.36).

12.59. Определить давление, с которым работает насос, перекачивающий минеральное масло ( $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>,  $\nu = 1$  Ст), если  $H = 1,5$  м,  $l_1 = 10$  м,  $l_2 = 5$  м,  $l_3 = 6$  м,  $d_1 = 10$  мм,  $d_2 = d_3 = 8$  мм, а расход  $Q_2 = 0,1$  л/с (рис. 12.37).

12.60. Вода перетекает из верхнего бака в нижний по трубопроводу, состоящему из четырех стальных труб одинаковой приведенной длины  $l$  и одинакового диаметра  $d$  (рис. 12.38). Определить, как изменится пропускная способность трубопровода, если на разветвленном участке будет дополнительно установлена труба приведенной длины  $l$  и диаметром  $d$ . При этом напор  $H$  не изменится, а область сопротивления квадратичная.

12.61. Из верхнего водонапорного бака вода с расходом  $Q_2 = 5$  л/с поступает в атмосферу и в нижний бак по стальным трубам длинами  $l_1 = 30$  м,  $l_2 = l_3 = 25$  м,  $d_1 = 75$  мм,  $d_2 = d_3 = 50$  мм. Определить расходы  $Q_1$  и  $Q_3$ , напор  $H$ , если  $h = 7$  м (рис. 12.39).

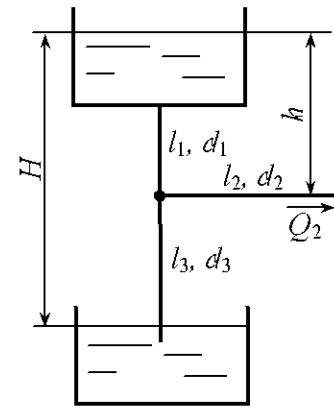


Рис. 12.39

## 13. НАСОСЫ

### Общие сведения

Насос – гидромашина для создания напорного потока жидкости. Этот поток создается в результате силового воздействия на жидкость в рабочей камере насоса.

По характеру силового воздействия, а следовательно, и по виду рабочей камеры различают насосы динамические и объемные [5]. В динамическом насосе силовое воздействие на жидкость осуществляется в проточной камере, постоянно сообщающейся с входом и выходом насоса. Основной разновидностью динамических насосов являются лопастные и, в частности, центробежные насосы. В объемном насосе силовое воздействие на жидкость происходит в рабочей камере, периодически изменяющей свой объем и попеременно сообщающейся с входом и выходом насоса. Из объемных насосов наиболее распространены роторные насосы с вращательным или вращательным и возвратно поступательным движением рабочих органов [2]. Основными насосами этого типа являются радиально-поршневые, шестеренные, винтовые, пластинчатые. Каждая разновидность

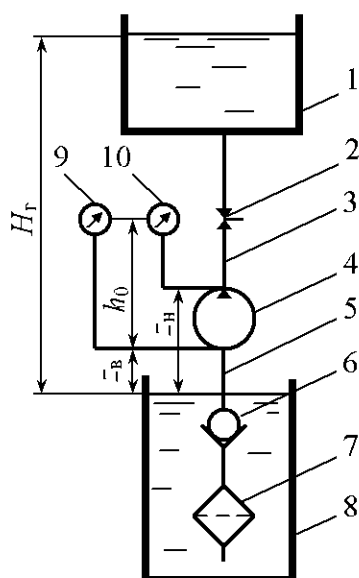


Рис. 13.1

насоса делится на большое число конструктивных типов по виду рабочих органов и кинематике механизмов, передающих движение от вала насоса к вытеснителям, по характеру распределения жидкости и регулирования подачи, по числу циклов вытеснения за один оборот ротора и другим конструктивным и эксплуатационным признакам.

Насос и двигатель, соединенные друг с другом, называются насосным агрегатом. Насосный агрегат с трубопроводом и комплектующим оборудованием называется насосной установкой.

На рис. 13.1 приведена примерная схема насосной установки. Насос 4 перекачивает жид-

кость из расходного бака 8 в напорный бак 1 по всасывающему 5 и нагнетательному напорному 3 трубопроводам. На всасывающем трубопроводе установлен фильтр 7, обратный клапан 6 и вакуумметр 9, а на напорном – манометр 10 и запорно-регулирующее устройство 2.

**Основные технические показатели насосов.** Подача насоса  $Q$  – объем жидкости, подаваемой насосом в единицу времени. Подача насоса зависит от геометрических размеров насоса и скорости движения его рабочих органов, а также от гидравлического сопротивления трубопровода, связанного с насосом.

Теоретическая (идеальная) подача насоса  $Q_T$  – это сумма подачи насоса  $Q$  и объемных потерь в насосе  $\Delta Q$ :

$$Q_T = Q + \Delta Q. \quad (13.1)$$

Рабочий объем объемного насоса  $q$  – разность наибольшего и наименьшего значений объема рабочей камеры за один оборот вала или за двойной ход рабочего органа насоса (вытеснителя).

Давление  $p$ , создаваемое насосом, определяется зависимостью

$$p = p_H - p_{вс} + \rho \frac{v_H^2 - v_{вс}^2}{2} + \rho g(z_H - z_{вс}), \quad (13.2)$$

где  $p_H$ ,  $p_{вс}$  – соответственно давления на выходе и на входе в насос;  $v_H$ ,  $v_{вс}$  – средние скорости движения жидкости на выходе и входе в насос;  $z_H$ ,  $z_{вс}$  – высота центров тяжести сечений на выходе и входе в насос.

Напор насоса  $H$  – разность удельных энергий при выходе из насоса и на входе в него, выраженная высотой столба перекачиваемой жидкости. Напор насоса связан с давлением насоса зависимостью

$$H = \frac{P}{\rho g}.$$

Напор насоса можно определить с помощью подключенных к нему манометра и вакуумметра по формуле

$$H = \frac{P_M + P_B}{\rho g} + h_0 + \frac{v_H^2 - v_{вс}^2}{2g}, \quad (13.3)$$

где  $P_M$ ,  $P_B$  – соответственно показания манометра и вакуумметра;  $h_0$  – вертикальное расстояние между точкой подключения вакуумметра и манометра;  $v_H$  и  $v_{вс}$  – средние скорости движения жидкости в местах измерения давлений.

Напор насоса затрачивается на создание гидростатического и скоростных напоров и преодоление гидравлических сопротивлений во всасывающем и нагнетательном трубопроводах. Пренебрегая малыми скоростными напорами в баках (рис. 13.1), потребный напор выражается зависимостью

$$H_{\pi} = H_c + \sum h_w, \quad (13.4)$$

где  $H_c$  – гидростатический напор,

$$H_c = H_r + \frac{p_2 - p_1}{\rho g}, \quad (13.5)$$

$H_r$  – геометрическая высота подъема жидкости;  $p_2$ ,  $p_1$  – соответственно давление на свободные поверхности жидкости в напорном и расходном баках;  $\sum h_w$  – суммарные потери напора в трубопроводах,

$$\sum h_w = h_{wbc} + h_{wn};$$

$h_{wbc}$  и  $h_{wn}$  – соответственно потери напора во всасывающем и напорном трубопроводах.

При вытекании жидкости из напорного трубопровода в атмосферу потребный напор

$$H_{\pi} = H_c + \sum h_w + \frac{v^2}{2g}, \quad (13.6)$$

где  $\frac{v^2}{2g}$  – скоростной напор на выходе из напорного трубопровода.

Мощность насоса – мощность, потребляемая насосом,

$$N = M\omega, \quad (13.7)$$

где  $M$  – крутящий момент на валу насоса;  $\omega$  – частота вращения вала.

Полезная мощность насоса  $N_{\pi}$  – мощность, сообщаемая насосом перекачиваемой жидкости,

$$N_{\pi} = Qp = Q\rho gH. \quad (13.8)$$

Коэффициент полезного действия (КПД) насоса  $\eta$  – отношение полезной мощности к мощности насоса:

$$\eta = \frac{N_{\pi}}{N} = \eta_o \eta_r \eta_m, \quad (13.9)$$

где  $\eta_o$  – объемный КПД, учитывающий потери мощности в насосе,

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_T} = \frac{Q}{Q + \Delta Q}; \quad (13.10)$$

$\eta_r$  – гидравлический КПД, учитывающий потери мощности на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе,

$$\eta_r = \frac{H}{H + h_{\text{внас}}}; \quad (13.11)$$

$h_{\text{внас}}$  – потери напора внутри насоса;  $\eta_m$  – механический КПД, учитывающий механические потери мощности в подшипниках, уплотнениях, механизме насоса,

$$\eta_m = \frac{N - N_M}{N}, \quad (13.12)$$

$N_M$  – механические потери мощности в насосе.

Различают оптимальный режим работы насоса – режим при наибольшем значении КПД; номинальный – режим, обеспечивающий заданные технические показатели; кавитационный – режим в условиях кавитации, вызывающей изменение основных технических показателей.

Кавитационный запас – превышение полного напора жидкости во всасывающем патрубке насоса над давлением насыщенных паров  $p_{\text{н.п}}$  этой жидкости. Кавитационный запас определяется зависимостью

$$\Delta h_k = \frac{p_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g} - \frac{p_{\text{н.п}}}{\rho g} \quad (13.13)$$

Допускаемый кавитационный запас  $\Delta h_{\text{кд}}$  – кавитационный запас, обеспечивающий работу насоса без изменения основных технических показателей, связанных с возникновением в насосе явления кавитации.

Геометрическая высота всасывания  $h_{\text{вс}}$  – высота расположения центра отверстия насоса относительно пьезометрической плоскости для расходного бака.

Вакуумметрическая высота всасывания

$$h_{\text{в}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{вс}}}{\rho g}, \quad (13.14)$$

где  $p_{\text{атм}}$  – атмосферное давление.

Допускаемая вакуумметрическая высота всасывания  $h_{\text{в.д}}$  – вакуумметрическая высота всасывания, при которой обеспечивается работа насо-

са без изменения основных технических показателей, связанных с возникновением в насосе явления кавитации.

Подпор – высота расположения пьезометрической плоскости для расходного бака, отсчитанная от центра входного отверстия насоса. Для улучшения условий всасывания основного насоса подпор может быть создан вспомогательным насосом или повышением давления воздуха в расходном баке.

Высота самовсасывания – высота самозаполнения всасывающего трубопровода самовсасывающим насосом.

**Характеристики насосов и насосных устройств.** Характеристика насоса – графическая зависимость технических показателей от подачи для динамических насосов и от давления для объемных насосов при постоянных значениях частоты вращения рабочих органов, вязкости и плотности жидкости на входе в насос.

Рабочая часть характеристики – зона характеристики насоса, в пределах которой рекомендуется его эксплуатация.

Поле насоса – рекомендуемая область применения насоса по подаче и напору, получаемая изменением частоты вращения или обточкой рабочего колеса по внешнему диаметру для центробежных насосов. Для центробежных насосов эти графики строят в координатах  $Q-H$ ; для объемных насосов – в координатах  $Q-p$ .

Характеристика насосной установки представляет собой график зависимости потребного напора от расхода жидкости в трубопроводе с насосной подачей. Кривая потребного напора строится по уравнению (13.4). Кривая потребного напора при  $H_c > 0$  для турбулентного режима представлена на рис. 13.2, *а* для ламинарного – на рис 13.2, *б*.

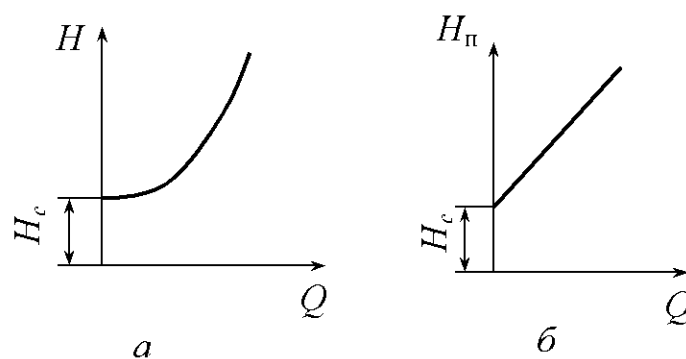


Рис. 13.2

Возможны случаи, когда  $H_c = 0$  и  $H_c < 0$ .

Равенство  $H_c = 0$  возможно не только при  $H_r = 0$ ,  $p_2 - p_1 = 0$  и  $H_r = \frac{p_2 - p_1}{\rho g}$ , но и в случае замкнутого трубопровода, например в системах

жидкостного охлаждения или смазки двигателя внутреннего сгорания.

**Центробежные насосы.** В центробежном насосе жидкость под давлением центробежных сил перемещается через рабочее колесо от центра к периферии [5]. Жидкость, отбрасываемая лопатками колеса, поступает в спиральный отвод и далее в напорный трубопровод. Спиральный отвод предназначен не только для сбора жидкости, но и для частичного преобразования ее кинетической энергии в потенциальную энергию давления.

*Основное уравнение.* Движение жидкости в рабочем колесе центробежного насоса рассматривают как результат сложения движений в двух направлениях: переносного движения с окружной скоростью  $u$ , направленной по касательной к окружности в сторону вращения рабочего колеса, и относительного движения со скоростью  $w$ , т.е. со скоростью движения жидкости относительно лопаток рабочего колеса, направленной по касательной к лопаткам (рис. 13.3). Скорость абсолютного движения  $v$  является суммой векторов окружной и относительной скоростей:

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}. \quad (13.15)$$

На рис. 13.3 приведены параллелограммы скоростей при входе на лопатку рабочего колеса ( $u_1, w_1, v_1$ ) и при выходе с лопатки ( $u_2, w_2, v_2$ ).

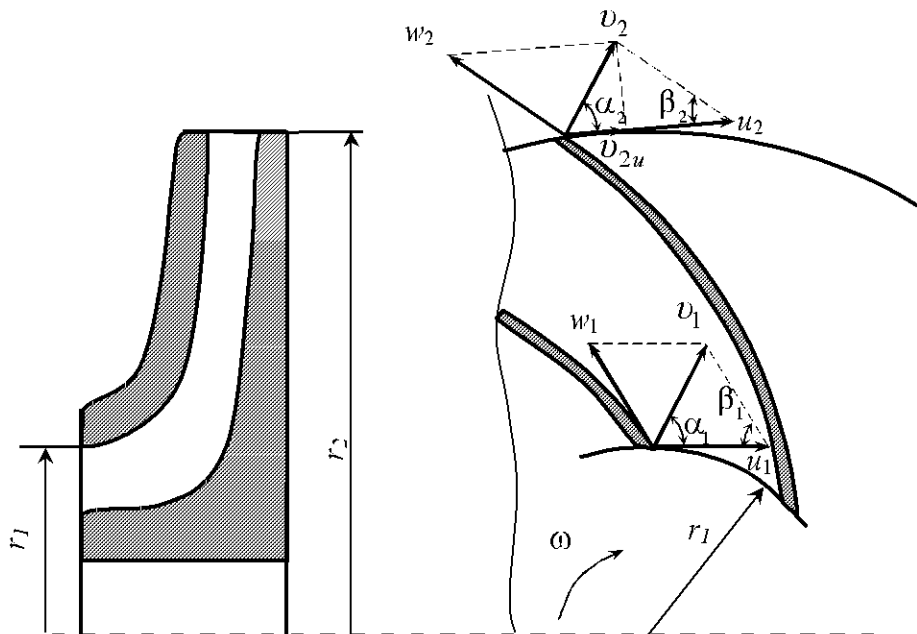


Рис. 13.3

Напор, обеспечиваемый рабочим колесом насоса, определяется по формуле

$$H = \eta_r k_z \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1}{g}, \quad (13.16)$$

где  $k_z$  – коэффициент влияния числа лопаток, для насосов с односторонним входом

$$k_z = \frac{1}{1 + \frac{2\psi}{z(1 - \frac{r_1^2}{r_2^2})}}; \quad (13.17)$$

$\psi$  – коэффициент, зависящий от шероховатости проточной части рабочего колеса,

$$\psi = (0,55 \dots 0,65) + 0,6 \sin \beta_2;$$

$\beta_2$  – угол между окружной и относительной скоростями на выходе рабочего колеса;  $z$  – число лопаток;  $\alpha_1, \alpha_2$  – углы между векторами окружной и абсолютной скоростей на входе и выходе рабочего колеса.

Скорости

$$u_1 = \omega r_1; \quad u_2 = \omega r_2, \quad \omega = \frac{\pi n}{30}$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения рабочего колеса;  $r_1, r_2$  – радиусы входной и выходной кромок рабочего колеса;  $n$  – частота вращения (число оборотов в минуту) рабочего колеса.

Обычно жидкость подводится к рабочему колесу без предварительной закрутки, а войдя в колесо, поступает в межлопаточные каналы, двигаясь радиально, т.е.  $\alpha_1 = 90^\circ$ . Тогда напор насоса выражается по формуле [10]

$$H = \eta_r k_z \frac{U_2 v_{2u}}{g}, \quad (13.18)$$

где  $v_{2u}$  – окружная или тангенциальная составляющая абсолютной скорости на выходе рабочего колеса,

$$v_{2u} = v_2 \cos \alpha_2 = u_2 - w_2 \cos \beta_2.$$

*Кавитационный расчет.* Кавитацией называется нарушение сплошности потока жидкости, обусловленное появлением в ней пузырьков пара или газа. Кавитация возникает при понижении давления, в результате чего жидкость закипает или из нее выделяется растворенный газ [20]. Такое падение давления происходит при обтекании потоком входного элемента лопасти рабочего колеса из-за резкого возрастания скорости движения жид-



кости. Падение давления получается также из-за гидравлических потерь в подводе. Если давление на входном элементе лопасти понижается до давления насыщенных паров жидкости, то возникает кавитация. Следствием кавитации являются: шум, вибрация и удары насосной установки; выкрашивания отдельных частей металла и выход насоса из строя; падение подачи, напора мощности и КПД насоса. Кроме того, кавитация ограничивает высоту всасывания насоса.

Кавитационный запас рассчитывают по формуле (13.13), а допускаемая высота всасывания жидкости из открытого резервуара определяется из условия бескавитационной работы насоса

$$h_{\text{вс.д}} = \frac{P_{\text{атм}} - P_{\text{н.п}}}{\rho g} - h_{\text{ввс}} - \Delta h_{\text{к.д}}. \quad (13.19)$$

Допускаемый кавитационный запас

$$\Delta h_{\text{к.д}} = (1,1 \dots 1,3) \Delta h_{\text{кр}}. \quad (13.20)$$

Допускаемый кавитационный критический запас может быть определен по формуле С.С. Руднева:

$$\Delta h_{\text{кр}} = 10 \left( \frac{n \sqrt{Q}}{c_{\text{к}}} \right)^{\frac{4}{3}}, \quad (13.21)$$

где  $n$  – частота вращения вала насоса,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $Q$  – подача насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $c_{\text{к}}$  – кавитационный коэффициент быстроходности, зависящий от конструктивных особенностей насоса, для обычных насосов при оптимальном режиме  $c_{\text{к}} = 800 \dots 1000$ .

Для контроля за кавитационными условиями работы насоса при его эксплуатации определяют вакуумметрическую высоту всасывания  $h_{\text{в}}$  по формуле (13.14), используя при этом показания вакуумметра, установленного на всасывающем трубопроводе. Величина  $h_{\text{в}}$  должна быть меньше допускаемой вакуумметрической высоты всасывания, которая часто приводится в характеристиках насосов.

*Осевая нагрузка на колесо.* В насосах с односторонним входом в результате асимметричности рабочего колеса возникает осевая нагрузка на колесо, которая стремится двинуть его вместе с валом в сторону всасывающего патрубка. На рис. 13.4 изображены эпюры давления на передний и задний диски колеса.

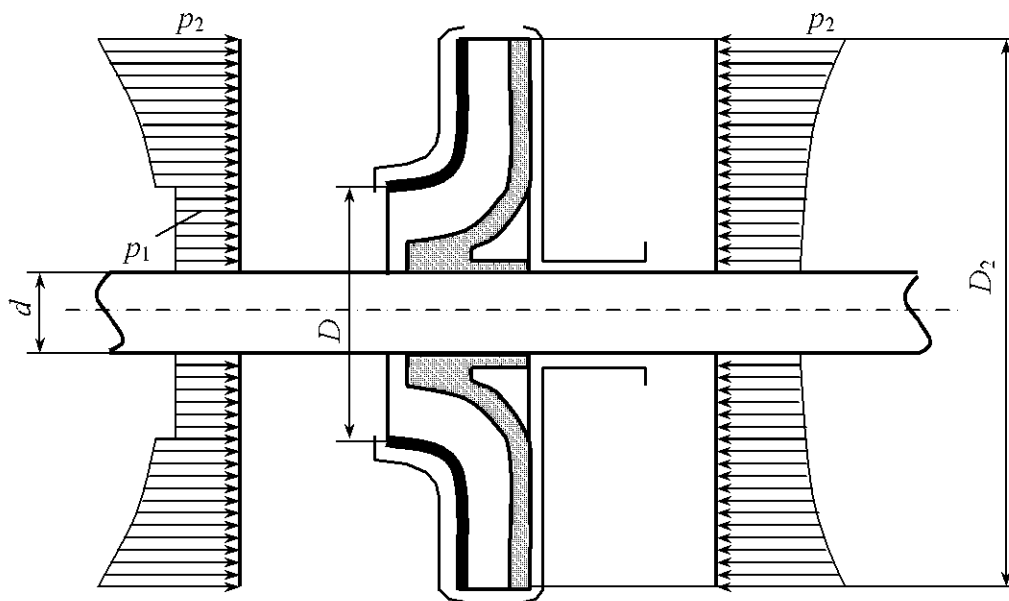


Рис. 13.4

Осевая нагрузка на колесо с некоторым запасом определяется по формуле [5]

$$P = (p_2 - p_1) \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}, \quad (13.22)$$

где  $p_2, p_1$  – собственно давления на выходе из колеса и во всасывающем патрубке;  $D, d$  – диаметр окружности уплотнительного зазора и диаметр вала.

Приближенно осевая нагрузка на колесо определяется по формуле

$$P = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \rho g H, \quad (13.23)$$

где  $H$  – напор насоса.

В многоступенчатых насосах полная осевая нагрузка равна сумме осевых нагрузок, действующих на каждое рабочее колесо.

Смещение колеса и вала в сторону всасывающего патрубка может привести к соприкосновению рабочего колеса с выступающими элементами корпуса, при этом происходит истирание колеса и его заклинивание.

Разгрузка осевого давления в одноколесных насосах производится применением колес с двусторонним входом, устройством второго уплотнительного зазора и отверстий в задней стенке колеса и применением упорных подшипников; в многоколесных насосах – симметричным взаимно противоположным расположением рабочих колес и применением гидравлических пят.

*Характеристика центробежных насосов.* Характеристика центробежных насосов представляет собой графическое изображение зависимости напора  $H$ , мощности  $N$ , КПД  $\eta$  и допустимой вакуумметрической высоты всасывания  $h_{в.д}$  или допускаемого кавитационного запаса  $\Delta h_{к.д}$  от подачи насоса  $Q$  при постоянных значениях частоты вращения рабочего колеса  $n$ , вязкости и плотности жидкости на входе в насос [5].

На рис. 13.5 в качестве примера приведена характеристика насоса марки 4К-18 при  $n = 2900$  об/мин и диаметре рабочего колеса  $D_2 = 148$  мм.

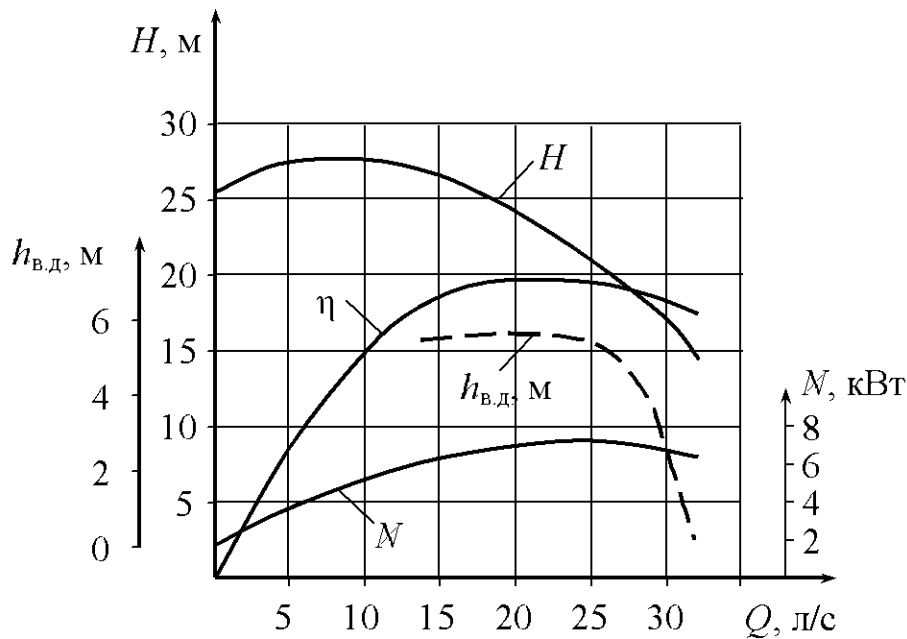


Рис. 13.5

Приведенная в характеристике связь  $H-Q$  действительна для любой жидкости. При пользовании кривой следует учитывать род жидкости, так как мощность насоса прямо пропорциональна плотности жидкости.

Допускаемая вакуумметрическая высоты всасывания  $h_{в.д}$  действительна при подаче насосом воды до  $20\text{ }^\circ\text{C}$  при нормальном атмосферном давлении  $p_{атм}$ , равном 10 м вод. ст. (735,5 мм рт. ст.), а также при расчетной частоте вращения рабочего колеса  $n$ .

В случае подачи насосом воды с более высокой температурой или иной жидкости, а также при давлении, отличном от нормального атмосферного, искомая допускаемая вакуумметрическая высота всасывания определяется по формуле

$$h_{в.д.и} = h_{в.д} - (10 - H_{атм}) - h_{н.п}, \quad (13.24)$$

где  $H_{\text{атм}}$  – атмосферное давление в местности, где устанавливается насос, м. ст. перекачиваемой жидкости;  $h_{\text{н.п}}$  – давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости при заданной температуре, м. ст. жидкости.

*Работа центробежного насоса на сеть.* Задачи о работе насоса на сеть можно разделить на две основные группы [20].

1. Подбор насоса для данной установки при требуемой подаче  $Q$ . Решение этих задач основано на вычислении потребного напора установки  $H_{\text{п}}$  по формуле (13.4). При установившемся режиме работы установки, когда расход в трубопроводе не меняется во времени, развиваемый насосом напор  $H$  равен потребному напору установки  $H_{\text{п}}$ . По значениям  $Q$  и  $H$  подбирают насос и двигатель. При этом используют сводные графики подач и напоров [5] и сводные таблицы технических данных, которые даются в каталогах насосов. В прил. 10 приведены характеристики консольных и консольно-моноблочных центробежных насосов типов К и КМ при максимальных значениях КПД.

2. Определение рабочего режима работы данного насоса. Решение таких задач основано на совмещении на одном графике (рис. 13.6) в одинаковом масштабе характеристики насоса  $H = f(Q)$  и характеристики насосной установки  $H_{\text{п}} = f(Q)$ .

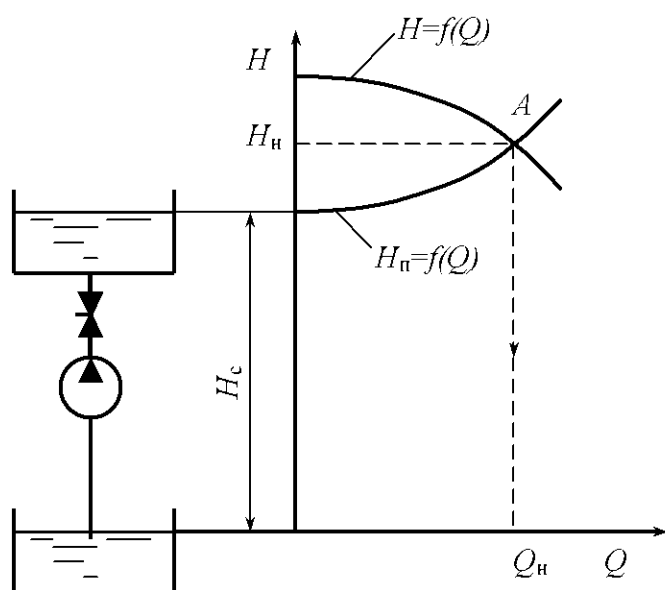


Рис. 13.6

На рис. 13.6 приведена схема работы центробежного насоса на простой трубопровод при  $H_c > 0$ . Точка  $A$  пересечения характеристик  $H = f(Q)$  и  $H_{\text{п}} = f(Q)$  называется рабочей или режимной. Величины  $Q_{\text{н}}$  и  $H_{\text{н}}$  – есть фактические подача и напор насоса. Если  $Q_{\text{н}}$  и  $H_{\text{н}}$  не удовлетворяют заданным условиям,

необходимо **изменить режим работы насосной установки**. Изменение режима может быть достигнуто либо дросселированием, либо изменением диаметра трубопровода. При дросселировании на напорном трубопроводе устанавливают дроссель (задвижку или вентиль). При изменении

сопротивления дросселя изменяется крутизна характеристики установки и рабочая точка перемещается по характеристике насоса (рис. 13.7). Увеличением диаметра трубопровода можно увеличить подачу, дросселированием можно лишь уменьшить подачу, причем этот способ является неэкономичным.

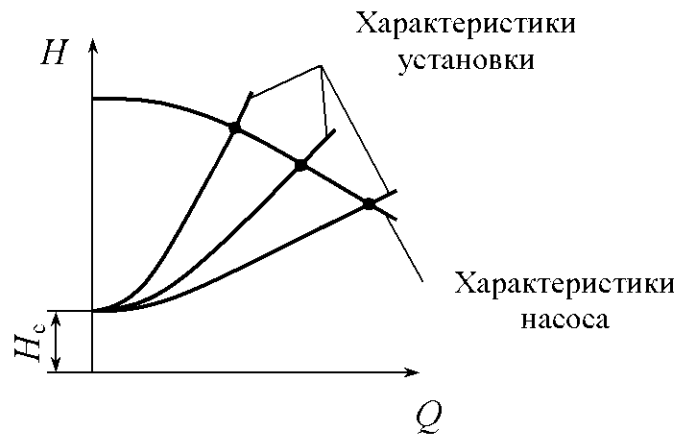


Рис. 13.7

**Изменение характеристики насоса** может быть достигнуто двумя способами: изменением частоты вращения или изменением диаметра (обрезкой) рабочего колеса. При изменении характеристики насоса рабочая точка перемещается по заданной неизменной характеристике установки (рис. 13.8).

Пересчет характеристик насоса для разных частот вращения производится с помощью законов пропорциональности:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad (13.25)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad (13.26)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3. \quad (13.27)$$

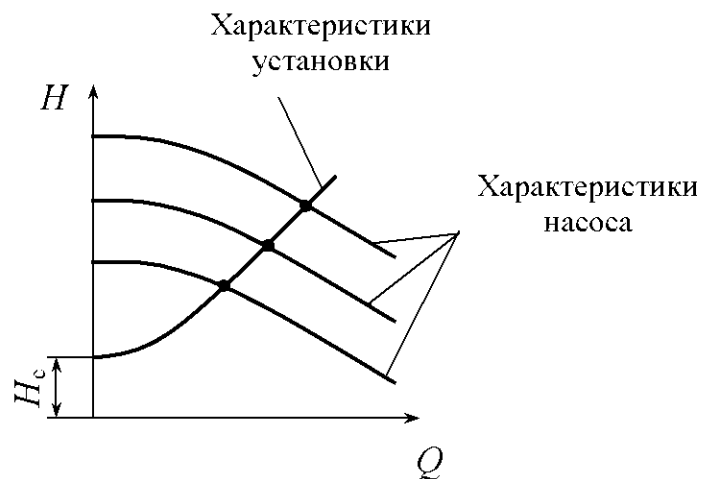


Рис. 13.8

Пересчет допустимой вакуумметрической высоты всасывания выполняется по выражению

$$h_{в.д2} = 10 - (10 - h_{в.д1}) \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2.$$

Допускаемая вакуумметрическая высота всасывания  $h_{в,д2}$  при частоте вращения рабочего колеса  $n_2$  соответствует подаче

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1}.$$

Сопоставляя (13.25) и (13.26), получим

$$\frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{Q_1}{Q_2} \right)^2 \quad \text{или} \quad \frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2} = \text{const} = c \quad \text{и} \quad H = cQ^2.$$

Таким образом, режимные точки, удовлетворяющие выражениям (13.25)–(13.27), располагаются на параболе, вершина которой проходит через начало координат и называется параболой подобных режимов. Предполагается, что для подобных режимов значения КПД насоса можно приближенно принимать одинаковыми ( $\eta_1 = \eta_2$ ), а насос работающим на одной и той же жидкости ( $\rho_1 = \rho_2$ ).

На рис. 13.9 дана схема определения новой частоты вращения  $n_x$  центробежного насоса при требуемой его подаче  $Q_1$  [6]. Заданы характери-



Рис. 13.9

стика насоса при  $n$  и характери-стика установки. Точка их пересечения  $A$  является рабочей точкой;  $Q_n$  и  $H_n$  – подача и напор насоса.

Точка 1 – новая рабочая точка на характеристике установки при требуемой подаче  $Q_1$ . Через эту точку должна пройти характеристика насоса при новой частоте  $n_x$ . При известной подаче  $Q_1$  находим напор  $H_1$ , затем постоянную  $c$  параболы подобных режимов.

Используя зависимость  $H = cQ^2$ , строим параболу подобных режимов и находим точку 2 пересечения ее с заданной характеристикой насоса.

Точки 1 и 2 являются режимными, и для них справедливы соотношения (13.25)–(13.27). Используя, например (13.25), находим

$$n_x = n \frac{Q_1}{Q_2}.$$

При выполнении обточки рабочего колеса справедливы соотношения [5]

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{D_2}{D'_2}; \quad (13.28)$$

$$\frac{H}{H'} = \left( \frac{D_2}{D'_2} \right)^2, \quad (13.29)$$

где  $Q$  и  $H$  – собственно подача и напор при нормальном диаметре  $D_2$  внешней окружности рабочего колеса;  $Q'$  и  $H'$  – то же при диаметре  $D'_2$  обточенной внешней окружности рабочего колеса.

Нетрудно убедиться, что режимные точки, удовлетворяющие соотношениям (13.28) и (13.29), располагаются на параболе, вершина которой проходит через начало координат и называется параболой обточек. Чтобы не вызвать чрезмерного снижения КПД насоса, величина обточки не должна превышать 15...20 % диаметра нормального колеса.

**Перепуск жидкости** производится из нагнетательного трубопровода во всасывающий через перепускную трубу с регулируемым дросселем (рис. 13.10).

На рис 13.10 построены характеристики насоса 1, установки при перекрытой перепускной трубе 2, перепускной трубы 3, установки при работающей перепускной трубе 4, которая получена путем сложения характеристик 2 и 3 по расходам.

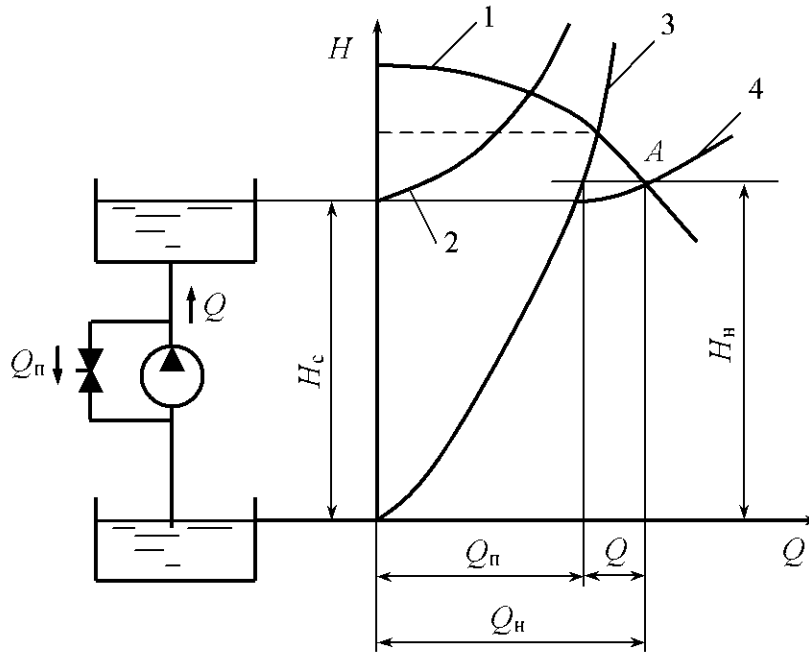


Рис. 13.10

Изменение режима насосной установки перепуском жидкости так же неэкономично, как и дросселирование.

*Параллельная и последовательная работа центробежных насосов.* В том случае, когда подача центробежного насоса недостаточна, устанавливают параллельно второй насос. Решение задачи по определению рабочего режима насосной установки при параллельной работе двух насосов приведено на рис 13.11.

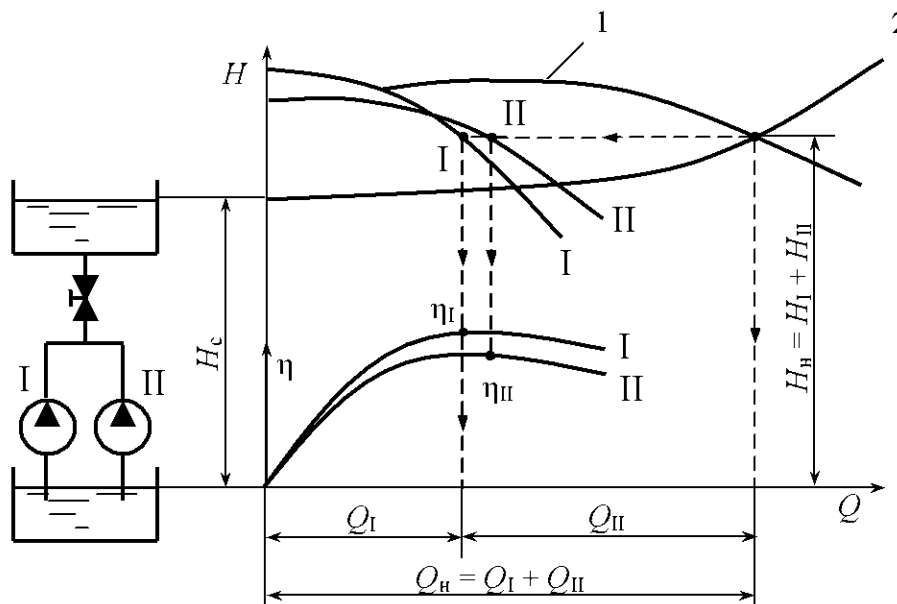


Рис. 13.11



Сначала строится суммарная характеристика 1 путем сложения характеристик насосов по расходам, а затем находится точка пересечения с характеристикой 2 насосной установки (рабочая точка *A*). В том случае, когда напор насоса недостаточен, устанавливают последовательно второй насос.

Решение задачи при последовательной установке двух насосов представлено на рис. 13.12. В этом случае сложением характеристик насосов по напорам получают суммарную характеристику 1, при пересечении которой с характеристикой 2 установки получают рабочую точку *A*. На рис. 13.11 и 13.12  $Q_n$  и  $H_n$  – собственно подача и напор при одновременной работе двух насосов.

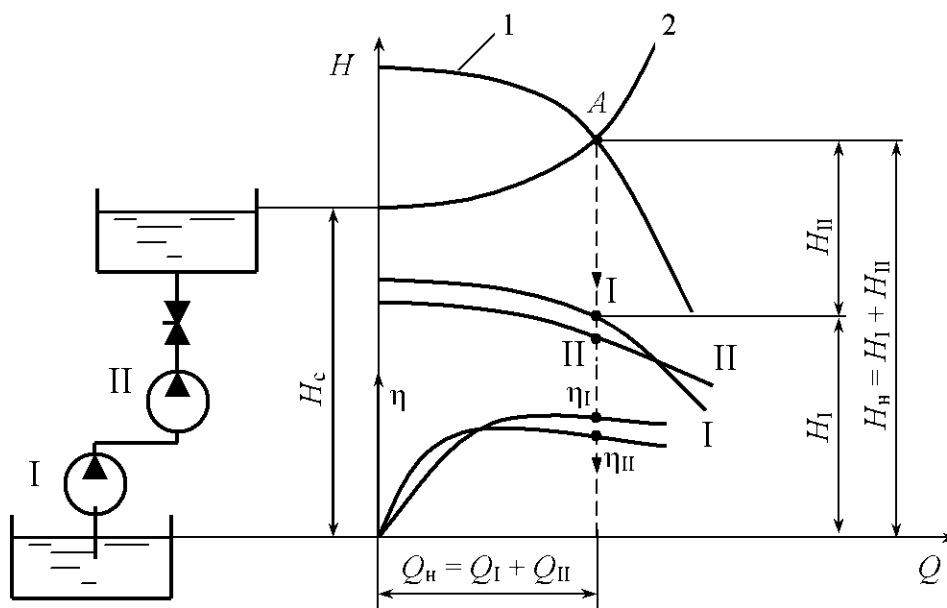


Рис. 13.12

**Роторные насосы.** Основные технические показатели, общие для динамических и объемных насосов, приведены выше.

Теоретическая (идеальная) подача роторного насоса

$$Q_r = qn,$$

где  $q$  – рабочий объем насоса,  $\text{см}^3$ ;  $n$  – частота вращения,  $\text{с}^{-1}$ .

Рабочий объем насоса – это разность наибольшего и наименьшего значений объема рабочей камеры за один оборот ротора насоса. Значения рабочего объема  $q$  по ГОСТ 13824–80,  $\text{см}^3$ : 0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,320; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,00; 1,25; 1,60; 2,00; 2,50; 3,20; 4,00; 5,00; 6,30; 8,00; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0; 32,0; 40,0; 50,0; 63,0; 80,0; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800.

Действительная подача насоса  $Q$  меньше идеальной вследствие объемных потерь:

$$Q = q\eta_o, \quad (13.30)$$

где  $\eta_o$  – объемный КПД насоса (отношение полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, потерянной с утечками).

Момент на валу насоса при отсутствии потерь энергии (теоретический)

$$M_\tau = \frac{qP}{2\pi}, \quad (13.31)$$

где  $P$  – давление, создаваемое насосом, Па.

Рекомендуемые значения давлений  $P$  по ГОСТ 14063–68 [22], МПа: 2,5; 6,3; 10,0; 16,0; 20,0; 32,0; 40,0; 50,0; 63,0.

С учетом механических потерь момент на валу насоса

$$M = \frac{qP}{2\pi\eta_m}. \quad (13.32)$$

**Радиально-поршневые насосы.** Радиально-поршневой насос представляет собой насос, у которого оси цилиндров перпендикулярны оси вращения ротора или составляют с ней угол более  $45^\circ$ . Жидкость вытесняется из рабочих камер (цилиндров) в процессе вращательно-поступательного движения вытеснителей (поршни, плунжеры). Перемещение поршней (плунжеров) в роторе осуществляется вследствие эксцентричного расположения ротора относительно статора.

На рис. 13.13 приведены конструктивные схемы радиально-поршневого насоса однократного (*a*) и двукратного (*б*) действий. На цапфе 1 установлен цилиндрический блок 2 со звездообразным расположением цилиндров. Поршни 3 прижимаются к статорному кольцу 4 под действием центробежных сил и усилий пружин 5. Распределение жидкости осуществляется через выполненные в цапфе окна, с которыми при вращении блока поочередно соединяются цилиндры через отверстия в их доньшках. Распределительные окна через осевые каналы цапфы соединяются с всасывающей и нагнетающей магистралями. Разделительные перемычки между распределительными окнами выполняются так, чтобы при переходе через них доньшки цилиндров надежно отсекались от распределительных окон цапфы. Для этого перемычки должны быть несколько больше ширины окна (на десятые доли миллиметра); в свою очередь, эта ширина должна быть меньше диаметра цилиндра:  $s < k, s < d$ .

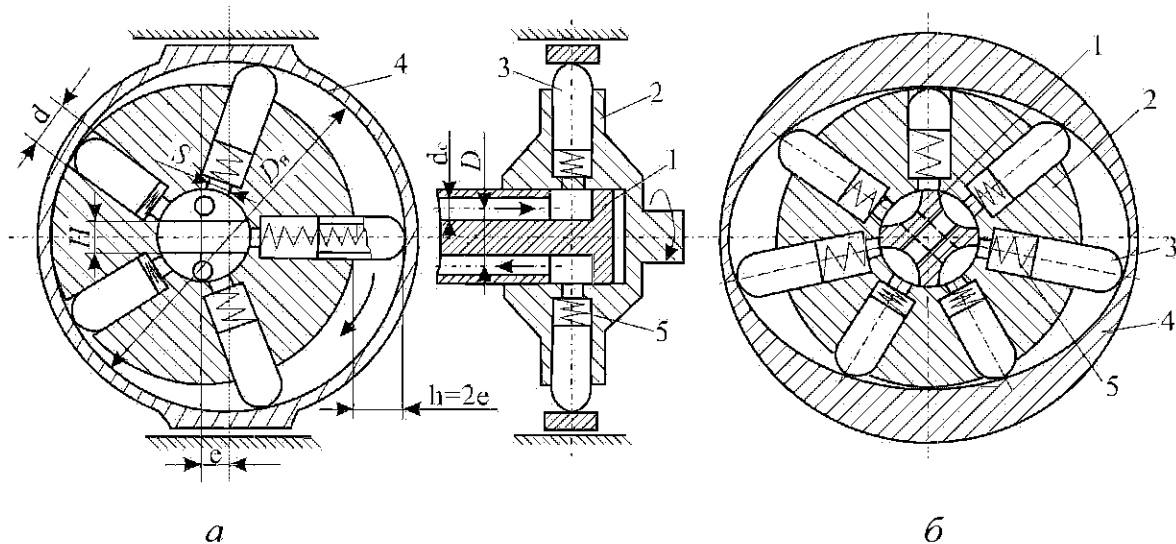


Рис.13.13

Регулирование подачи радиально-поршневых насосов, а также реверс осуществляются изменением величины и знака эксцентриситета  $e$ . Обычно величина  $e$  находится в пределах 3...10 мм [23].

Рабочий объем радиально-поршневого насоса

$$q = fhz = \frac{\pi d^2}{4} hz = \frac{\pi d^2}{4} 2ez, \quad (13.33)$$

где  $f$  – площадь поршня, мм<sup>2</sup>,  $f = \frac{\pi d^2}{4}$ ;  $h$  – ход поршня,  $h = 2e$ ;  $z$  – число поршней;  $d$  – диаметр поршня, мм.

Рекомендуемые диаметры поршней (плунжеров)  $d$  по ГОСТ 6540–68, мм: 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 18; 20; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 35; 38; 40; 42; 44; 45; 48; 50 и т.д.

Нормальная работа насоса без заклинивания поршня и заметного износа цилиндра обеспечивается при  $e = (0,15...0,40)d$  [20].

Для уменьшения неравномерности подачи на практике применяют преимущественно насосы с нечетным числом цилиндров, равным 5, 7, 9 [20].

Цилиндры насоса могут располагаться в несколько рядов (обычно не более трех) [20], благодаря чему достигается более равномерная подача. Кроме того, для увеличения подачи применяются насосы многократного действия, у которых поршень за один оборот ротора совершает несколько рабочих ходов.

Рабочий объем многорядных насосов многократного действия

$$q = \frac{\pi d^2}{4} 2e zim, \quad (13.34)$$

где  $i$  – кратность насоса;  $m$  – число рядов.

Коэффициент полезного действия радиально-поршневого насоса  $\eta = 0,75 \dots 0,85$ , объемный КПД  $\eta_o = 0,95 \dots 0,98$ .

Диаметр распределительной цапфы [20], см,

$$D = k\sqrt[3]{q^2} + b\sqrt[3]{q}, \quad (13.35)$$

где  $k, b$  – эмпирические коэффициенты; при давлении до 7,5 МПа  $k = -0,026$   $b = 1,312$ ; при давлении свыше 7,5 МПа  $k = -0,040$ ,  $b = 1,480$ ;  $q$  – рабочий объем, см<sup>3</sup>.

Диаметр цилиндрической направляющей статорного кольца

$$D_n = -0,075\sqrt[3]{q^2} + b_n\sqrt[3]{q}, \quad (13.36)$$

где  $D_n$  – диаметр направляющей статорного кольца, см;  $b_n$  – эмпирический коэффициент, при давлении до 7,5 МПа  $b_n = 6,9$ , свыше 7,5 МПа  $b_n = 7,8$ .

Диаметр осевых отверстий, выполненных в цапфе, рассчитывается исходя из скорости потока жидкости:

$$\frac{\pi d_o^2}{4} v = Q,$$

где  $d_o$  – диаметр отверстия, м;  $v$  – скорость жидкости, м/с: для самовсасывающих насосов  $v = 3 \dots 4$  м/с, для насосов с подавливанием  $v \leq 6$  м/с.

Окончательные значения диаметров  $D$ ,  $D_n$ ,  $d_o$  уточняют при конструктивной проработке компоновки насоса в целом. Основные технические данные некоторых типов радиальных роторно-поршневых насосов приведены в прил. 10.

**Аксиально-поршневые насосы.** Аксиально-поршневой насос – это роторно-поршневой насос, у которого ось вращения ротора параллельна осям рабочих органов или составляет с ними угол менее или равный 45°. Эти насосы обладают наименьшими из всех типов насосов габаритами и массой, отличаются компактностью, высоким КПД, пригодны для работы при высоких частотах вращения.

Аксиально-поршневые насосы делятся на два типа: насосы с наклонным блоком и насосы с наклонным диском. У первых ось вращения ведущего вала и ось ротора пересекаются, образуя угол; у вторых оси ведущего вала и ротора совпадают.

В аксиально-поршневом насосе с наклонным блоком (рис. 13.14) поршни 1 соединяются с приводным упорным диском 2 с помощью шарниров (штоков). Осевое усилие поршней, воспринимаемое от приводного упорного диска, преобразуется в крутящий момент, который затем через карданные шарниры 3 передается на центральный вал 4. При этом крутящий момент на поршни не передается, поэтому поршни скользят в цилиндрах практически без поперечных нагрузок, благодаря чему фактически устраняется износ поршней и цилиндров и обеспечивается высокий механический КПД насоса.

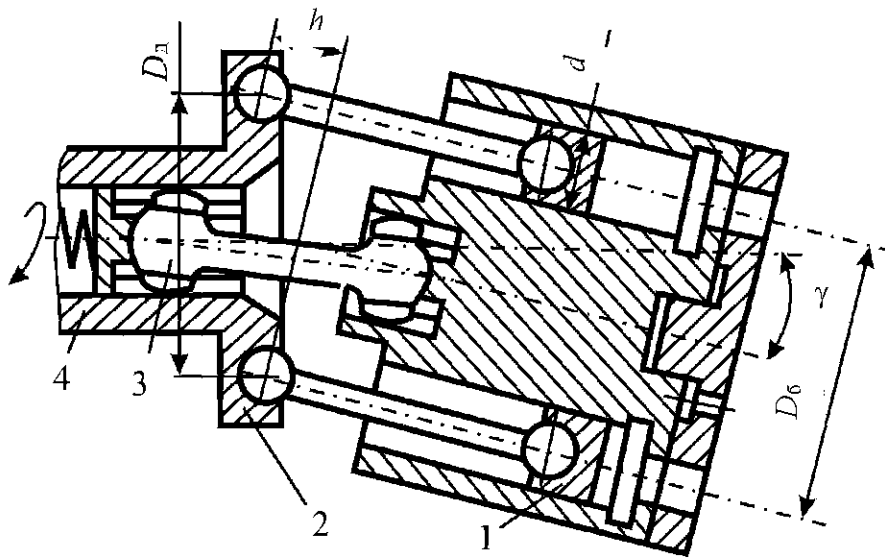


Рис. 13.14

В аксиально-поршневом насосе с наклонным диском (рис. 13.15) поршни (плунжеры) непосредственно опираются на наклонный диск 2, а развиваемое ими при этом усилие вращения передается в результате скольжения плунжеров по наклонному диску на блок цилиндров 1. Крутящий момент передается через плунжеры непосредственно на блок цилиндров и далее на центральный вал 3. Таким образом, здесь плунжеры работают на изгиб.

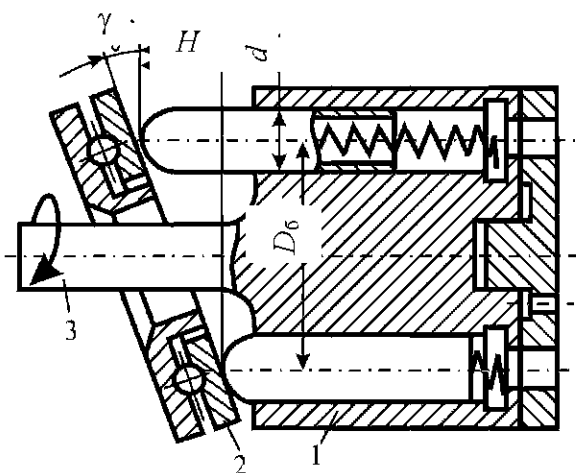


Рис. 13.15

Общим для обоих типов насосов является применение торцевого распределения рабочей жидкости, которое

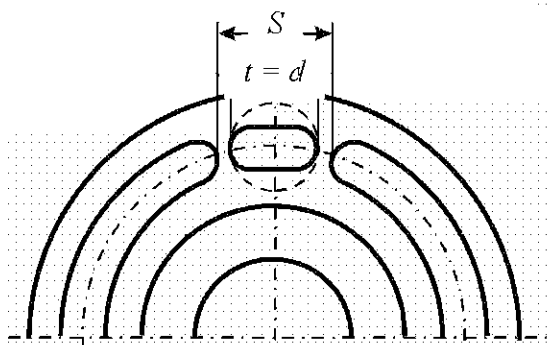


Рис. 13.16

обычно выполняется через серпообразные окна в распределительном золотнике (рис. 13.16) и каналы (отверстия) в доньшках цилиндров блока. При работе насоса торец цилиндрического блока скользит по поверхности распределительного золотника. При этом цилиндры попеременно соединяются с окнами золотника и через них – с магистралями

всасывания и нагнетания. Ширина разделительной перемычки между распределительными окнами должна быть больше отверстия в доньшке цилиндра:

$$S > t, \quad t = d.$$

Подача насоса регулируется изменением угла  $\gamma$  наклона оси диска относительно оси блока цилиндров либо изменением положения оси диска при неизменном положении блока цилиндров, либо наклоном блока цилиндров при неизменном положении наклонного диска.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса

$$q = fhz,$$

где  $f$  – площадь поршня, мм<sup>2</sup>,  $f = \frac{\pi d^2}{4}$ ;  $d$  – диаметр поршня (плунжера) принимается по ГОСТ 6540–68);  $z$  – число цилиндров;  $h$  – ход поршня (плунжера), мм,

$$h = D_{\text{п.ш}} \sin \gamma = D_6 \operatorname{tg} \gamma; \quad (13.37)$$

$D_{\text{п.ш}}$  – диаметр окружности заделки поршневых шарниров в наклонном диске, мм;  $\gamma$  – угол наклона диска относительно блока цилиндров;  $D_6$  – диаметр окружности на блоке цилиндров, на которой расположены оси цилиндров, мм.

Для насосов с наклонным блоком максимальный угол наклона оси блока относительно центрального вала в каждую сторону от положения, когда ось центрального вала и ось блока цилиндров совпадают, составляет 25° [21]; для насосов с наклонным диском  $\gamma \leq 20^\circ$  [22]. Число поршней (плунжеров) принимается нечетным: 5, 7, 9 (реже 11, 13) [20];  $\eta = 0,90 \dots 0,95$ ;  $\eta_0 = 0,97 \dots 0,98$ .

Диаметр поршня насоса ориентировочно можно рассчитать по формуле [22]

$$d = \sqrt[3]{\frac{4q_i}{\pi i}}, \quad (13.38)$$

где  $q_i$  – рабочий объем одного цилиндра, мм<sup>3</sup>,

$$q_i = \frac{\pi d^2}{4} h;$$

$d, h$  – диаметр и ход поршня (плунжера), мм;  $i$  – конструктивный параметр,  $i = \frac{h}{d} = 1 \dots 1,5$  [22].

Для улучшения условий подвода жидкости в цилиндры диаметр окружности, на которой расположены оси цилиндров, должен быть минимальным (см. рис. 13.14, 13.15). Однако при этом необходимо сохранить оптимальную толщину перемычки между цилиндрами ( $\alpha = 0,2d$ ) [22], чтобы была обеспечена жесткость цилиндрического блока.

Диаметр  $D_6$  и наружный диаметр  $D_n$  можно рассчитать по формулам [22]

$$D_6 = (0,35 \dots 0,4) dz; \quad D_n = D_6 + 1,6d.$$

Для насоса с наклонным блоком рекомендуемая длина поршня  $l = (1,4 \dots 1,8)d$  [22]. Меньшее значение коэффициента принимается для поршней с уплотнениями, большее – для поршней с канавками.

В одном крайнем положении поршень не должен выходить из цилиндра более чем на  $(0,2 \dots 0,25)l$ , в другом крайнем положении поршень должен входить в технологическую проточку.

Толщина дна цилиндра выполняется у насосов не меньше толщины перемычки между цилиндрами.

Основные технические данные некоторых типов аксиально–роторно–поршневых насосов приведены в прил. 10.

**Шестеренные насосы.** Это зубчатые насосы с рабочими органами в виде шестерен, обеспечивающих геометрическое замыкание рабочей камеры и передающих крутящий момент.

Насосы выполняются с шестернями внешнего и внутреннего зацеплений. Наиболее распространенным является насос с внешним зацеплением (рис. 13.17), который состоит из пары зацепляющихся цилиндрических шестерен 1 и 2, помещенных в плотно их охватывающий корпус 3. При вращении шестерен жидкость, заполняющая впадины между зубьями, перено-

сится из полости всасывания в полость нагнетания. Эти насосы просты по конструкции и отличаются надежностью, малыми габаритами и массой.

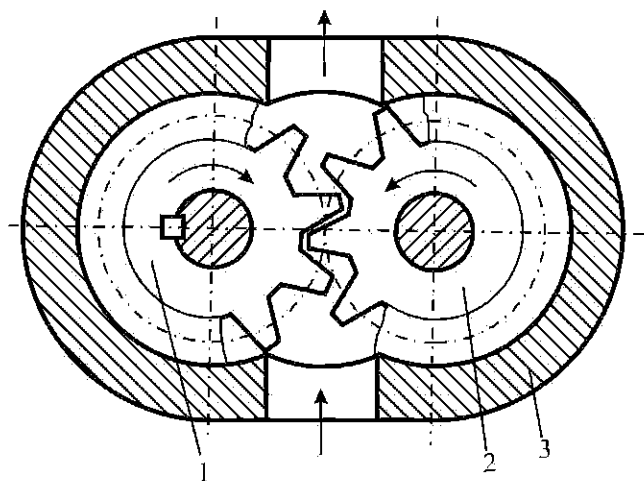


Рис. 13.17

В шестеренных насосах обычно применяются шестерни с равными размерами, малым числом зубьев ( $z = 8...16$ ) и большим модулем  $m$  [22]. В этом случае при меньших габаритах насоса обеспечивается заданная подача.

Для распространенных конструкций насосов с числом  $z = 8...16$  и углом зацепления  $\alpha = 20^\circ$  рабочий объем [22]

$$q = 2\pi b m^2 (z + 1), \quad (13.39)$$

где  $b$  – ширина шестерни, мм.

Расстояние между центрами колес  $L = mz$ , наружный диаметр колес

$$d_e = m(z + 2). \quad (13.40)$$

Тогда габаритный размер по прямой, проходящей через центры колес,

$$L + d_e = mz + (z + 2) = 2m(z + 1). \quad (13.41)$$

Габаритный размер в перпендикулярном направлении

$$d_e = m(z + 2). \quad (13.42)$$

Следовательно, сохраняя одну и ту же скорость по окружности головок зубчатых колес, рациональнее увеличивать  $m$  и уменьшать  $z$ , что приведет к увеличению подачи насоса. Например, насос 1 имеет  $m = 2$ ,  $z = 20$ ; насос 2 имеет  $m = 4$ ,  $z = 9$ . Наружный диаметр обоих насосов одинаков:

$$d_e = m(z + 2) = 2(20 + 2) = 4(9 + 2) = 44 \text{ мм.}$$

Габаритный размер при этом для второго насоса уменьшается:

$$\text{при } m = 2 \quad L + d_e = 2m(z + 1) = 2 \cdot 2(20 + 1) = 84 \text{ мм;}$$

$$\text{при } m = 4 \quad L + d_e = 2m(z + 1) = 2 \cdot 4(9 + 1) = 80 \text{ мм.}$$

Подача при этом увеличивается почти в 2 раза.

Рабочий процесс подачи жидкости шестеренным насосом отличается большей сложностью по сравнению с рабочим процессом в насосах иных



конструкций. Ввиду этого существующие формулы для определения подачи, предлагаемые рядом авторов, дают значительную погрешность. В инженерной практике обычно пользуются приближенными расчетами и формулами.

Для предварительного выбора модуля зацепления при окружной скорости головок зубчатых колес  $u = (10...20)$  м/с и отношении  $\frac{b}{m} = 6...10$  рекомендуется эмпирическое выражение [21]

$$m = (0,3...0,5)\sqrt{Q_T},$$

где  $m$  – модуль зацепления, мм;  $Q_T$  – теоретическая подача насоса, л/мин.

Рекомендуемые значения модуля  $m$ , мм: 3,0; 3,5; 3,75; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 8,0; 9,0; 10,0.

В прил. 10 приведены основные технические данные некоторых типов шестеренных насосов.

**Пластинчатые насосы.** Это шиберные насосы, в число рабочих органов которых входят шиберы, выполненные в виде пластин, помещенных в прорезях вращающегося ротора. Вытесняемые объемы замыкаются между двумя соседними пластинами, поверхностями ротора и статора и торцевыми распределительными дисками. Эти насосы являются наиболее простыми из существующих типов насосов, компактными и надежными в эксплуатации.

Пластинчатые насосы бывают однократного, двукратного и многократного действия. Насосы однократного действия могут быть регулируемые и нерегулируемые, двукратного и многократного действия – нерегулируемые.

На рис. 13.18 приведена конструктивная схема пластинчатого насоса однократного действия. Насос состоит из вращающегося ротора 1, в радиальных прорезях которого помещены пластины 2, и статорного кольца 3, ось которого смещена относительно оси ротора на величину эксцентриситета  $e$ . К торцам пластин ротора прилегают торцевые распределительные диски с серповидными окнами, которые соединяются со всасывающей и нагнета-

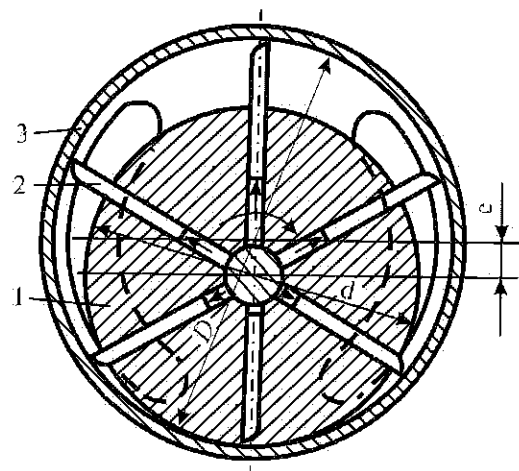


Рис. 13.18

тельной магистралями. Между окнами имеются уплотнительные перемычки, размер которых должен быть несколько больше расстояния между краями двух соседних пластин.

Плотность контакта пластин со статором обеспечивается при помощи пружин, специальных устройств или давлением жидкости.

Рабочий объем насоса однократного действия, допуская, что толщина пластины равна нулю, можно определить по выражению

$$q = 2\pi Deb, \quad (13.43)$$

где  $D$  – диаметр статора, мм;  $e$  – эксцентриситет, мм;  $b$  – ширина ротора и пластин, мм.

Учитывая, что часть объема будет занята пластинами, рабочий объем насоса определяется по формуле

$$q = 2eb(\pi D - zs), \quad (13.44)$$

где  $z$  – число пластин;  $s$  – толщина пластин, мм.

Если прорезы ротора под пластинами последовательно соединяются с помощью специальных каналов с нагнетающим и всасывающим окнами, благодаря чему пластины создают дополнительную подачу, то рабочий объем такого насоса определяется по выражению (13.43).

Регулирование подачи и изменение ее направления у насосов однократного действия осуществляется изменением величины и знака эксцентриситета  $e$ .

Выбор основных размеров пластинчатого насоса однократного действия при распределении жидкости через торцевые диски ведется исходя из рабочего объема насоса при помощи следующих соотношений [22].

Максимальный эксцентриситет

$$e_{\max} = k \cdot 10^{-1} \cdot \sqrt[3]{\frac{q}{\eta_0}}, \quad (13.45)$$

где  $k = 1$  при  $q \leq 200 \text{ см}^3$ ;  $k = 0,8$  при  $200 < q < 500 \text{ см}^3$ ;  $k = 0,6$  при  $500 < q < 4000 \text{ см}^3$ ;  $\eta_0 = 0,80 \dots 0,95$ .

Диаметр статорного кольца

$$D = \sqrt{\frac{0,5q}{\pi \eta_0 k_1 e_{\max}}}, \quad (13.46)$$

где  $k_1 = 0,2 \dots 0,55$ ; меньшие значения соответствуют большим  $q$ .

Диаметр ротора

$$d = D - 2e_{\max}.$$

Ширина пластин и ротора

$$b = k_1 D.$$

Длина пластин

$$l = 6e_{\max}.$$

Число пластин  $z = 7 \dots 16$ .

Толщина пластин, контакт которых с поверхностью статорного кольца обеспечивает давление рабочей жидкости, принимается  $s = (2,0 \dots 2,5)$  мм.

Пластинчатые насосы однократного действия в основном применяются при давлении  $p \leq 4 \dots 5$  МПа. При давлении  $p > 5$  МПа применяются нерегулируемые пластинчатые насосы двукратного действия (рис. 13.19), которые имеют больший рабочий объем и более высокий КПД. Преимуществом насосов многократного действия является уравновешенность радиальных сил давления жидкости на ротор, благодаря чему они пригодны для работы при высоком давлении. Для более полной уравновешенности радиальных сил давления жидкости на ротор число пластин должно быть четным. Распространены насосы с  $z = 12$  и  $z = 16$ .

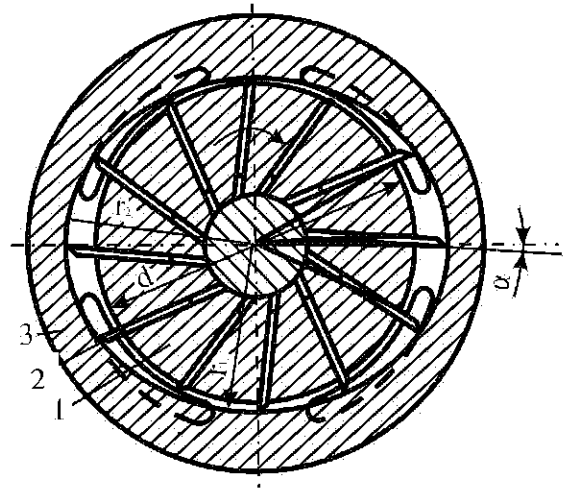


Рис. 13.19

Пазы (прорези) в роторе, в которых перемещаются пластины, обычно выполняются под углом  $\alpha$  к радиусам, что позволяет изменить в желаемом направлении действие силы реакции. Следовательно, благодаря наклону пластин улучшаются условия движения их в пазах ротора, однако в этом случае исключается возможность реверса насоса. Рекомендуется выполнять  $\alpha = 13 \dots 15^\circ$  при  $d \leq 80$  мм;  $\alpha = 7 \dots 8^\circ$  при  $d > 80$  мм [26].

Рабочий объем насоса двукратного действия без учета толщины пластин

$$q = 2\pi b(r_2^2 - r_1^2), \quad (13.47)$$

где  $r_2, r_1$  – большой и малый радиусы (полуоси) статора, мм.

С учетом толщины пластин и их наклона рабочий объем

$$q = 2b \left[ \pi(r_2^2 - r_1^2) - \frac{(r_2 - r_1)sz}{\cos \alpha} \right], \quad (13.48)$$

где  $\alpha$  – угол наклона пластины к радиусу.

Разность радиусов профильных участков статора между окнами определяет рабочую высоту пластины  $h = r_2 - r_1$ . Увеличение высоты пластин приводит к повышению опрокидывающего момента от давления жидкости, заземляющего пластину в пазу ротора, а уменьшение высоты пластин – к понижению подачи и объемного КПД. Исходя из этого рекомендуется принимать  $h = 2 \dots 10$  мм.

Во избежание отрыва пластин от статора рекомендуется принимать:

$$\frac{r_2}{r_1} \leq 1,15 \text{ для } z = 8; \quad \frac{r_2}{r_1} \leq 1,27 \text{ для } z = 12; \quad \frac{r_2}{r_1} \leq 1,34 \text{ для } z = 16.$$

Зазор между поверхностью статора, описанной малым радиусом  $r_1$ , и поверхностью ротора радиусом  $r$  должен быть возможно малым:  $r_1 - r \leq 0,1 \dots 0,2$  мм. При увеличении этого зазора возрастает вредное пространство насоса и ухудшаются его всасывающие свойства, а также повышается тангенциальная нагрузка на пластины.

Для улучшения динамических качеств насоса, а также для повышения равномерности подачи участок статора между уплотнительными перемычками от  $r_1$  до  $r_2$  (участок серповидных окон) выполняется по архимедовой спирали. Это обеспечивает постоянное ускорение пластины при движении в пазах ротора и соответственно постоянное ускорение жидкости в каналах.

В прил. 10 приведены основные технические данные пластинчатых насосов двукратного действия.

### Примеры решения задач

**Задача 13.1.** Определить теоретический напор, создаваемый рабочим колесом центробежного насоса при частоте вращения  $n = 1000$  об/мин, если внутренний и внешний диаметры колеса соответственно  $d_1 = 130$  мм,  $d_2 = 300$  мм, а углы входа и выхода воды с лопатки составляют  $\beta_1 = 30^\circ$  и  $\beta_2 = 50^\circ$ . Относительные скорости воды на входе и выходе считать одинаковыми, подвод воды без закрутки, т.е.  $\alpha_1 = 90^\circ$ .

*Решение.* Окружная скорость на входе в колесо

$$u_1 = \frac{\pi d_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,13 \cdot 1000}{60} = 6,8 \text{ м/с.}$$

Относительная скорость на входе в колесо

$$w_1 = \frac{U_1}{\cos \beta_1} = \frac{6,8}{\cos 30^\circ} = 7,85 \text{ м/с.}$$

Относительная скорость на выходе из колеса

$$w_2 = w_1 = 7,85 \text{ м/с.}$$

Окружная скорость на выходе из колеса

$$u_2 = \frac{\pi d_2 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,3 \cdot 1000}{60} = 15,7 \text{ м/с.}$$

Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе рабочего колеса

$$v_{2u} = u_2 - w_2 \cos \beta_2 = 15,7 - 7,85 \cos 50^\circ = 10,65 \text{ м/с.}$$

Теоретический напор насоса

$$H_\tau = \frac{U_2 v_{2u}}{g} = \frac{15,7 \cdot 10,65}{9,81} = 17 \text{ м.}$$

**Задача 13.2.** Центробежный насос перекачивает воду из колодца с уровнем воды на 2,5 м ниже центра насоса в бак с уровнем воды на 10 м выше центра насоса. Определить напор, создаваемый насосом, если диаметры и длины всасывающей и нагнетательной труб соответственно равны  $d_1 = 75$  мм,  $d_2 = 50$  мм,  $l_1 = 10$  м,  $l_2 = 20$  м, коэффициент сопротивления сетки на всасывающей трубе  $\zeta_1 = 4$ , коэффициент сопротивления вентиля на нагнетательной трубе  $\zeta_2 = 5$ , коэффициент гидравлического трения труб  $\lambda_1 = \lambda_2 = 0,025$ , подача насоса  $Q_H = 2,8$  л/с, избыточное давление в баке  $p_H = 10 \cdot 10^5$  Па.

*Решение.* Гидростатический напор рассчитываем по формуле

$$H_c = H_\tau + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = 2,5 + \frac{10 \cdot 10^5}{10^3 \cdot 10} = 112,5 \text{ м.}$$

Скорости движения воды во всасывающей и нагнетательной трубах

$$v_1 = \frac{Q}{w_1} = \frac{4 \cdot 2,8 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,075^2} = 0,63 \text{ м/с;}$$

$$v_2 = \frac{Q}{w_2} = \frac{4 \cdot 2,8 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,05^2} = 1,43 \text{ м/с.}$$

Потери напора в трубах

$$h_w = \left( \zeta_1 + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \right) \frac{v_1^2}{2g} + \left( \zeta_2 + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \right) \frac{v_2^2}{2g} =$$

$$= \left( 4 + 0,025 \cdot \frac{10}{0,075} \right) \frac{0,63^2}{2 \cdot 10} + \left( 5 + 0,025 \cdot \frac{20}{0,05} \right) \frac{1,43^2}{2 \cdot 10} = 1,7 \text{ м.}$$

Напор, создаваемый насосом,

$$H = H_c + h_w = 112,5 + 1,7 = 114,2 \text{ м.}$$

**Задача 13.3.** Центробежный насос с заданной характеристикой (рис. 13.20) перекачивает воду по трубопроводу диаметром  $d = 150$  мм и приведенной длиной  $L = 500$  м. Определить мощность на валу насоса, если геометрическая высота подъема жидкости  $H_r = 25$  м, а свободный напор на выходе  $h_{св} = 20$  м. Коэффициент гидравлического трения трубопровода  $\lambda = 0,025$ .

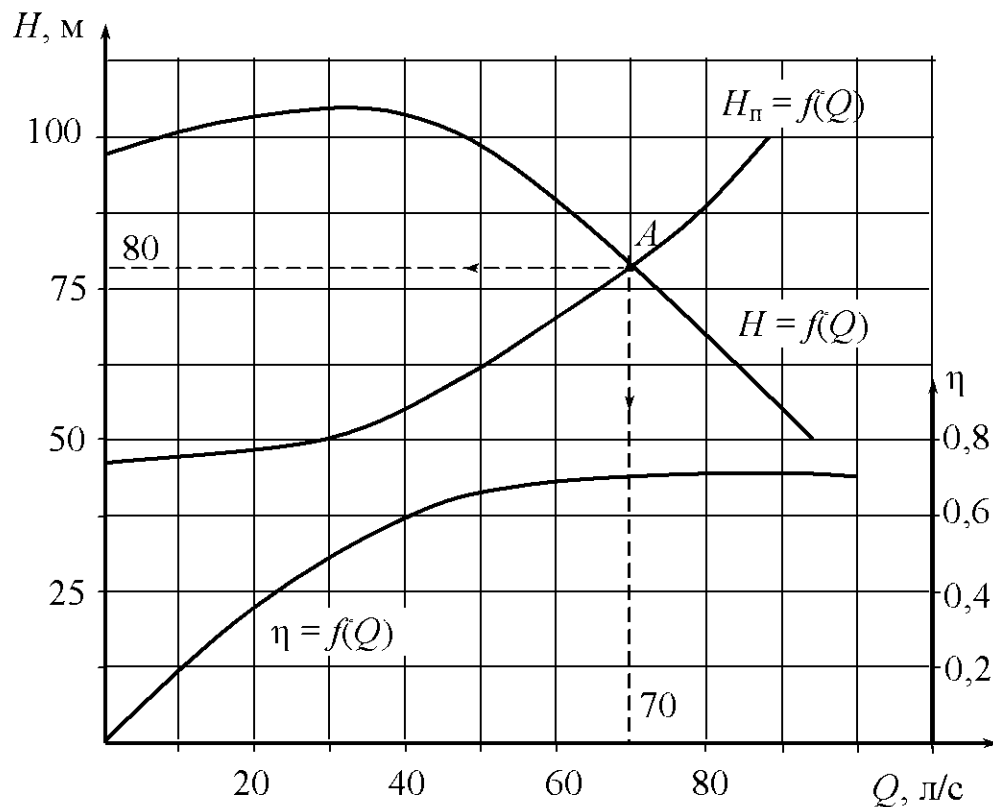


Рис. 13.20

*Решение.* Потребный напор насоса определяется характеристикой насосной установки

$$H_\pi = H_r + h_{св} + h_w.$$

Потери напора в трубопроводе

$$h_w = \lambda \frac{l v^2}{d 2g} = \lambda \frac{l}{d} \frac{Q^2}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2 2g} = cQ^2.$$

Постоянная величина

$$c = \lambda \frac{l}{d} \frac{1}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2 2g} = 0,025 \frac{500}{0,15} \frac{1}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2 2 \cdot 9,81} = 6820 \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

Тогда характеристика насосной установки

$$H_{\text{п}} = 45 + 6820Q^2.$$

Характеристика насоса  $H = f(Q)$  дана в диапазоне изменения  $Q$  от 0 до 80 л/с. Задаваясь значениями  $Q$  в этом диапазоне (расчет ведем в м<sup>3</sup>/с), определяем значения  $H_{\text{п}}$  характеристики насосной установки:

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08
$H_{\text{п}}, \text{ м}$	45,0	45,7	47,7	51,8	55,9	69,5	88,6

По полученным данным строим на характеристике насоса характеристику насосной установки и находим режимную точку  $A$ . Имеем  $H = 80 \text{ м}$ ,  $Q = 70 \text{ л/с}$ ,  $\eta = 0,75$ .

Полезная мощность насоса

$$N_{\text{п}} = \rho g H Q = 10^3 \cdot 9,81 \cdot 80 \cdot 0,07 = 55 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Мощность на валу насоса

$$N = \frac{N_{\text{п}}}{\eta} = \frac{55 \cdot 10^3}{0,75} = 73,4 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

**Задача 13.4.** Центробежный насос с заданной при  $n = 1600$  об/мин характеристикой (рис. 13.21) перекачивает воду из резервуара с отметкой  $z_1 = 3,0 \text{ м}$  в резервуар с отметкой  $z_2 = 7,0 \text{ м}$  по трубам  $l_1 = 15 \text{ м}$ ,  $d_1 = 100 \text{ мм}$ ,  $\sum \zeta_1 = 2$ ,  $\lambda_1 = 0,025$  и  $l_2 = 30,6 \text{ м}$ ,  $d_2 = 70 \text{ мм}$ ,  $\sum \zeta_2 = 18$ ,  $\lambda_2 = 0,027$ . В нижнем резервуаре вакуумметрическое давление  $p_{0в} = 0,05 \cdot 10^5 \text{ Па}$ , а в верхнем резервуаре избыточное давление  $p_{0н} = 0,15 \cdot 10^5 \text{ Па}$ .

Определить: 1) подачу, напор насоса и потребляемую им мощность при  $n = 1600$  об/мин; 2) частоту вращения насоса, необходимую для обеспечения подачи  $Q = 6 \text{ л/с}$ .

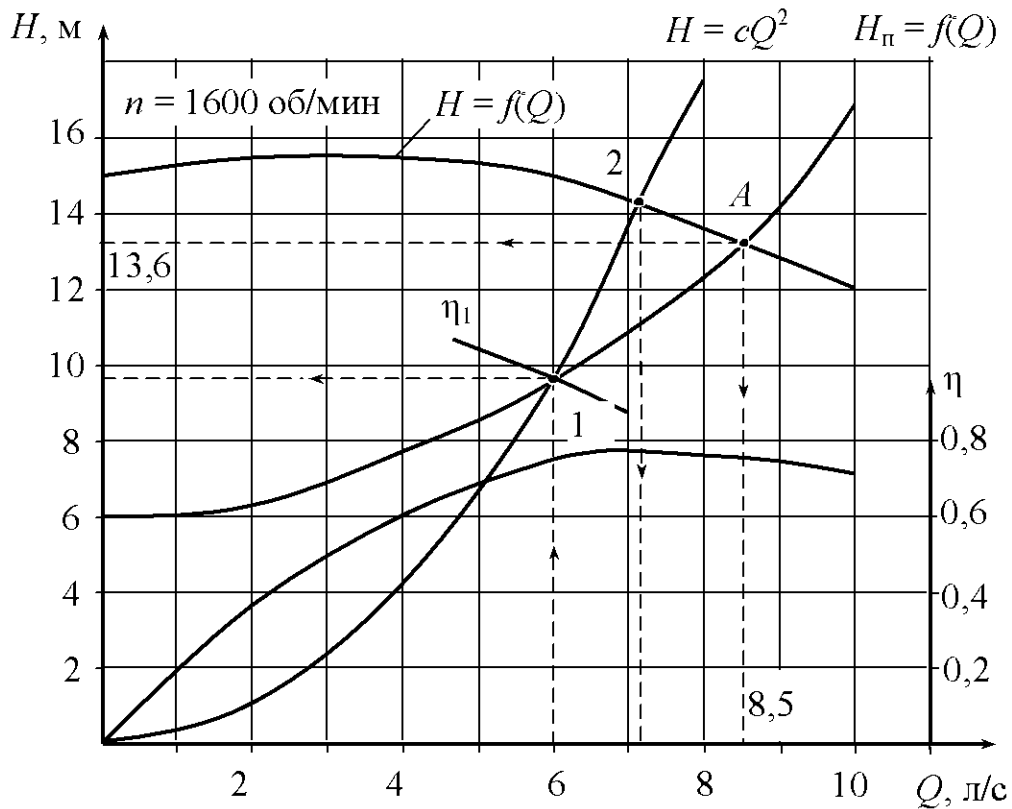


Рис. 13.21

Решение. Гидростатический напор насосной установки

$$H_c = H_r + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = 7 - 3 + \frac{0,05 \cdot 10^5 + 0,15 \cdot 10^5}{10^3 \cdot 9,81} \approx 6 \text{ м.}$$

Потери напора во всасывающей трубе

$$h_{w1} = \left( \sum \zeta_1 + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \right) \frac{Q^2}{\left( \frac{\pi d_1^2}{4} \right)^2 2g} = \left( 2 + 0,025 \cdot \frac{15}{0,1} \right) \frac{Q^2}{\left( \frac{\pi d_1^2}{4} \right)^2 2 \cdot 9,81} = 4756 Q^2.$$

Потери напора в нагнетательной трубе

$$h_{w2} = \left( \sum \zeta_2 + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \right) \frac{Q^2}{\left( \frac{\pi d_2^2}{4} \right)^2 2g} = \left( 18 + 0,027 \cdot \frac{30,6}{0,07} \right) \frac{Q^2}{\left( \frac{\pi d_2^2}{4} \right)^2 2 \cdot 9,81} = 102666 Q^2.$$

Тогда характеристика насосной установки

$$H_{\Pi} = H_c + \sum h_w = 6 + (4756 + 102666)Q^2 = 6 + 107422Q^2.$$



Задаваясь значениями  $Q$ , определяем потребный напор:

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,002	0,004	0,006	0,008	0,010
$H_{\text{п}}, \text{ м}$	6	6,43	7,72	9,87	12,88	16,74

По полученным данным строим характеристику насосной установки и находим рабочую точку  $A$ , для которой  $H = 13,6 \text{ м}$ ,  $Q = 8,5 \text{ л/с}$ ,  $\eta = 0,75$ .

Потребляемая мощность насоса

$$N = \rho g H Q \frac{1}{\eta} = 10^3 \cdot 9,81 \cdot 13,6 \cdot 0,0085 \frac{1}{0,75} = 1510 \text{ Вт.}$$

На характеристике насосной установки отмечаем точку 1 при  $Q_1 = 6 \text{ л/с}$ , для этой точки  $H_1 = 9,87 \text{ м}$ . Через эту точку строим параболу подобных режимов

$$H = cQ^2.$$

Постоянная

$$c = \frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{9,87}{0,006^2} = 274167 \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

Для построения параболы подобных режимов определяем  $H_{\text{п}} = cQ^2$  задаваясь значениями  $Q$

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,002	0,004	0,006	0,008	0,010
$H_{\text{п}}, \text{ м}$	0	1,10	4,39	9,87	17,55	27,42

При пересечении параболы подобных режимов с характеристикой насоса при  $n = 1600 \text{ об/мин}$  находим точку 2, для которой расход  $Q_2 = 7,2 \text{ л/с}$ . Точки 1 и 2 режимные, для них справедливо соотношение

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

Искомая частота вращения вала насоса, обеспечивающая подачу насоса  $Q_1 = 6 \text{ л/с}$ ,

$$n_1 = n_2 \frac{Q_1}{Q_2} = 1600 \frac{6}{7,2} = 1330 \text{ об/мин.}$$

**Задача 13.5.** Рассчитать основные размеры и выполнить конструктивную схему регулируемого однорядного радиально-поршневого насоса однократного действия с рабочим объемом  $q = 63 \text{ см}^3$ , частотой вращения  $n = 20 \text{ с}^{-1}$  при давлении  $p = 16 \text{ МПа}$ .

Решение. Идеальная подача насоса.

$$Q_T = qn = 63 \cdot 20 = 1260 \text{ см}^3/\text{с} = 1,26 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимаем  $\eta = 0,8$ ,  $\eta_o = 0,97$ .

Тогда действительная подача насоса

$$Q = Q_T \eta_o = 1,22 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность насоса

$$N = \frac{pQ}{\eta} = \frac{16 \cdot 10^6 \cdot 1,22 \cdot 10^{-3}}{0,8} = 24400 \text{ Вт} = 24,4 \text{ кВт}.$$

Принимая  $e = 0,3d$  и  $z = 9$ , выразим рабочий объем:

$$q = \frac{\pi d^2}{4} 2ez = \frac{\pi d^3}{4} 0,6 \cdot 9 = 5,4 \frac{\pi d^3}{4}.$$

Отсюда диаметр поршня

$$d = \sqrt[3]{\frac{4q}{5,4}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 63}{5,4\pi}} = 2,46 \text{ см} = 24,6 \text{ мм}.$$

Ближайшее стандартное значение диаметра поршня  $d = 25 \text{ мм}$ .

Эксцентриситет насоса

$$e = 0,3d = 0,3 \cdot 25 = 7,5 \text{ мм}$$

Диаметр направляющей статорного кольца

$$D_H = -0,075\sqrt[3]{q^2} + b_H\sqrt[3]{q} = -0,75\sqrt[3]{63^2} + 7,8\sqrt[3]{63} = 30 \text{ см} = 300 \text{ мм}.$$

Диаметр распределительной цапфы

$$D = k\sqrt[3]{q^2} + b\sqrt[3]{q} = -0,04\sqrt[3]{63^2} + 1,43\sqrt[3]{63} = 5,25 \text{ см} = 52,5 \text{ мм}.$$

Считая насос самовсасывающим, принимаем скорость жидкости в отверстиях цапфы  $v = 3 \text{ м/с}$ .

Тогда площадь поперечного сечения подводящего и отводящего каналов

$$f = \frac{Q}{v} = \frac{1,22 \cdot 10^{-3}}{3} = 0,407 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

При двух отверстиях в каждом канале диаметр отверстия

$$d_c = \sqrt{\frac{0,407 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{\pi}} = 0,016 \text{ м} = 16 \text{ мм}.$$

**Задача 13.6.** Рассчитать основные размеры и выполнить конструктивную схему аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров, рабочим объемом  $q = 160 \text{ см}^3$  и частотой вращения  $n = 16 \text{ с}^{-1}$  при давлении  $p = 10 \text{ МПа}$ .

*Решение.* Идеальная подача насоса

$$Q_T = qn = 160 \cdot 16 = 2560 \text{ см}^3/\text{с} = 2,56 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимаем  $\eta = 0,9$ ,  $\eta_o = 0,97$ .

Действительная подача

$$Q = Q_T \eta_o = 2,56 \cdot 10^{-3} \cdot 0,97 = 2,48 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность насоса

$$N = \frac{pQ}{\eta} = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 2,48 \cdot 10^{-3}}{0,9} = 27550 \text{ Вт} = 27,55 \text{ кВт}.$$

Из уравнения  $Q_T = fhzn$  находим объем цилиндра, приняв  $z = 7$ :

$$fh = \frac{Q_T}{zn} = \frac{2,56 \cdot 10^{-3}}{7 \cdot 16} = 22,85 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Ход поршня  $h = D_6 \text{tg } \gamma$ . Принимаем  $\gamma = 20^\circ$ .

Тогда  $h = D_6 \text{tg} 20^\circ = 0,364 D_6$ .

Предполагая, что 80 % длины окружности  $\pi D_6$  занято цилиндрами (толщина перемычки между цилиндрами  $a = 0,2d$ ), получаем выражение для расчета диаметра поршня

$$d = D_6 \sin \frac{0,8 \cdot 360}{2z} = D_6 \sin \frac{0,8 \cdot 360}{2 \cdot 7} = 0,35 D_6.$$

Учитывая, что  $fh = \frac{\pi d^2}{4} h = 22,85 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ , после подстановки имеем

$$\frac{\pi}{4} (0,35 \cdot D_6)^2 0,364 D_6 = 22,85 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Отсюда

$$D_6 = \sqrt[3]{652,8 \cdot 10^{-6}} = 0,867 \text{ м} = 86,7 \text{ мм}$$

Диаметр поршня

$$d = 0,35 D_6 = 0,35 \cdot 86,7 = 30,345 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение диаметра  $d = 30 \text{ мм}$ .

Определяем ход поршня

$$h = D_6 \text{tg } \gamma = 86,7 \text{tg} 20^\circ = 86,7 \cdot 0,364 = 31,55 \text{ мм}.$$

Длина поршня

$$l = (1,4 \dots 1,8)d = 1,5 \cdot 30 = 45 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр блока цилиндров

$$D_H = D_6 + 1,6d = 86,7 + 1,6 \cdot 30 = 132,7 \text{ мм.}$$

**Задача 13.7.** Рассчитать основные размеры и выполнить конструктивную схему аксиально-поршневого насоса с наклонным диском и рабочим объемом  $q = 63 \text{ см}^3$ , частотой вращения  $n = 25 \text{ с}^{-1}$  при давлении  $p = 25 \text{ МПа}$ .

*Решение.* Идеальная подача насоса

$$Q_T = qn = 63 \cdot 25 = 1575 \text{ см}^3/\text{с} = 1,575 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Принимаем  $\eta = 0,90$ ;  $\eta_o = 0,96$ .

Действительная подача насоса

$$Q = Q_T \eta_o = 1,575 \cdot 10^{-3} \cdot 0,96 = 1,512 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Мощность насоса

$$N = \frac{pQ}{\eta} = \frac{25 \cdot 10^6 \cdot 1,512 \cdot 10^{-3}}{0,9} = 34020 \text{ Вт} = 34,02 \text{ кВт.}$$

Диаметр плунжера

$$d = \sqrt[3]{\frac{4q_i}{\pi i}}.$$

Принимаем  $z = 9$ ,  $i = 1,5$ .

Рабочий объем одного цилиндра

$$q_i = \frac{q}{z} = \frac{63}{9} = 7 \text{ см}^3 = 7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Тогда

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 7 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 1,5}} = 0,0181 \text{ м} = 18,1 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение диаметра  $d = 18 \text{ мм}$ .

Приняв толщину стенки между цилиндрами  $\alpha = 0,2d$ , находим диаметр цилиндрического блока

$$D_6 = \frac{1,2dz}{\pi} = \frac{1,2 \cdot 18 \cdot 9}{\pi} = 61,9 \text{ мм.}$$

Принимаем  $D_6 = 62 \text{ мм}$ .

Из выражения для вычисления рабочего объема насоса

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{4q}{\pi D_6 d^2 z} = \frac{4 \cdot 63}{\pi \cdot 6,2 \cdot 1,8^2 \cdot 9} = 0,444.$$

Тогда  $\gamma = 24^\circ$ .

Наружный диаметр

$$D_H = D_6 + 1,6d = 62 + 1,6 \cdot 18 = 90,8 \text{ мм.}$$

Принимаем  $D_H = 90$  мм.

**Задача 13.8.** Рассчитать основные размеры и выполнить конструктивную схему шестеренного насоса с рабочим объемом  $q = 16 \text{ см}^3$ , частотой вращения  $n = 25 \text{ с}^{-1}$  при давлении  $p = 10 \text{ МПа}$ .

*Решение.* Идеальная подача насоса

$$Q_T = qn = 16 \cdot 25 = 400 \text{ см}^3/\text{с} = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимаем  $\eta = 0,89$ ,  $\eta_o = 0,95$ .

Тогда действительная подача насоса

$$Q = Q_T \eta_o = 0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,95 = 0,356 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность насоса

$$N = \frac{pQ}{\eta} = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 0,356 \cdot 10^{-3}}{0,89} = 4000 \text{ Вт} = 4 \text{ кВт}.$$

Для определения модуля зацепления используем выражение  $q = 2\pi b m^2 (z+1)$ , приняв  $z = 9$  и  $b = 4m$ :

$$q = 2\pi \cdot 4m \cdot m^2 (9+1) = 80\pi m^3.$$

Отсюда

$$m = \sqrt[3]{\frac{q}{80\pi}} = \sqrt[3]{\frac{16000}{80 \cdot 3,14}} = 3,994 \text{ мм.}$$

Принимаем значение модуля  $m = 4$  мм.

Принимая некоррегированный зуб с углом зацепления  $\alpha = 20^\circ$ , определяем диаметр начальной окружности шестерен:

$$d_H = mz = 4 \cdot 9 = 36 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр шестерен

$$d_e = m(z+2) = 4(9+2) = 44 \text{ мм.}$$

Ширина шестерен

$$b = 4m = 4 \cdot 4 = 16 \text{ мм.}$$

Шаг по начальной окружности

$$t = \frac{\pi d_n}{z} = \frac{3,14 \cdot 36}{9} = 12,56 \text{ мм.}$$

**Задача 13.9.** Рассчитать основные размеры и выполнить конструктивную схему пластинчатого насоса однократного действия с рабочим объемом  $q = 63 \text{ см}^3$ , частотой вращения  $n = 20 \text{ с}^{-1}$  при давлении  $p = 6,3 \text{ МПа}$ .

*Решение.* Идеальная подача насоса

$$Q_T = qn = 63 \cdot 20 = 1260 \text{ см}^3/\text{с} = 1,26 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Принимаем  $\eta = 0,85$ ;  $\eta_0 = 0,9$ .

Действительная подача насоса

$$Q = Q_T \eta_0 = 1,26 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9 = 1,13 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Мощность насоса

$$N = \frac{pQ}{\eta} = \frac{6,3 \cdot 10^6 \cdot 1,13 \cdot 10^{-3}}{0,85} = 8375 \text{ Вт} = 8,375 \text{ кВт.}$$

Эксцентриситет насоса

$$e_{\max} = 10^{-1} \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{q}{\eta_0}} = 10^{-1} \cdot 3 \cdot \sqrt[3]{\frac{63 \cdot 10^3}{0,9}} = \sqrt[3]{70} = 4,12 \text{ мм,}$$

принимаем  $e_{\max} = 4 \text{ мм}$ .

Диаметр статорного кольца

$$D = \sqrt{\frac{0,5q}{\eta_0 \pi k_1 e_{\max}}} = \sqrt{\frac{0,5 \cdot 63 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 3,14 \cdot 0,35 \cdot 4}} = \sqrt{7961,8} = 89,2 \text{ мм,}$$

принимаем  $D = 90 \text{ мм}$ .

Из выражения  $q = 2\pi Deb$  находим

$$b = \frac{q}{2\pi De} = \frac{63 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,14 \cdot 90 \cdot 4} = 27,9 \text{ мм, принимаем } b = 28 \text{ мм.}$$

Диаметр ротора

$$d = D - 2e_{\max} = 90 - 2 \cdot 4 = 82 \text{ мм.}$$

Длина пластины

$$l = 6e_{\max} = 24 \text{ мм.}$$

По геометрическим размерам, определенным предварительным расчетом, выполняется конструктивная модель насоса. Затем осуществляется уточненный гидравлический расчет и расчет деталей на прочность.

## Задачи для самостоятельного решения

13.1. Показание вакуумметра, установленного на всасывающем патрубке диаметром  $d_1 = 60$  мм,  $p_{\text{вак}} = 0,4 \cdot 10^5$  Па, а показание манометра, установленного на нагнетательном патрубке диаметром  $d_2 = 50$  мм,  $p_{\text{м}} = 5,8 \cdot 10^5$  Па, причем ось нагнетательного патрубка располагается на  $z = 0,6$  м ниже центра манометра и на  $z = 0,4$  м выше оси всасывающего патрубка. Определить КПД центробежного насоса, если бак вместимостью  $2,4 \text{ м}^3$  заполняется при работе насоса за 9 мин, а мощность потребляемая электродвигателем  $N_{\text{э}} = 5,0$  кВт при КПД электродвигателя  $\eta_{\text{э,д}} = 0,93$ .

13.2. На рис. 13.5 приведена характеристика центробежного насоса марки 4К-18 при  $n = 2900$  об/мин и диаметре рабочего колеса  $D_2 = 148$  мм. Требуется рассчитать и построить характеристику  $H = f(Q)$  этого насоса после обточки рабочего колеса до  $D'_2 = 136$  мм.

13.3. Построить зависимость КПД  $\eta = f(Q)$  для центробежного насоса марки 4К-18 при  $n = 2900$  об/мин после обточки рабочего колеса от  $D_2 = 148$  мм до  $D'_2 = 140$  мм (рис. 13.5).

13.4. Рассчитать и построить зависимость мощности  $N = f(Q)$  центробежного насоса марки 4К-18 при  $n = 2900$  об/мин после обточки рабочего колеса от  $D_2 = 148$  мм до  $D'_2 = 134$  мм (рис. 13.5).

13.5. Потребный напор насосной установки  $H_{\text{п}} = 22$  м. Определить диаметр  $D'_2$  рабочего колеса, до которого необходимо обточить рабочее колесо центробежного насоса 4К-18 при условии, что  $n = \text{const}$ , а требуемая подача насоса  $Q = 10$  л/с (рис. 13.5).

13.6. Определить мощность центробежного насоса 4К-18 (рис. 13.5), если потребный напор насосной установки  $H_{\text{п}} = 20$  м, а подача насоса после обточки рабочего колеса  $Q = 15$  л/с. Чему равен диаметр  $D'_2$  рабочего колеса после обточки?

13.7. Центробежный насос 4К-18 (рис. 13.5) работает с подачей  $Q_1 = 20$  л/с. Дросселированием подача уменьшается до  $Q_2 = 10$  л/с. Определить, как при этом изменилась мощность насоса.

13.8. Центробежный насос с заданной характеристикой (рис. 13.5) перекачивает воду из одного резервуара в другой. Определить подачу, на-

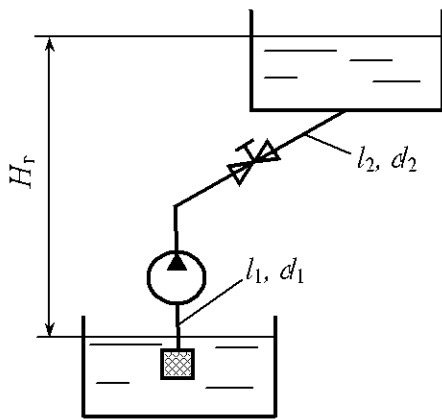


Рис. 13.22

пор и мощность насоса, если высота подъема воды  $H_r = 19$  м, а размеры труб (рис. 13.22)  $l_1 = 10$  м,  $d_1 = 150$  мм ( $\sum \zeta_1 = 2; \lambda_1 = 0,025$ ) и  $l_2 = 10$  м,  $d_2 = 100$  мм ( $\sum \zeta_2 = 12; \lambda_2 = 0,027$ ).

13.9. Для условий задачи 13.8 определить, на сколько возрастет подача насоса, если напорный трубопровод диаметром  $d_2 = 100$  мм заменить трубой  $d = 150$  мм.

13.10. Центробежный насос перекачивает воду на высоту  $H_r = 22$  м по трубопроводу длиной  $l = 20$  м, диаметром  $d = 150$  мм ( $\sum \zeta = 14; \lambda = 0,025$ ). Определить частоту вращения вала насоса, при которой подача его уменьшится на 50 %. Характеристика насоса при  $n = 2900$  об/мин приведена на рис. 13.5.

13.11. Центробежный насос марки 4К-18, характеристика которого приведена на рис. 13.5, перекачивает воду по трубопроводу с размерами  $l = 200$  м,  $d = 150$  мм ( $\sum \zeta = 14; \lambda = 0,027$ ). Определить расход воды в трубопроводе при условии, что дополнительно к первому параллельно установлен точно такой же второй насос. Высота подъема воды  $H_r = 15$  м.

13.12. Два одинаковых центробежных насоса, установленные последовательно, перекачивают воду по трубопроводу с размерами  $l = 200$  м,  $d = 150$  мм ( $\sum \zeta = 15; \lambda = 0,025$ ). Определить высоту подъема воды при расходе в трубопроводе  $Q = 20$  л/с. Характеристика центробежного насоса приведена на рис. 13.5.

13.13. На рис. 13.5 приведена характеристика центробежного насоса марки 4К-18 при  $n = 2900$  об/мин. Требуется рассчитать и построить характеристику  $H = f(Q)$  этого насоса при  $n = 2500$  об/мин.

13.14. Построить зависимость КПД  $\eta = f(Q)$  для центробежного насоса при  $n = 2500$  об/мин. Характеристика насоса при  $n = 2900$  об/мин приведена на рис. 13.5.

13.15. Рассчитать и построить зависимость мощности  $N = f(Q)$  центробежного насоса при  $n = 2500$  об/мин. Характеристика насоса при  $n = 2900$  об/мин приведена на рис. 13.5.



13.16. Потребный напор насосной установки  $H_{\text{п}} = 18$  м. Определить частоту вращения вала насоса, при которой  $Q = 20$  л/мин. Характеристика насоса при  $n = 2900$  об/мин приведена на рис. 13.5.

13.17. При изменении частоты вращения центробежного насоса 4К-18 (рис. 13.5) подача и напор насоса равны  $Q_{\text{н}} = 15$  л/с,  $H_{\text{н}} = 20$  м. Определить мощность насоса.

13.18. Определить суммарную мощность двух насосов марки 4К-18 (рис. 13.5), работающих параллельно на один трубопровод, если расход воды в трубопроводе  $Q = 45$  л/с.

13.19. Определить суммарную мощность двух центробежных насосов марки 4К-18 (рис. 13.5), работающих последовательно на один трубопровод, если расход воды в трубопроводе  $Q = 25$  л/с.

13.20. Построить характеристику насосной установки, представляющую собой трубу диаметром  $d = 150$  мм, длиной  $l = 280$  м, если эквивалентная длина всех местных сопротивлений  $l_3 = 85$  м, а коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,03$ . Какую мощность будет потреблять насос, характеристика которого приведена на рис. 13.5, при работе на данный трубопровод, если высота подъема воды составляет  $H_{\text{г}} = 20$  м?

13.21. Рассчитать и построить зависимость допускаемой вакуумметрической высоты всасывания центробежного насоса, характеристика которого приведена на рис. 13.5, установленного на высоте 1000 м над уровнем моря, где атмосферное давление составляет  $p_{\text{атм}} = 90$  кПа.

13.22. Центробежный насос с заданной характеристикой (рис. 13.5) работает при высоте всасывания  $h_{\text{вс}} = 4$  м. Определить наибольшую подачу насоса, допустимую по условиям всасывания им жидкости, если потери напора во всасывающей трубе  $h_{\text{ввс}} = 0,8$  м, диаметр всасывающего трубопровода  $d = 100$  мм.

*Указание.* Точка пересечения кривой допустимой вакуумметрической высоты всасывания  $h_{\text{в,д}}$  с кривой, выражающей вакуумметрическую высоту перед насосом в данной установке, при различных  $Q$  определяет искомую наибольшую подачу.

13.23. Рассчитать и построить зависимость допускаемой вакуумметрической высоты всасывания центробежного насоса при частоте вращения рабочего колеса  $n = 2500$  об/мин. Характеристика насоса при  $n = 2900$  об/мин приведена на рис. 13.5.

13.24. Рассчитать и построить зависимость допускаемой вакуумметрической высоты всасывания центробежного насоса, характеристика которого приведена на рис. 13.5, при перекачивании воды с температурой  $t = 60$  °С. Давление насыщенных паров воды при  $t = 60$  °С  $p_{н.п} = 0,0202$  МПа.

13.25. Определить высоту установки центробежного насоса относительно поверхности воды открытого в атмосферу расходного бака, если температура перекачиваемой воды  $t = 80$  °С, потери напора во всасывающем трубопроводе  $h_{wbc} = 1,2$  м, диаметр всасывающего трубопровода  $d = 100$  мм, подача насоса  $Q = 25$  л/с, давление насыщенных паров воды  $p_{н.п} = 0,0482$  МПа, характеристика центробежного насоса приведена на рис. 13.5.

13.26. Центробежный насос, характеристика которого приведена на рис. 13.5, перекачивает воду при температуре  $t = 60$  °С по трубопроводу диаметром  $d = 100$  мм. Определить высоту установки насоса относительно поверхности воды в закрытом расходном резервуаре, в котором давление насыщенных паров  $p_{н.п} = 0,0202$  МПа. Потери напора во всасывающем трубопроводе  $h_{wbc} = 0,9$  м, а подача насоса  $Q = 20$  л/с.

13.27. Определить кавитационный запас центробежного насоса при следующих исходных данных: вакуумметрическое давление во всасывающем патрубке насоса  $p_{в} = 0,4 \cdot 10^5$  Па, подача насоса  $Q = 25$  л/с, диаметр всасывающего патрубка насоса  $d = 100$  мм, давление насыщенных паров при температуре воды  $t = 25$  °С  $p_{н.п} = 0,0032$  МПа.

13.28. Определить полный напор, который должен создавать насос при питании котла водой при температуре  $t = 80$  °С с избыточным давлением 1 МПа, если уровень воды в котле на 8 м выше уровня воды в открытом расходном баке. Полные потери напора в трубопроводе  $h_w = 2,1$  м.

13.29. Манометр, установленный на нагнетательном патрубке насоса (рис. 13.1), показывает  $15 \cdot 10^5$  Па. Показание вакуумметра, установленного на всасывающем патрубке,  $p_v = 0,2 \cdot 10^5$  Па. Определить напор насоса, если: диаметры всасывающей и нагнетательной труб насоса одинаковы, температура перекачиваемой воды  $t = 30^\circ\text{C}$ , вертикальное расстояние между точкой подключения вакуумметра и манометра  $h_0 = 1,5$  м.

13.30. Рабочее колесо насоса, имеющее внутренний диаметр  $D_1 = 80$  мм и внешний диаметр  $D_2 = 148$  мм, вращается с частотой  $n = 2900$  об/мин. Вода входит на лопатку под углом к касательной  $\alpha_1 = 60^\circ$  со скоростью  $v_1 = 2,5$  м/с (рис. 13.3), а выходит с нее под углом к касательной  $\alpha_2 = 20^\circ$  и скоростью 16 м/с. Определить, как изменится теоретический напор при устройстве радиального входа воды на лопатку. Построить параллелограммы скоростей.

13.31. Определить действительный напор, создаваемый центробежным насосом при частоте вращения  $n = 1450$  об/мин, если диаметры рабочего колеса  $D_1 = 170$  мм,  $D_2 = 375$  мм, гидравлический коэффициент полезного действия  $\eta_r = 0,85$ , а коэффициент, учитывающий конечное число лопаток,  $k_z = 0,80$ . Построить параллелограммы скоростей при условии, что вода входит в рабочее колесо в радиальном направлении, а углы входа и выхода с лопатки  $\beta_1 = 25^\circ$  и  $\beta_2 = 40^\circ$ . Относительные скорости на входе и выходе одинаковые.

13.32. Центробежный насос с подачей  $Q = 0,020$  м<sup>3</sup>/с перекачивает воду с температурой  $t = 50^\circ\text{C}$ . Манометр на нагнетательном патрубке показывает  $p_m = 1,72$  МПа, вакуумметр на всасывающем патрубке показывает  $p_v = 0,2 \cdot 10^5$  Па. Вертикальное расстояние между манометром и точкой подсоединения вакуумметра  $h_0 = 0,9$  м. Электродвигатель на одном валу с насосом потребляет мощность  $N_s = 54$  кВт. Определить КПД насоса, если КПД электродвигателя  $\eta_s = 0,94$ .

13.33. Определить мощность на валу центробежного насоса с подачей  $Q = 0,015$  м<sup>3</sup>/с, если показания манометра на нагнетательном патрубке  $p_m = 0,30$  МПа, показания вакуумметра на всасывающем патрубке

$p_B = 0,3 \cdot 10^5$  Па, а вертикальное расстояние между манометром и точкой присоединения вакуумметра равно 0,5 м. КПД насоса  $\eta = 0,65$ .

13.34. При испытании насоса получены следующие данные: избыточное давление на выходе из насоса  $p_H = 0,35$  МПа, вакуум перед насосом  $h_B = 294$  мм рт. ст., подача  $Q = 6,5$  л/с, крутящий момент на валу насоса  $M = 41$  Н·м; частота вращения вала насоса  $n = 800$  об/мин. Определить полезную мощность насоса, потребляемую мощность и КПД насоса. Диаметры всасывающего и напорного трубопроводов считать одинаковыми.

13.35. Центробежный насос имеет рабочее колесо с семью радиальными лопатками ( $\beta_2 = 90^\circ$ ). При какой частоте вращения вала насоса напор насоса будет  $H = 20$  м, если диаметр окружности входа рабочего колеса  $D_1 = 100$  мм, а диаметр наружной окружности  $D_2 = 200$  мм. Гидравлический КПД насоса  $\eta_r = 0,7$ .

13.36. На рис. 13.20 приведена характеристика центробежного насоса  $H$  при  $n = 1450$  об/мин и кривая потребного напора  $H_H = f(Q)$ . При какой частоте вращения вала насоса подача насоса составляет  $Q = 50$  л/с.

13.37. Центробежный насос, характеристика которого приведена на рис. 13.20, создает циркуляцию воды в замкнутом трубопроводе, потребный напор для которого  $H_H = cQ^2$ . Определить подачу и напор насоса, если  $c = 0,1 \cdot 10^5$  с<sup>2</sup>/м<sup>5</sup>. Какими будут подача насоса и напор, если частота его вращения уменьшится в 2 раза и в 2 раза уменьшится сопротивление трубопровода?

13.38. Пластинчатый насос (рис. 13.18) имеет следующие размеры: диаметр внутренней поверхности статора  $D = 100$  мм, эксцентриситет  $e = 10$ , толщина пластин  $s = 3$  мм, ширина пластин  $b = 40$  мм. Определить мощность, потребляемую насосом при  $n = 1450$  об/мин и давлении на выходе насоса  $p = 6,3 \cdot 10^6$  Па. Механический КПД равен  $\eta_M = 0,9$ .

13.39. Определить частоту вращения ротора аксиально-поршневого насоса при следующих данных: подача насоса  $Q = 15$  л/мин, давление  $p = 20$  МПа, крутящий момент на валу насоса  $M = 300$  Н·м, объемный и механический КПД соответственно равны  $\eta_o = 0,9$ ,  $\eta_M = 0,92$ .

13.40. Центробежный насос с заданной при  $n = 3000$  об/мин характеристикой подает воду по шлангам размерами  $l_1 = 5$  м,  $d_1 = 100$  мм ( $\lambda_1 = 0,025$ ,  $\zeta_1 = 5$ ) и  $l_2 = 45$  м,  $d_2 = 100$  мм ( $\lambda_2 = 0,030$ ,  $\zeta_2 = 15$ ) через брандспойт (сходящийся насадок) на высоту  $H_c = 15$  м (рис. 13.23). Коэффициенты сопротивления и сжатия насадка  $\zeta = 0,08$ ,  $\varepsilon = 1$ . Характеристика насоса при  $n = 3000$  об/мин:

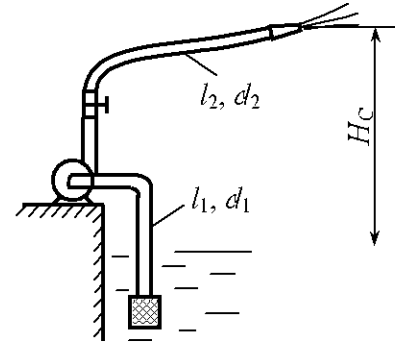


Рис. 13.23

$Q$ , л/с	0	5	10	15	20	25	30	35
$H$ , м	140	140	136	130	121	110	98	83
$\eta$ , %	0	34	55	68	75	77	73	65

Определить подачу  $Q$  и мощность  $N$  насоса.

13.41. Центробежный насос с подачей  $Q = 0,028 \text{ м}^3/\text{с}$  подает воду по трубопроводу диаметром  $d = 150$  мм на высоту  $H_c = 35$  м. Определить полный КПД насоса, если мощность, потребляемая насосом,  $N = 15$  кВт, а суммарный коэффициент сопротивления (с учетом трения)  $\sum \zeta = 10$ .

13.42. Центробежный насос с заданной характеристикой (рис. 13.5) создает циркуляцию воды в замкнутом трубопроводе, для которого потребный напор  $H_{\text{п}} = cQ^2$ . При этом подача насоса  $Q = 25$  л/с. Определить подачу насоса после обточки рабочего колеса до диаметра  $D'_2 = 136$  мм. Диаметр колеса до обточки  $D_2 = 148$  мм.

13.43. Центробежный насос с заданной характеристикой (рис. 13.20) подает воду в трубопровод, потребный напор для которого  $H_{\text{п}} = f(Q)$ . Определить подачу и напор при параллельной работе двух насосов.

13.44. На рис. 13.20 приведена характеристика центробежного насоса  $H$  и кривая потребного напора. Дросселированием сопротивление трубопровода увеличивается на 50 %. Определить подачу насоса и потребляемую насосом мощность.

13.45. Определить мощность на валу центробежного насоса, если подача насоса  $Q = 7$  л/с, высота подъема  $H_c = 25$  м, полные потери напора  $h_w = 5$  м, относительная плотность перекачиваемой жидкости  $\delta = 1,05$ .

13.46. Центробежный насос системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания работает с подачей  $Q = 6$  л/с и с напором  $H = 7$  м при частоте вращения  $n_1 = 70$  с<sup>-1</sup>. Определить потребляемую насосом мощность при увеличении частоты вращения до  $n_2 = 120$  с<sup>-1</sup>, если КПД насоса  $\eta = 0,7$ , а охлаждающая жидкость – тосол А-40, относительная плотность которой  $\delta = 1,08$ .

13.47. Центробежный насос с подачей  $Q = 28$  л/с подает воду из колодца в напорный бак по трубе диаметром  $d = 150$  мм. Определить полный КПД насоса, если мощность, потребляемая насосом,  $N = 14$  кВт, высота подъема воды  $H_r = 32$  м, а суммарный коэффициент сопротивления с учетом трения  $\sum \zeta = 10,5$ .

13.48. Центробежный насос подает воду на высоту  $H_r = 25$  м. Определить мощность, потребляемую из электросети электродвигателем, непосредственно соединенным с насосом, при условии подача насоса  $Q = 7$  л/с, потери напора в трубопроводе  $h_w = 6$  м; КПД насоса и электродвигателя соответственно равны  $\eta = 0,7$  и  $\eta_d = 0,95$ .

13.49. Определить предельную теоретическую высоту всасывания центробежного насоса с подачей  $Q = 17$  л/с без учета запаса на кавитацию при температуре воды  $t = 80$  °С и барометрическом давлении  $p_{\text{атм}} = 760$  мм рт. ст. Диаметр всасывающего трубопровода  $d = 100$  мм, а суммарный коэффициент сопротивления всасывающего трубопровода  $\sum \zeta = 8,5$ .

13.50. Центробежный насос с подачей  $Q = 28$  л/с и напором  $H = 70$  м установлен на высоте 1000 м над уровнем моря. Определить предельную высоту всасывания при температуре воды  $t = 50$  °С, обеспечивающую отсутствие кавитации, если диаметр всасывающего трубопровода  $d = 125$  мм, его длина  $l = 10$  м, а эквивалентная длина местных сопротивлений  $l_s = 13,5$  м. Коэффициент трения принять равным  $\lambda = 0,028$ .

13.51. Центробежный насос, потребляющий мощность 39 кВт при КПД  $\eta = 0,85$ , поднимает воду на высоту  $H_r = 100$  м по трубопроводу диаметром  $d = 150$  мм и длиной  $l = 120$  м. Определить подачу насоса, приняв коэффициент сопротивления трения трубопровода  $\lambda = 0,03$  и суммарный коэффициент местных сопротивлений  $\sum \zeta = 12$ .

13.52. Определить подачу насоса и его КПД при подаче воды в резервуар на высоту  $H_r = 16$  м по трубопроводу диаметром  $d = 75$  мм, длиной  $L = 140$  м, если эквивалентная длина местных сопротивлений  $l_j = 60$  м, а коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,028$ . Характеристика насоса:

$Q$ , л/с	0	2	4	6	8	10	12	14
$H$ , м	34	35	35,5	35,5	34	33	31	28
$\eta$ , %	0	23	41	53	62	67,5	70	72

13.53. Центробежный насос подает воду по трубопроводу диаметром  $d = 100$  мм и длиной  $l = 85$  м с коэффициентом гидравлического трения  $\lambda = 0,03$  и суммарным коэффициентом местных сопротивлений  $\sum \zeta = 28$ . Определить подачу насоса и полезную мощность, если напор, создаваемый насосом,  $H = 35$  м при гидростатическом напоре  $H_c = 16$  м.

13.54. Центробежный насос с подачей  $Q = 0,6$  м<sup>3</sup>/с перекачивает воду по горизонтальному трубопроводу длиной  $l = 6$  км и диаметром  $d = 500$  мм. Определить мощность насоса, учитывая только потери трения по длине ( $\lambda = 0,014$ ).

13.55. Центробежный насос перекачивает воду из открытого резервуара в резервуар с избыточным давлением на поверхности  $p_2 = 120$  кПа. Определить подачу, напор и мощность насоса, если манометр, установленный на выходе из него, показывает  $p_m = 240$  кПа. При этом геометрическая высота подъема воды  $H_r = 12$  м при высоте всасывания  $h_{вс} = 2$  м. Всасывающий и нагнетательный трубопроводы имеют длины  $l_{вс} = 6$  м и  $l_n = 60$  м и диаметры  $d_{вс} = 100$  мм и  $d_n = 80$  мм. При расчете принять  $\lambda_{вс} = 0,025$ ,  $\lambda_n = 0,027$ ,  $\sum \zeta_{вс} = 7$  и  $\sum \zeta_n = 8$ .

13.56. Центробежный насос с подачей  $Q = 40$  л/с откачивает воду из колодца, уровень воды в котором ниже оси насоса на 5 м. Определить диаметр всасывающей трубы  $d_{вс}$ , при котором вакуумметрическая высота при входе в насос не превосходит 7 м. Длина всасывающей трубы  $l_{вс} = 8$  м, коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,03$ , а суммарный коэффициент местных потерь  $\sum \zeta_{вс} = 5,4$ .

13.57. Определить мощность на валу насоса, необходимую при подаче воды в бак на высоту 6 м по трубопроводу диаметром  $d = 100$  мм, дли-

ной  $l=16$  м, если суммарный коэффициент местных сопротивлений  $\sum \zeta = 8,0$ , а коэффициент трения  $\lambda = 0,03$ . Характеристика насоса:

$Q$ , л/с	0	5	10	15	20	25	30	35	40
$H$ , м	16,5	17	17,5	18	17,5	17	16	15	13
$\eta$ , %	0	20	30	45	50	55	55,5	55	50

13.58. Определить подачу и КПД центробежного насоса, который подает воду по трубопроводу диаметром  $d = 200$  мм, длиной  $l = 1000$  м с эквивалентной длиной всех местных сопротивлений  $l_s = 320$  м, если коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,028$ . Гидростатический напор, создаваемый насосом  $H_c = 37$  м. Характеристика насоса:

$Q$ , л/с	0	40	80	120	160	200
$H$ , м	62,5	63	63	62,5	61	60
$\eta$ , %	0	20	34	47	56	60

13.59. Определить, как изменится подача центробежного насоса при изменении частоты вращения с  $n_1 = 950$  мин<sup>-1</sup> до  $n_2 = 1450$  мин<sup>-1</sup>. Характеристика потребного напора  $H_{\text{п}} = 40 + 25000Q^2$ . Характеристика насоса при  $n_1 = 950$  мин<sup>-1</sup>:

$Q$ , л/с	0	20	40	60	80
$H$ , м	70	80	80	68	45

13.60. При какой частоте вращения вала насос будет иметь подачу  $Q = 30$  л/с? Характеристика потребного напора  $H_{\text{п}} = 10 + 8000Q^2$ . Характеристика насоса при частоте вращения  $n = 1450$  мин<sup>-1</sup>:

$Q$ , л/с	0	10	20	30	40
$H$ , м	38	40	39,5	37,5	33



## 14. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД

### Общие сведения

Гидравлический привод (гидропривод) – это совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение машин и механизмов посредством рабочей жидкости (гидравлической энергии).

Блок-схема гидропривода приведена на рис. 14.1 Гидравлическая энергия генерируется насосом Н и преобразуется гидродвигателем ГД в механическую энергию. Устройства управления УУ предназначены для изменения параметров потока в гидролиниях, а также в насосах и гидродвигателях. Гидропривод представляет собой «гидравлическую вставку» между приводным двигателем ЭД (электродвигателем) и нагрузкой М (машиной или механизмом) и выполняет те же функции, что и механическая передача (ременная, цепная или зубчатая, редуктор, кривошипно-шатунный механизм).

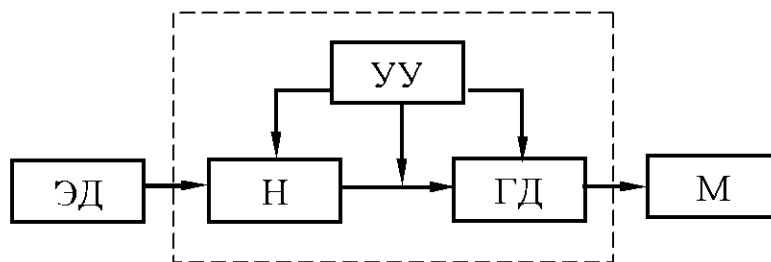


Рис. 14.1

Приводом насоса могут быть электрический, карбюраторный, дизельный и другие двигатели, обеспечивающие необходимую приводную мощность и число оборотов вала насоса.

Гидропривод, в состав которого входит объемная гидромашина, а рабочая жидкость находится под давлением, называется объемным (ОГП).

**Основные элементы гидропривода.** В общем случае в состав гидропривода входят гидropередача, устройства управления, вспомогательные устройства и гидравлические линии.

Гидropередача состоит из насоса (преобразователя механической энергии в энергию жидкости), гидродвигателя (преобразователя энергии потока жидкости в механическую энергию).

К устройствам управления относят гидроаппараты для регулирования параметров рабочей жидкости (давления и расходы) и изменения направления потока жидкости в гидрелиниях: гидрораспределители, гидроклапаны, гидродроссели и другие аппараты.

Вспомогательные устройства обеспечивают работу гидропривода во время эксплуатации. К ним относят кондиционеры рабочей жидкости (гидроемкости, теплообменники, гидроочистители), гидравлические реле времени.

Гидрелинии служат для прохождения рабочей жидкости и соединения элементов гидропривода в единую гидросистему. Конструктивно гидрелинии представляют собой трубы, гибкие рукава, колена, тройники, каналы сверления в гидропанелях.

Рассмотрим принцип действия схемы гидропривода, изображенной на рис. 14.2.

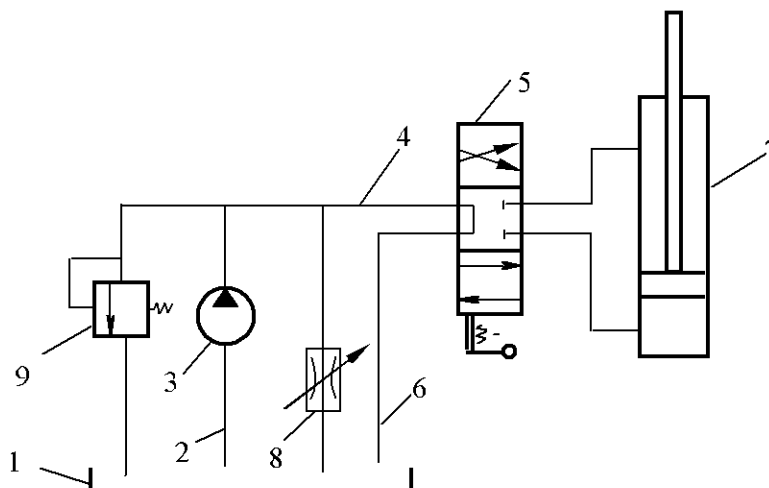


Рис. 14.2

Рабочая жидкость из бака 1 через всасывающую гидрелинию 2 насосом 3 подается через напорную линию 4 в распределитель 5. При нейтральном положении распределительного элемента (золотника) рабочая жидкость по сливной линии 6 попадает в бак, т.е. насос работает вхолостую. Шток гидроцилиндра неподвижен, так как запорным элементом распределителя рабочая жидкость закрыта в штоковой и бесштоковой полостях.

При смещении золотника распределителя 5 вниз жидкость от насоса через распределитель поступает в бесштоковую полость гидроцилиндра 7. Из штоковой полости жидкость сливается в бак. Поршень при этом движется вверх. При смещении золотника вверх жидкость от насоса попадает

в штоковую полость гидроцилиндра, а из бесштоковой сливается в бак. Шток при этом перемещается вниз.

Скорость движения штока гидроцилиндра регулируют изменением проходного сечения дросселя 8, изменяя величину подачи насоса. Предохранительный клапан 9 предназначен для защиты гидропривода от резкого повышения давления в системе, превышающего номинальное давление насоса.

**Гидродвигатели.** Это устройства преобразования гидравлической энергии в механическую. Существуют гидродвигатели вращательного, поступательного и поворотного движения.

Гидродвигатель поступательного движения называется гидравлическим цилиндром, вращательного полноповоротного движения – гидромотором.

Расход рабочей жидкости в гидромоторе определяется по формуле

$$Q = \frac{q_M n_M}{\eta_{MO}}, \quad (14.1)$$

где  $q_M$  – рабочий объем гидромотора;  $n_M$  – частота вращения вала гидромотора;  $\eta_{MO}$  – объемный КПД гидромотора.

Перепад давления в гидромоторе определяется зависимостью

$$\Delta p = \frac{2\pi M}{q_M \eta_{MM}}, \quad (14.2)$$

где  $M$  – крутящий момент на валу гидромотора;  $\eta_{MM}$  – механический КПД гидромотора.

Коэффициент полезного действия гидромотора определяется отношением полезной мощности гидромотора к подведенной (затраченной):

$$\eta_M = \frac{N_{M.п}}{N_M}, \quad (14.3)$$

где  $N_{M.п} = M\omega_M = M2\pi n_M$ .

КПД гидромотора можно определить также по формуле

$$\eta_M = \eta_{MM} \eta_{MO} \eta_{MG}, \quad (14.4)$$

где  $\eta_{MG}$  – гидравлический КПД гидромотора.

Уравнение равновесия поршня в гидравлическом цилиндре (без учета сил инерции) можно представить в виде

$$p_1 \omega_1 = p_2 \omega_2 \pm R \pm F, \quad (14.5)$$

где  $p_1, p_2$  – давление соответственно в бесштоковой полости гидроцилиндра и штоковой;  $\omega_1, \omega_2$  – площади поршня соответственно в бесштоковой и штоковой полостях;  $R$  – нагрузка на шток гидроцилиндра;  $F$  – суммарная сила трения штока и поршня,

$$F = F_1 + F_2,$$

$F_1$  – сила трения поршня,  $F_1 = \mu_1 \pi d D b_1 (p_1 - p_2)$  – при толкающем штоке,  $F_1 = \mu_1 \pi D b_1 (p_2 - p_1)$  – при тянущем штоке ( $\mu_1$  – коэффициент трения материала уплотнения о стенки цилиндра, при трении резины о сталь  $\mu_1 = 0,1$ ,  $b_1$  – ширина уплотнения поршня);  $F_2 = \mu_2 \pi b_2 p_2$  ( $\mu_2$  – коэффициент трения материала уплотнения о шток;  $b_2$  – ширина уплотнения штока);  $D$  – диаметр поршня;  $d$  – диаметр штока.

**Гидравлические дроссели.** Дроссель в гидроприводе представляет собой регулируемое (или нерегулируемое) местное сопротивление, площадь проходного отверстия которого можно изменять в процессе работы, изменяя тем самым расход жидкости. Существуют различные конструктивные исполнения дросселей: игольчатые, щелевые и втулочные.

Расход через дроссель любой конструкции определяется по формуле

$$Q_{др} = \mu_{др} \omega_{др} \sqrt{2g \frac{\Delta p_{др}}{\rho g}}, \quad (14.6)$$

где  $\mu_{др}$  – коэффициент расхода через дроссель (для щелевых и втулочных  $\mu_{др} = 0,64 \dots 0,7$ , для игольчатых  $\mu_{др} = 0,75 \dots 0,8$ );  $\omega_{др}$  – площадь проходного сечения отверстия;  $\Delta p_{др}$  – перепад давления в дросселе;  $g$  – ускорение свободного падения.

**Определение КПД гидропривода.** Полный КПД гидропривода поступательного движения определяется по формуле

$$\eta = \eta_n \eta_c \eta_{ц} \quad (14.7)$$

или

$$\eta = \frac{P v \eta_n}{p_n Q_n}, \quad (14.8)$$

где  $\eta_n$  – КПД насоса;  $\eta_c$  – КПД гидросистемы без учета объемных потерь,  $\eta_c = (p_n - \sum \Delta p) / p_n$ ;  $p_n$  – давление насоса (рабочее);  $\Delta p$  – потери давления в гидросистеме;  $\eta_{ц}$  – КПД гидроцилиндра;  $P = R$  – усилие (нагрузка) на шток;  $v$  – скорость движения штока при рабочем ходе.

Полный КПД гидропривода вращательного движения определяется как произведение КПД насоса, мотора и гидросистемы:

$$\eta = \eta_n \eta_m \eta_c \quad (14.9)$$

или

$$\eta = \frac{M 2\pi n_m \eta_n}{\rho_n Q_n} \quad (14.10)$$

### Пример решения задачи

**Задача.** Определить необходимую подачу насоса и коэффициент полезного действия (КПД) гидравлического привода, схема которого изображена на рис. 14.3. КПД насоса  $\eta_n = 0,74$ , рабочий объем гидромотора  $q_m = 63 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ , частота вращения вала  $n_m = 12 \text{ с}^{-1}$ , крутящий момент на валу гидромотора  $M_n = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . КПД гидромотора: механический  $\eta_{m.m} = 0,82$ , объемный  $\eta_{m.o} = 0,91$ . Потери (перепад) давления в распределителе  $\Delta p_p = 0,15 \text{ МПа}$ . Длина гидролиний (общая)  $l = 7 \text{ м}$ , диаметр труб  $d = 0,02 \text{ м}$ . Коэффициент местного сопротивления поворота трубы (колена)  $\zeta = 0,2$ , количество поворотов  $m = 6$ . Коэффициент трения  $\lambda = 0,035$ . Плотность рабочей жидкости  $\rho_m = 780 \text{ кг/м}^3$ .

**Решение.** Подача насоса, без учета утечек, должна быть равна расходу через гидромотор, который определяем по выражению

$$Q_n = Q_m = \frac{q_m n_m}{\eta_{m.o}} = \frac{63 \cdot 10^{-6} \cdot 12}{0,91} = 0,83 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Потери давления в гидролиниях определяем по формуле

$$\begin{aligned} \Delta p_c &= \rho_m \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{Q^2}{2\omega^2} = \\ &= 780 \left( 0,035 \frac{7}{0,02} + 1,2 \right) \frac{(0,83 \cdot 10^{-3})^2}{2 \frac{3,14^2 \cdot 0,02^4}{16}} = 36650 \text{ Па} = 0,037 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Перепад давления в гидромоторе

$$\Delta p_m = \frac{2\pi M_m}{q_m \eta_{m.m}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 50}{63 \cdot 10^{-6} \cdot 0,82} = 6,078 \cdot 10^6 \text{ Па} = 6,1 \text{ МПа}.$$

Необходимое давление насоса

$$p_n = \Delta p_m + 2\Delta p_p + \Delta p_c = 6,1 + 2 \cdot 0,15 + 0,037 = 6,437 \text{ МПа} \approx 6,44 \text{ МПа}.$$

КПД гидропривода

$$\eta = \frac{M_n \omega \eta_n}{p_n Q_n} = \frac{50 \cdot 6,28 \cdot 12 \cdot 0,74}{6,44 \cdot 10^6 \cdot 0,83 \cdot 10^{-3}} = 0,53.$$

### Задачи для самостоятельного решения

**Задача 14.1.** Определить момент  $M_m$ , развиваемый гидромотором, полезную мощность  $N_n$  и частоту вращения  $n_m$  вала гидромотора, если

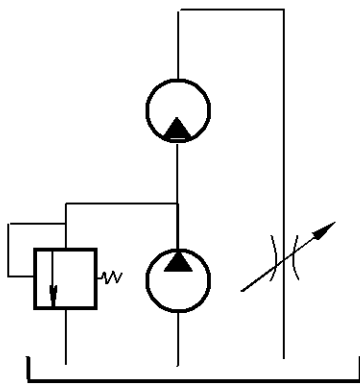


Рис. 14.3

давление насоса равно  $p_n$ , перепад давления на гидромоторе  $\Delta p_m$ , подача насоса  $Q_n$ , рабочий объем гидромотора  $q_m$ . Схема гидропривода представлена на рис. 14.3. Механический и объемный КПД гидромотора соответственно  $\eta_{m.m} = 0,9$ ,  $\eta_{m.o} = 0,92$ . Потери напора в гидролиниях не учитывать. Плотность рабочей жидкости  $\rho_m$ . Площадь проходного отверстия дросселя  $\omega_{др}$ , коэффициент расхода дросселя  $\mu_{др}$ .

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q_n$	$\text{м}^3/\text{с} \cdot 10^{-3}$	0,58	0,2	0,3	0,42	1,1	1,2	0,6	0,3	0,2	0,7
$p_n$	МПа	6,3	4,0	5,0	5,5	6,5	6,6	6,0	6,3	4,5	5,5
$\Delta p_m$	МПа	6,0	3,8	4,8	5,2	6,2	6,2	5,8	5,9	4,1	5,1
$q_m$	$\text{м}^3 \cdot 10^{-6}$	70	35	40	35	30	70	18	25	35	70
$\rho_m$	$\text{кг}/\text{м}^3$	750	800	850	700	750	800	850	750	800	850
$\omega_d$	$\text{м}^2 \cdot 10^{-6}$	30	10	16	20	65	60	25	15	20	50
$\mu_d$	—	0,70	0,60	0,75	0,65	0,70	0,68	0,65	0,60	0,70	0,65

**Задача 14.2.** Определить необходимую подачу насоса и КПД гидропривода (схема на рис. 14.4), если КПД насоса  $\eta_n$ , рабочий объем гидромотора  $q_m$ , частота вращения вала гидромотора  $n_m$ , крутящий момент на

валу гидромотора  $M_M$ , механический КПД гидромотора  $\eta_{М.М} = 0,8$ , объемный КПД гидромотора  $\eta_{М.О} = 0,90$ . Потери давления в распределителе  $\Delta p_p = 0,25$  МПа. Длина гидролиний  $l$ , внутренний диаметр линии  $d$ , количество поворотов  $m$ , коэффициент местного сопротивления одного поворота  $\zeta = 0,2$ , коэффициент трения  $\lambda = 0,03$ . Плотность рабочей жидкости  $\rho_M$ .

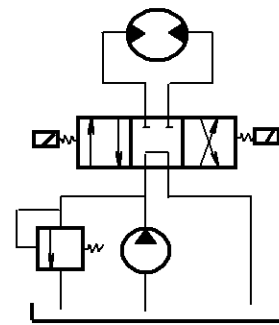


Рис. 14.4

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\eta_H$	–	0,7	0,75	0,78	0,72	0,75	0,70	0,77	0,79	0,70	0,72
$q_M$	$м^3 \cdot 10^{-6}$	200	180	160	140	125	112	100	90	80	71
$n_M$	$с^{-1}$	10	8	7	6	5	4	3	4	3	4
$M_M$	$Н \cdot м$	100	80	60	50	40	30	25	20	15	10
$l$	$м$	5	6	7	8	9	5	6	7	8	9
$d$	$м$	0,025	0,02	0,02	0,025	0,02	0,25	0,2	0,2	0,15	0,15
$m$	–	4	6	4	6	4	6	8	4	6	8
$\rho_M$	$кг/м^3$	900	850	800	750	950	850	800	750	800	850

**Задача 14.3.** Определить частоту вращения  $n_M$  вала гидромотора, перепад давления на гидромоторе  $\Delta p_M$ , полезную мощность на валу гидромотора, если момент на валу гидромотора равен  $M_M$ , давление насоса  $p_H$ , подача насоса  $Q_H$ , рабочий объем гидромотора  $q_M$  (см. схему гидропривода на рис. 14.3). Площадь проходного отверстия дросселя  $\omega_{др}$ , коэффициент расхода через дроссель  $\mu_{др}$ . Механический и объемный КПД насоса и гидромотора соответственно равны:  $\eta_{Н.М} = 0,85$ ,  $\eta_{Н.О} = 0,72$ ;  $\eta_{М.М} = 0,9$ ,  $\eta_{М.О} = 0,92$ . Потери напора в гидролиниях не учитывать. Плотность рабочей жидкости  $\rho_M$ .

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q_H$	$м^3/с \cdot 10^{-3}$	0,58	0,2	0,3	0,42	1,1	1,2	0,6	0,3	0,2	0,7
$p_H$	МПа	6,3	4,0	5,0	5,5	6,5	6,6	6,0	6,3	4,5	5,5

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$q_M$	$\text{м}^3 \cdot 10^{-6}$	70	35	40	35	30	70	18	25	35	70
$M_M$	Н·м	60	19	27,5	26	27	62	15	21	20	51
$\omega_{др}$	$\text{м}^2 \cdot 10^{-6}$	30	10	16	20	65	60	25	15	20	50
$\rho_M$	$\text{кг}/\text{м}^3$	750	800	850	700	750	800	850	750	800	850
$\mu_{др}$	–	0,70	0,60	0,75	0,65	0,70	0,68	0,65	0,60	0,70	0,65

**Задача 14.4.** На рис. 14.5 приведена схема нерегулируемого объемного гидропривода вращательного движения. Известны: подача насоса  $Q_H$ ,

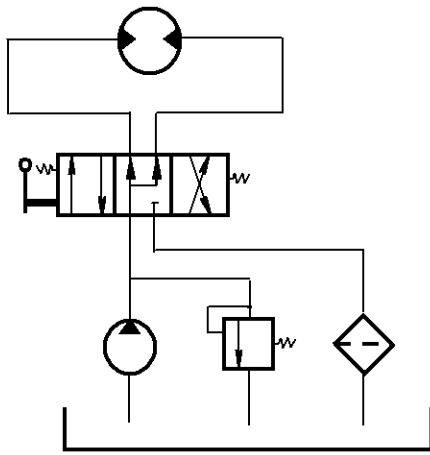


Рис. 14.5

номинальное давление насоса  $p_H$ , КПД насоса  $\eta_H$ , рабочий объем гидромотора  $q_M$ , механический КПД гидромотора  $\eta_{M.M}$ , объемный  $\eta_{M.O}$ ; потери давления в распределителе  $\Delta p_p$ , в фильтре  $\Delta p_f$ ; общая длина  $l$  и диаметр  $d$  гидролиний; сумма коэффициентов местных сопротивлений  $\Sigma \zeta$ ; температура рабочей жидкости  $T = 50^\circ\text{C}$ ; рабочая жидкость – И-20А ( $\rho = 900 \text{ кг}/\text{м}^3$ ,  $\nu_{50} = 20 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ).

Требуется определить: 1) перепад давления на гидромоторе  $\Delta p_M$ ; 2) крутящий момент на валу гидромотора  $M_{M.K}$ ; 3) частоту вращения вала гидромотора  $n_M$ ; 4) КПД гидропривода.

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q_H$	$\text{м}^3/\text{с} \cdot 10^{-3}$	0,17	0,53	0,78	1,12	1,2	1,1	0,8	0,5	0,17	1,2
$p_H$	МПа	10	12	11	14	15	16	10	11	10	6,3
$\eta_H$	–	0,85	0,87	0,85	0,87	0,88	0,89	0,86	0,85	0,84	0,83
$q_M$	$\text{м}^3 \cdot 10^{-6}$	9	32	71	140	250	160	40	71	18	180
$\eta_{M.O}$	–	0,9	0,92	0,91	0,88	0,86	0,90	0,88	0,91	0,92	0,90



Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\eta_{м.м}$	–	0,80	0,82	0,78	0,82	0,80	0,82	0,82	0,80	0,81	0,78
$\Delta p_p$	МПа	0,1	0,15	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1
$\Delta p_\phi$	МПа	0,1	0,15	0,15	0,15	0,2	0,2	0,15	0,1	0,1	0,1
$l$	м	6	7	5	4	3	6	7	3	4	5
$d$	м	7	10	12	18	20	18	15	12	10	20
$\Sigma \zeta$	–	2	3	4	5	5	5	4	3	2	5

**Задача 14.5.** На рис. 14.6 приведена гидравлическая схема объемного гидропривода вращательного движения с дроссельным регулированием.

Известны: рабочий объем гидромотора  $q_M$ ; механический  $\eta_{м.м}$  и объемный  $\eta_{м.о}$  КПД гидромотора; крутящий момент на валу гидромотора  $M_{м.к}$ ; рабочий объем насоса  $q_H$ ; объемный КПД насоса  $\eta_{н.о} = 0,9$ , КПД насоса  $\eta_H = 0,85$ ; частота вращения вала насоса  $n_H = 16 \text{ с}^{-1}$ ; потери давления в распределителе  $\Delta p_p$ , дросселе  $\Delta p_{др}$ , фильтре  $\Delta p_\phi$ . Переливной клапан отрегулирован на давление  $p_{п.к} = 8 \text{ МПа}$ .

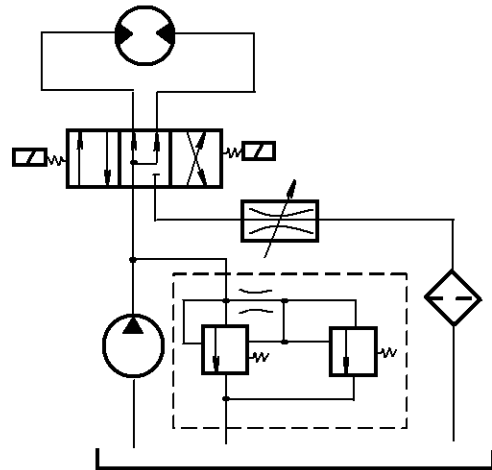


Рис. 14.6

Требуется определить: 1) расход в гидромоторе  $Q_M$ ; 2) частоту вращения вала гидромотора  $n_M$ ; 3) подачу насоса  $Q_H$ ; 4) потребляемую гидроприводом мощность; 5) КПД гидропривода.

При решении задачи потери давления в гидролиниях не учитывать.

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$q_M$	$\text{см}^3$	9	18	36	72	144	288	3	9	16	32
$\eta_{м.м}$	–	0,85	0,87	0,88	0,89	0,91	0,91	0,80	0,82	0,85	0,86
$M_{м.к}$	$\text{Н} \cdot \text{м}$	6	12,5	25	50	100	200	4	12	21	42
$q_H$	$\text{см}^3$	10	32	46	67	98	98	10	10	32	32

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\eta_{м.о}$	–	0,90	0,92	0,90	0,91	0,92	0,92	0,87	0,88	0,88	0,89
$\Delta p_p$	МПа	0,15	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,15	0,15	0,2	0,2
$\Delta p_{др}$	МПа	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2
$\Delta p_{ф}$	МПа	0,1	0,1	0,1	0,2	0,3	0,3	0,1	0,1	0,2	0,2

**Задача 14.6.** Принципиальная схема нерегулируемого объемного гидропривода поступательного движения приведена на рис. 14.7. Известны:

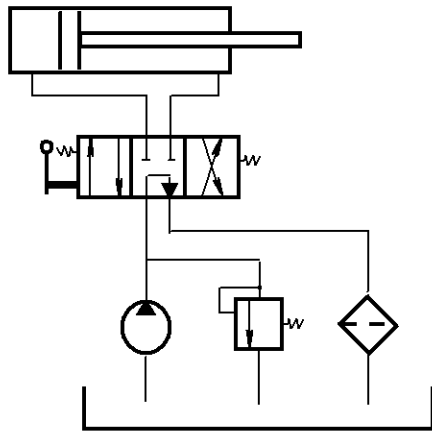


Рис. 14.7

диаметр гидравлического цилиндра  $D_{ц} = 100$  мм; диаметр штока  $d_{шт} = 50$  мм; ход поршня  $S = 450$  мм; усилие на штоке при рабочем ходе  $P$ ; сила трения в уплотнениях поршня и штока гидроцилиндра  $F_t$ ; частота рабочих циклов (число циклов в секунду)  $i$ ; потери давления в распределителе  $\Delta p_p$ , в фильтре  $\Delta p_{ф}$ .

Определить: 1) подачу насоса  $Q_n$ ; 2) скорость движения штока при рабочем  $v_{р.х}$  и холостом  $v_{х.х}$  ходе (рабочий ход соответствует выходу штока из цилиндра);

3) давление насоса при рабочем ходе поршня  $p_{н.р}$ ; 4) давление насоса при холостом ходе поршня  $p_{н.х}$  (при холостом ходе считать  $p = 0$ ); 5) КПД гидропривода при рабочем ходе  $\eta_p$  (КПД насоса принять равным 0,8).

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$P$	кН	12	25	30	50	40	35	25	12	50	50
$F_t$	кН	1,0	2,5	3,0	5,0	4,0	3,5	2,5	1,2	5,0	4,0
$i$	1/с	0,075	0,0725	0,031	0,105	0,105	0,096	0,15	0,15	0,14	0,2
$\Delta p_p$	МПа	0,1	0,1	0,2	0,2	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
$\Delta p_{ф}$	МПа	0,1	0,1	0,15	0,1	0,1	0,1	0,15	0,1	0,1	0,1

**Задача 14.7.** Диаметр гидравлического цилиндра  $D$ , диаметр штока  $d$ . При рабочем ходе штока давление в бесштоковой полости цилиндра  $p_6$ , а в штоковой полости  $p_{ш} = 0,5$  МПа. Уплотнение штока и поршня выполнено шевронными резиновыми манжетами (ширина уплотнения штока  $b_{ш} = 15$  мм, ширина уплотнения поршня  $b_{п} = 30$  мм). Схема гидравлического цилиндра представлена на рис. 14.8.

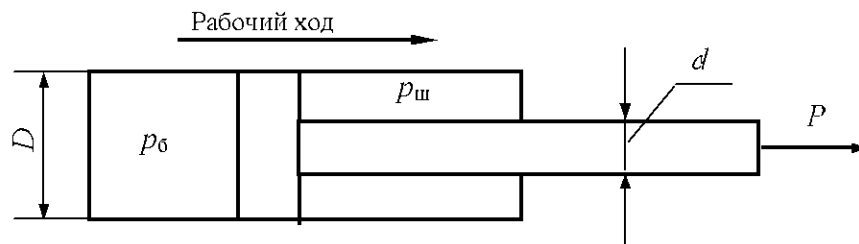


Рис. 14.8

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

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$D$	мм	25	32	36	40	45	50	50	80	100	100
$d$	мм	12	16	18	20	22	25	32	40	50	60
$p_6$	МПа	16	14	12	10	12	14	16	14	12	10

# ПРИЛОЖЕНИЯ

## Приложение 1

### 1.1. Значения плотности наиболее распространенных жидкостей при нормальном атмосферном давлении

Жидкость	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	Жидкость	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$
Вода:			Масло:		
дистиллированная	4	1000	индустриальное 12	20	876...891
морская	4	1020...1030	индустриальное 20	20	881...901
Бензин	15	680...780	индустриальное 30	20	886...916
Глицерин	0	1260	индустриальное 45	20	890...930
Керосин	15	790...820	индустриальное 50	20	890...930
Мазут	15	890...940	касторовое	20	960
Нефть натуральная	15	700...900	минеральное смазочное	15	890...960
Ртуть	20	13546	трансформаторное	20	887...896
Спирт:			турбинное 30 и 32	20	894...904
метилловый	15	810	турбинное 46	20	920
этиловый	15...18	790	турбинное 57	20	930

### 1.2. Значения плотности воды в зависимости от температуры при нормальном атмосферном давлении

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$
0	999,9	50	988,1
4	1000	60	983,2
10	999,7	70	977,8
20	998,2	80	971,8
30	995,7	90	965,3
40	992,2	100	958,4

### 1.3. Значения плотности воды и ртути, $\text{кг/м}^3$ , при температуре $0 ^\circ\text{C}$ в зависимости от давления

Жидкость	Давление, МПа			
	0,1	100	200	400
Вода	999,9	1046	1084	1146
Ртуть	13596	13660	13690	13800

1.4. Значения модуля упругости воды  $E$ , МПа, в зависимости от температуры и давления

Температура $t$ , °С	Давление, МПа (1МПа = $10^6$ Па)				
	0,5	1,0	2,0	4,0	8,0
0	1890	1990	1920	1950	1980
5	1930	1950	1970	2010	2070
10	1950	1970	2010	2050	2120
15	1970	2000	2030	2090	2170
20	1980	2020	2060	2120	2217

1.5. Значения коэффициента  $\beta_t$  для наиболее распространенных жидкостей при температуре 30 °С и давлении 0,1 МПа

Жидкость	$\beta_t$ , °С <sup>-1</sup>	Жидкость	$\beta_t$ , °С <sup>-1</sup>
Алкоголь	0,00110	Масло:	
Вода	0,00015	оливковое	0,00072
Глицерин	0,00050	репное	0,00090
Нефть	0,00060	Ртуть	0,00018

1.6. Значения коэффициента  $\beta_t$ , °С<sup>-1</sup>, для воды в зависимости от температуры и давления

Давление $p$ , МПа	Температура $t$ , °С				
	1... 10	10... 20	40... 50	60... 70	90... 100
0,1	0,000014	0,000150	0,000422	0,000556	0,000719
10	0,000043	0,000165	0,000422	0,000548	0,000704
20	0,000072	0,000183	0,000426	0,000539	0,000691
50	0,000149	0,000236	0,000429	0,000523	0,000661
90	0,000229	0,000289	0,000437	0,000514	0,000621

1.7. Средние значения коэффициента  $\beta_t$  для нефтепродуктов в зависимости от плотности при температуре 15 °С

Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	700	800	850	900	920
$\beta_t$ , °С <sup>-1</sup>	0,00082	0,00077	0,00072	0,00064	0,00060

1.8. Значения коэффициентов объемного сжатия и объемного модуля упругости наиболее распространенных жидкостей

Жидкость	$\beta_p, \text{Па}^{-1}$	$E_{ж}, \text{МПа}$	Жидкость	$\beta_p, \text{Па}^{-1}$	$E_{ж}, \text{МПа}$
Алкоголь (спирт)	$7,843 \cdot 10^{-10}$	1275	Масло:		
Бензин авиационный	$7,663 \cdot 10^{-10}$	1305	АМГ-10	$7,663 \cdot 10^{-10}$	1305
Вода	$4,854 \cdot 10^{-10}$	2060	индустриальное 20	$7,342 \cdot 10^{-10}$	1362
Глицерин	$2,240 \cdot 10^{-10}$	4464	индустриальное 50	$6,789 \cdot 10^{-10}$	1473
Керосин	$7,843 \cdot 10^{-10}$	1275	касторовое	$5,149 \cdot 10^{-10}$	1942
Силиконовая жидкость	$9,709 \cdot 10^{-10}$	1030	сурепное	$5,679 \cdot 10^{-10}$	1761
Ртуть	$0,309 \cdot 10^{-10}$	32373	турбинное	$5,824 \cdot 10^{-10}$	1717
Нефть	$7,407 \cdot 10^{-10}$	1350	цилиндровое 11	$0,850 \cdot 10^{-10}$	11768

1.9. Значения давления насыщенных паров, Па, некоторых жидкостей в зависимости от температуры

Жидкость	Температура жидкости $t, ^\circ\text{C}$							
	0	10	20	30	40	50	60	80
Легкая нефть	3430	–	7840	–	13720	–	37240	85260
Бензин	6468	7938	10682	16562	22538	31948	–	–
Глинистый раствор	–	1764	3136	5390	8320	13720	–	–

1.10. Значения давления насыщенных паров воды в зависимости от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	$p_{н.п.}, \text{МПа}$	$t, ^\circ\text{C}$	$p_{н.п.}, \text{МПа}$
0	0,0006	60	0,0202
5	0,0009	70	0,0317
10	0,0012	75	0,0392
20	0,0024	80	0,0482
25	0,0032	90	0,0714
30	0,0043	100	0,1033
40	0,0075	125	0,2370
50	0,0126	150	0,4850

1.11. Значения кинематического коэффициента вязкости воды  
в зависимости от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{м}^2/\text{с}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{м}^2/\text{с}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{м}^2/\text{с}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{м}^2/\text{с}$
1	$1,72 \cdot 10^{-6}$	26	$0,88 \cdot 10^{-6}$	51	$0,54 \cdot 10^{-6}$	76	$0,37 \cdot 10^{-6}$
2	$1,67 \cdot 10^{-6}$	27	$0,86 \cdot 10^{-6}$	52	$0,53 \cdot 10^{-6}$	77	$0,36 \cdot 10^{-6}$
3	$1,61 \cdot 10^{-6}$	28	$0,84 \cdot 10^{-6}$	53	$0,52 \cdot 10^{-6}$	78	$0,36 \cdot 10^{-6}$
4	$1,56 \cdot 10^{-6}$	29	$0,82 \cdot 10^{-6}$	54	$0,51 \cdot 10^{-6}$	79	$0,35 \cdot 10^{-6}$
5	$1,52 \cdot 10^{-6}$	30	$0,81 \cdot 10^{-6}$	55	$0,51 \cdot 10^{-6}$	80	$0,35 \cdot 10^{-6}$
6	$1,47 \cdot 10^{-6}$	31	$0,79 \cdot 10^{-6}$	56	$0,50 \cdot 10^{-6}$	81	$0,34 \cdot 10^{-6}$
7	$1,43 \cdot 10^{-6}$	32	$0,77 \cdot 10^{-6}$	57	$0,49 \cdot 10^{-6}$	82	$0,34 \cdot 10^{-6}$
8	$1,39 \cdot 10^{-6}$	33	$0,76 \cdot 10^{-6}$	58	$0,48 \cdot 10^{-6}$	83	$0,33 \cdot 10^{-6}$
9	$1,35 \cdot 10^{-6}$	34	$0,74 \cdot 10^{-6}$	59	$0,47 \cdot 10^{-6}$	84	$0,33 \cdot 10^{-6}$
10	$1,31 \cdot 10^{-6}$	35	$0,73 \cdot 10^{-6}$	60	$0,47 \cdot 10^{-6}$	85	$0,33 \cdot 10^{-6}$
11	$1,27 \cdot 10^{-6}$	36	$0,71 \cdot 10^{-6}$	61	$0,46 \cdot 10^{-6}$	86	$0,32 \cdot 10^{-6}$
12	$1,24 \cdot 10^{-6}$	37	$0,70 \cdot 10^{-6}$	62	$0,45 \cdot 10^{-6}$	87	$0,32 \cdot 10^{-6}$
13	$1,21 \cdot 10^{-6}$	38	$0,68 \cdot 10^{-6}$	63	$0,44 \cdot 10^{-6}$	88	$0,31 \cdot 10^{-6}$
14	$1,17 \cdot 10^{-6}$	39	$0,67 \cdot 10^{-6}$	64	$0,44 \cdot 10^{-6}$	89	$0,31 \cdot 10^{-6}$
15	$1,14 \cdot 10^{-6}$	40	$0,66 \cdot 10^{-6}$	65	$0,43 \cdot 10^{-6}$	90	$0,31 \cdot 10^{-6}$
16	$1,12 \cdot 10^{-6}$	41	$0,65 \cdot 10^{-6}$	66	$0,43 \cdot 10^{-6}$	91	$0,30 \cdot 10^{-6}$
17	$1,09 \cdot 10^{-6}$	42	$0,63 \cdot 10^{-6}$	67	$0,42 \cdot 10^{-6}$	92	$0,30 \cdot 10^{-6}$
18	$1,06 \cdot 10^{-6}$	43	$0,62 \cdot 10^{-6}$	68	$0,41 \cdot 10^{-6}$	93	$0,29 \cdot 10^{-6}$
19	$1,03 \cdot 10^{-6}$	44	$0,61 \cdot 10^{-6}$	69	$0,41 \cdot 10^{-6}$	94	$0,29 \cdot 10^{-6}$
20	$1,01 \cdot 10^{-6}$	45	$0,60 \cdot 10^{-6}$	70	$0,40 \cdot 10^{-6}$	95	$0,29 \cdot 10^{-6}$
21	$0,99 \cdot 10^{-6}$	46	$0,59 \cdot 10^{-6}$	71	$0,39 \cdot 10^{-6}$	96	$0,28 \cdot 10^{-6}$
22	$0,96 \cdot 10^{-6}$	47	$0,58 \cdot 10^{-6}$	72	$0,39 \cdot 10^{-6}$	97	$0,28 \cdot 10^{-6}$
23	$0,94 \cdot 10^{-6}$	48	$0,57 \cdot 10^{-6}$	73	$0,38 \cdot 10^{-6}$	98	$0,28 \cdot 10^{-6}$
24	$0,92 \cdot 10^{-6}$	49	$0,56 \cdot 10^{-6}$	74	$0,38 \cdot 10^{-6}$	99	$0,27 \cdot 10^{-6}$
25	$0,90 \cdot 10^{-6}$	50	$0,55 \cdot 10^{-6}$	75	$0,37 \cdot 10^{-6}$		

1.12. Значения коэффициента  $\mu$  некоторых масел в зависимости от давления

Масло	$t, ^\circ\text{C}$	Динамический коэффициент вязкости, Па·с, при давлении, МПа					
		0,1	10	20	30	40	50
Автомобильное	37	0,1440	0,1940	0,2450	0,3060	0,3672	0,4896
Машинное	22	0,2880	0,3416	0,4176	0,5184	0,6822	0,8640
Трансформаторное	22	0,0346	0,0374	0,0418	0,0489	0,0562	0,0650

1.13. Значения коэффициентов  $\mu$  и  $\nu$   
для наиболее распространенных жидкостей

Жидкость	$t, ^\circ\text{C}$	$\mu$		$\nu$	
		Па·с	П	$\text{м}^2/\text{с}$	Ст
Бензин	15	0,00065	0,0065	$0,93 \cdot 10^{-6}$	0,0093
Глицерин:					
50 %-ный водный раствор	20	0,00603	0,0603	$5,98 \cdot 10^{-6}$	0,0598
86 %-ный водный раствор	20	0,1297	1,297	$105,9 \cdot 10^{-6}$	1,0590
безводный	20	1,499	14,99	$1189 \cdot 10^{-6}$	11,890
Керосин	15	0,00217	0,0217	$2,70 \cdot 10^{-6}$	0,0270
Мазут	18	3,870	38,70	$2000 \cdot 10^{-6}$	20,000
Молоко цельное	20	0,00183	0,0183	$1,74 \cdot 10^{-6}$	0,0174
Нефть легкая	18	0,0178	0,178	$25 \cdot 10^{-6}$	0,250
Нефть тяжелая	18	0,1284	1,284	$140 \cdot 10^{-6}$	1,400
Патока	18	88,8	888	$60000 \cdot 10^{-6}$	600
Ртуть	15	0,00154	0,0154	$0,11 \cdot 10^{-6}$	0,0011
Скипидар	16	0,0016	0,016	$1,83 \cdot 10^{-6}$	0,0183
Спирт этиловый	20	0,00119	0,0119	$15,4 \cdot 10^{-6}$	0,154
Эфир	20	0,00246	0,0246	$0,327 \cdot 10^{-6}$	0,00327

## Приложение 2

Атмосферное давление в зависимости от высоты над уровнем моря

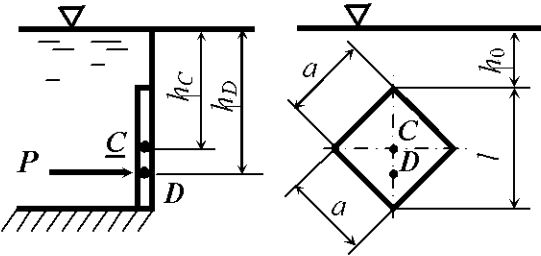
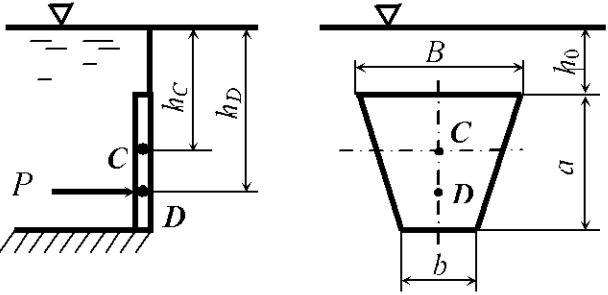
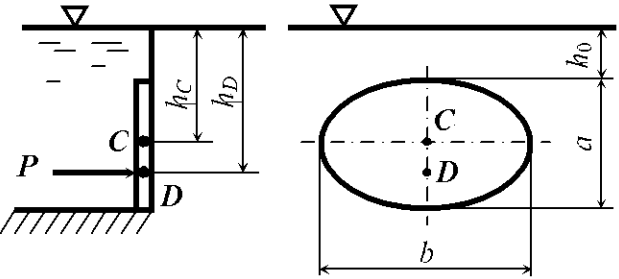
Высота над уровнем моря, м	Атмосферное давление, кПа	Высота над уровнем моря, м	Атмосферное давление, кПа
0	101,3	500	95,0
100	100,0	800	92,0
200	99,0	1000	90,0
300	97,5	1500	84,5
400	96,5	2000	80,0



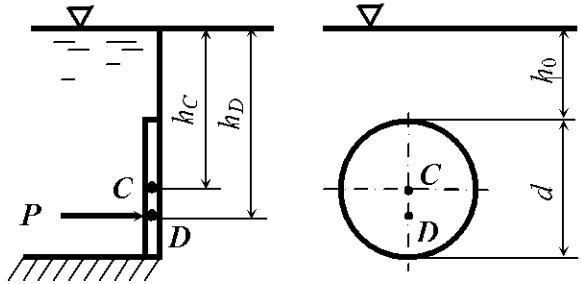
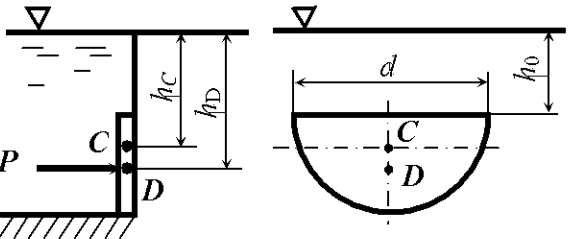
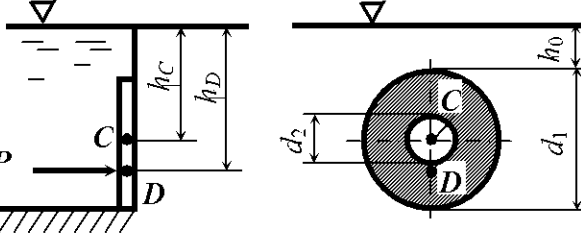
### Приложение 3

Определение площади, момента инерции относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести, координаты центра тяжести (для плоских фигур)

Схема	Форма фигуры	Площадь $\omega$	Момент инерции $I$	Глубина погружения центра тяжести $h_C$
	Прямо- угольник	$ba$	$\frac{ba^3}{12}$	$h_0 + \frac{a}{2}$
	Треугольник вершиной вниз	$\frac{ba}{2}$	$\frac{ba^3}{36}$	$h_0 + \frac{1}{3}a$
	Треугольник вершиной вверх	$\frac{ba}{2}$	$\frac{ba^3}{36}$	$h_0 + \frac{2}{3}a$

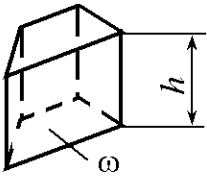
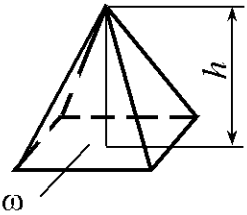
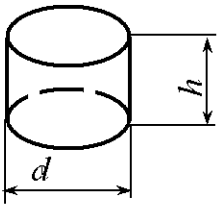
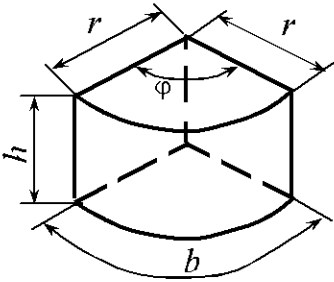
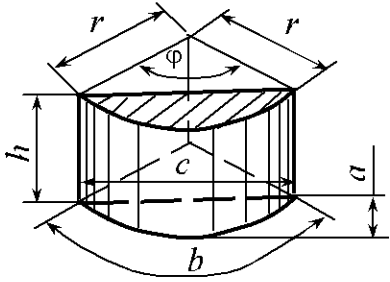
Схема	Форма фигуры	Площадь $\omega$	Момент инерции $I$	Глубина погружения центра тяжести $h_C$
	Квадрат	$a^2$	$\frac{a^4}{12}$	$h_0 + \frac{l}{2}$
	Трапедия	$\frac{B+b}{2}a$	$\frac{a^3}{36} \frac{B^2 + 4Bb + b^2}{B+b}$	$h_0 + \frac{a}{3} \frac{B+2b}{B+b}$
	Эллипс	$\frac{\pi b a}{4}$	$\frac{\pi b a^3}{64}$	$h_0 + \frac{a}{2}$

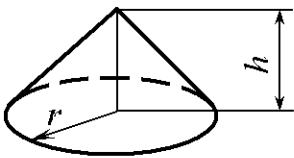
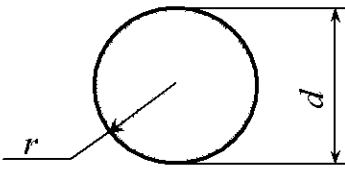
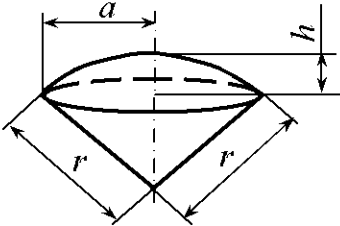
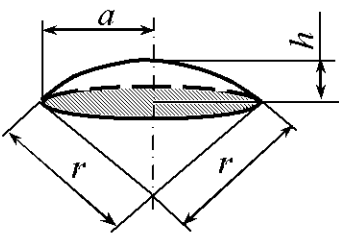
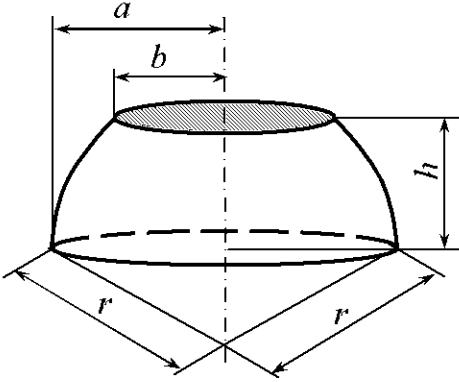
	<p>Правильный шестиуголь- ник</p>	$0,866a^2 =$ $= 2,598R^2$	$0,06a^4 =$ $= 0,541R^4$	$h_0 + \frac{a}{2}$
	<p>Правильный восьмиуголь- ник</p>	$0,828a^2$	$0,0547a^4 =$ $= 0,638R^4$	$h_0 + \frac{a}{2}$
	<p>Правильный <i>n</i>-угольник</p>	$\frac{nar}{2} =$ $= \frac{1}{4}na^2 \text{ctg}\alpha$	$\frac{nar}{96} (12r^2 + a^2)$	$h_0 + r$

Схема	Форма фигуры	Площадь $\omega$	Момент инерции $I$	Глубина погружения центра тяжести $h_C$
	Круг	$\frac{\pi d^2}{4}$	$\frac{\pi d^4}{64}$	$h_0 + \frac{d}{2}$
	Полукруг	$\frac{\pi d^2}{8}$	$\frac{9\pi - 64}{1152} d^4 =$ $= 0,00686d^4$	$h_0 + \frac{2d}{3\pi}$
	Кольцо	$\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2)$	$\frac{\pi(d_1^4 - d_2^4)}{64}$	$h_0 + \frac{d_1}{2}$

## Приложение 4

### Объемы геометрических тел

Наименование	Эскиз	Объем, м <sup>3</sup>
Прямая призма		$V = \omega h$
Пирамида		$V = \frac{1}{3} \omega h$
Цилиндр		$V = \frac{\pi d^2}{4} h$
Цилиндрический сектор		$V = \frac{1}{2} brh = \frac{\varphi}{360} \pi r^2 h$ <p style="text-align: center;">(φ – в градусах )</p>
Цилиндрический сегмент		$V = \frac{r^2 h}{2} \left( \frac{\pi \varphi}{180} - \sin \varphi \right) =$ $= \frac{r(b-c) + ca}{2} h$ <p style="text-align: center;">(φ – в градусах)</p>

Наименование	Эскиз	Объем, м <sup>3</sup>
Конус		$V = \frac{1}{3} \pi r^2 h$
Шар		$V = \frac{4}{3} \pi r^3 = 4,189r^3 =$ $= \frac{1}{6} \pi d^3 = 0,5236d^3$
Шаровой сектор		$V = \frac{2}{3} \pi r^2 h$
Шаровой сегмент		$V = \frac{\pi h}{6} (3a^2 + h^2) =$ $= \frac{\pi h^2}{3} (3r - h)$
Шаровой пояс		$V = \frac{\pi h}{6} (3a^2 + 3b^2 + h^2)$

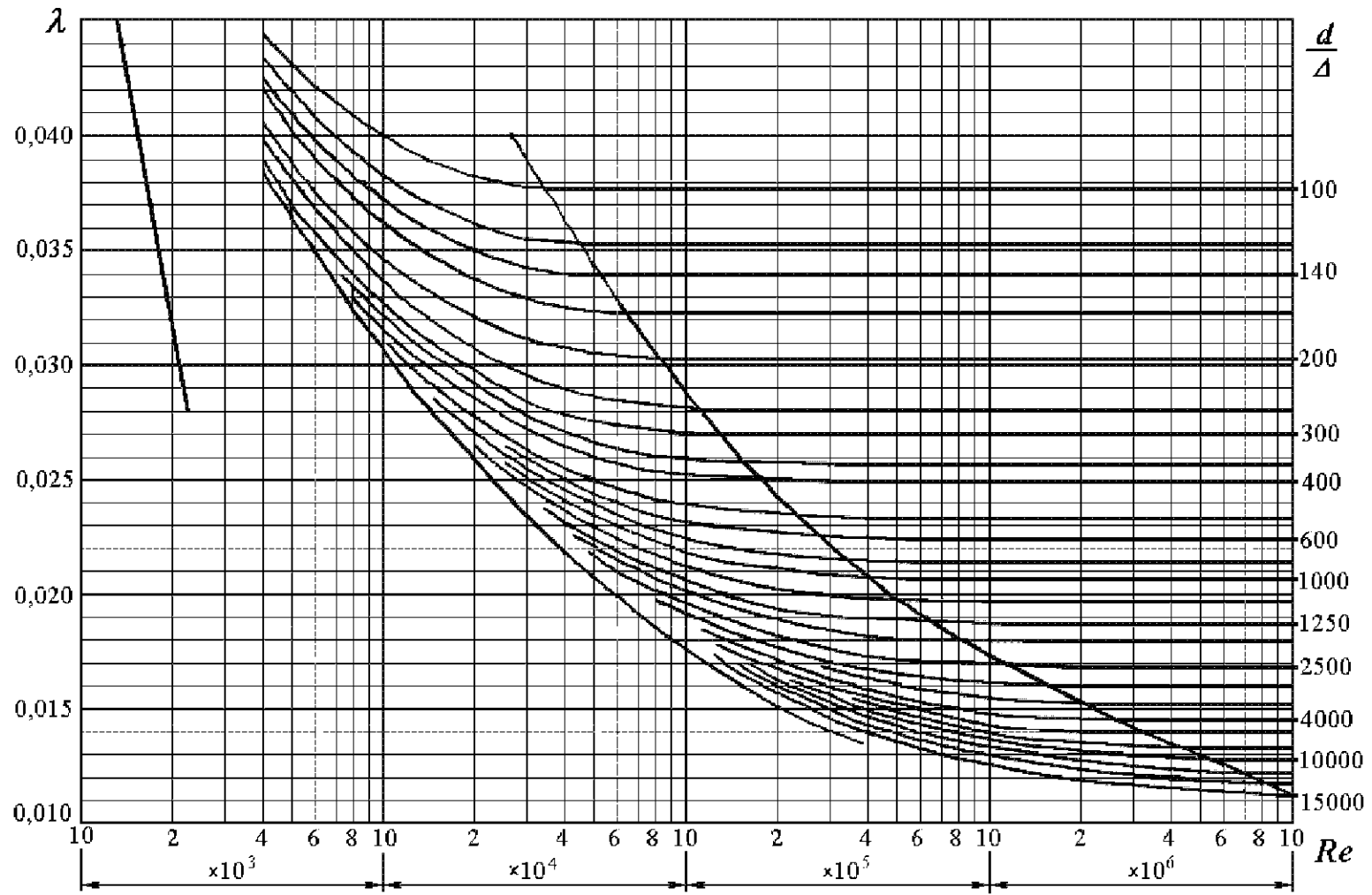
## Приложение 5

Средние значения плотности наиболее распространенных материалов

Наименование материала	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Наименование материала	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>
Алюминий	2700	Пенопласт	50...100
Бетон легкий	600...1800	Песок	1750...1850
Бетон обыкновенный	1800...2500	Пшеница	650...800
Древесина	500...850	Рожь	650...800
Гипс	1300...1550	Сахар	700...900
Глина	1700...1900	Сода кальцинированная	800...1200
Гравий, галька	1900...2000	Соль поваренная	800...1300
Гранит	2500...2800	Сталь	7850
Камень	1300...2000	Суглинок	1900...2000
Кукуруза неочищенная	700...750	Уголь каменный	950
Мел дробленый	1400	Цемент	1000...1600
Мрамор	2500...2800	Чугун серый	6800...7400
Мука	450...650	Шлак	600...1000
Опилки древесные	150...300	Щебень	1500...2000

## Приложение 6

График определения коэффициентов гидравлического трения  $\lambda = f(Re, d/\Delta)$   
для новых стальных труб (по результатам исследований ВТИ)





## Приложение 7

Значения удельного сопротивления для квадратичной зоны сопротивления

Диаметр условного прохода $D$ , мм	Стальные трубы		Чугунные трубы	
	Расчетный внутренний диаметр $D_p$ , мм	$S_{0кв}$ , $с^2/м^6$	Расчетный внутренний диаметр $D_p$ , мм	$S_{0кв}$ , $с^2/м^6$
50	64	3686	51,6	11540
60	70	2292	–	–
75	83	929	–	–
80	95	454	82,6	953
100	114	173	102	312
125	133	76,4	127,2	96,7
150	158	30,7	152,4	37,1
175	170	20,8	–	–
200	209	6,96	202,6	8,09
250	260	2,19	253	2,53
300	311	0,85	304,4	0,95
350	363	0,373	352,4	0,437
400	414	0,186	401,4	0,219
450	466	0,099	450,6	0,199
500	516	0,058	500,8	0,0678
600	616	0,0226	600,2	0,026
700	706	0,011	699,4	0,0115
800	804	0,00551	799,8	0,00567
900	904	0,00296	899,2	0,000305
1000	1004	0,0017	998,4	0,00175
1200	1202	0,00654	1199,2	0,000663
1400	1400	0,000292	–	–
1500	1500	0,000202	–	–
1600	1600	0,000144	–	–

## Приложение 8

Коэффициенты скорости  $\varphi$ , сжатия  $\varepsilon$ , расхода  $\mu$   
при истечении жидкости через отверстия и насадки

Тип отверстия или насадка	$\varphi$	$\varepsilon$	$\mu$
Малое отверстие в тонкой стенке	0,97	0,64	0,62
Внешний цилиндрический насадок	0,82	1,00	0,82
Внутренний цилиндрический насадок	0,71	1,00	0,71
Конический сходящийся на- садок	0,96	0,98	0,95
Конический расходящийся насадок	0,45	1,00	0,45
Коноидальный насадок	0,98	1,00	0,98

## Приложение 9

### 9.1. Основные геометрические и гидравлические элементы труб круглого поперечного сечения при различном наполнении

$\Delta = \frac{h}{r}$	$B' = \frac{B}{r}$	$\omega' = \frac{\omega}{r^2}$	$\chi' = \frac{\chi}{r}$	$R' = \frac{R}{r}$	$\Delta = \frac{h}{r}$	$B' = \frac{B}{r}$	$\omega' = \frac{\omega}{r^2}$	$\chi' = \frac{\chi}{r}$	$R' = \frac{R}{r}$
0,20	1,20	0,164	1,29	0,127	1,15	1,98	1,870	3,44	0,543
0,25	1,32	0,227	1,45	0,157	1,20	1,96	1,968	3,54	0,555
0,30	1,43	0,300	1,59	0,186	1,25	1,94	2,066	3,65	0,566
0,35	1,52	0,369	1,73	0,214	1,30	1,91	2,162	3,75	0,576
0,40	1,60	0,447	1,86	0,241	1,35	1,87	2,256	3,86	0,585
0,45	1,67	0,529	1,98	0,268	1,40	1,83	2,349	3,97	0,593
0,50	1,73	0,614	2,09	0,293	1,45	1,79	2,439	4,08	0,599
0,55	1,79	0,702	2,21	0,318	1,50	1,73	2,527	4,19	0,603
0,60	1,83	0,793	2,32	0,342	1,55	1,67	2,613	4,31	0,607
0,65	1,87	0,885	2,43	0,365	1,60	1,60	2,694	4,43	0,608
0,70	1,91	0,980	2,53	0,387	1,626	1,56	2,735	4,49	0,609
0,75	1,94	1,076	2,64	0,408	1,65	1,52	2,772	4,56	0,608
0,80	1,96	1,174	2,74	0,429	1,70	1,43	2,846	4,69	0,606
0,85	1,98	1,272	2,84	0,448	1,75	1,32	2,915	4,84	0,603
0,90	1,99	1,371	2,94	0,466	1,80	1,20	2,978	5,00	0,596
0,95	2,00	1,471	3,04	0,484	1,85	1,05	3,038	5,17	0,587
1,00	2,00	1,571	3,14	0,500	1,90	0,87	3,083	5,38	0,573
1,05	2,00	1,671	3,24	0,515	1,95	0,63	3,121	5,65	0,553
1,10	1,99	1,771	3,34	0,530	2,00	0,00	3,142	6,28	0,500

9.2. Основные геометрические и гидравлические элементы лотков параболического поперечного сечения при различном наполнении

$\Delta = \frac{h}{p}$	$B' = \frac{B}{p}$	$\omega' = \frac{\omega}{p^2}$	$\chi' = \frac{\chi}{p}$	$R' = \frac{R}{p}$	$\Delta = \frac{h}{p}$	$B' = \frac{B}{p}$	$\omega' = \frac{\omega}{p^2}$	$\chi' = \frac{\chi}{p}$	$R' = \frac{R}{p}$
0,1	0,89	0,06	0,92	0,065	2,4	4,38	7,01	6,8	1,03
0,2	1,26	0,17	1,34	0,125	2,6	4,56	7,91	7,24	1,09
0,3	1,55	0,31	1,69	0,183	2,8	4,74	8,89	7,68	1,15
0,4	1,79	0,48	2	0,238	3	4,9	9,8	8,11	1,21
0,5	2	0,67	2,3	0,29	3,2	5,06	10,8	8,54	1,27
0,6	2,19	0,88	2,57	0,341	3,4	5,22	11,85	8,97	1,32
0,7	2,37	1,1	2,84	0,389	3,6	5,37	12,88	9,4	1,37
0,8	2,53	1,35	3,1	0,436	3,8	5,52	13,97	9,82	1,42
0,9	2,68	1,61	3,35	0,481	4	5,66	15,09	10,25	1,47
1	2,83	1,89	3,6	0,524	4,2	5,8	16,26	10,67	1,52
1,1	2,97	2,18	3,84	0,567	4,4	5,94	17,4	11,1	1,57
1,2	3,1	2,48	4,08	0,608	4,6	6,07	18,6	11,52	1,62
1,3	3,22	2,79	4,31	0,647	4,8	6,2	19,83	11,94	1,66
1,4	3,35	3,12	4,55	0,687	5	6,33	21,08	12,36	1,71
1,5	3,46	3,46	4,78	0,725	5,2	6,45	22,35	12,78	1,75
1,6	3,58	3,82	5,01	0,76	5,4	6,57	23,65	13,2	1,8
1,8	3,8	4,55	5,47	0,83	5,6	6,7	25	13,61	1,84
2	4	5,33	5,92	0,9	5,8	6,81	26,35	14,03	1,88
2,2	4,2	6,15	6,36	0,97	6	6,93	27,73	14,45	1,92

9.3. Скоростные характеристики  $W$ , м/с,  
при различных значениях коэффициента шероховатости

$R$ , м	Коэффициент шероховатости $n$													
	0,011	0,012	0,013	0,014	0,015	0,017	0,018	0,02	0,0225	0,025	0,0275	0,03	0,035	0,04
0,10	21,3	19,0	17,2	15,6	14,2	12,0	11,2	9,67	8,22	7,09	6,19	5,46	4,35	3,56
0,12	23,9	21,4	19,3	17,6	16,1	13,7	12,7	11,0	9,41	8,15	7,14	6,32	5,07	4,18
0,14	26,3	23,6	21,4	19,5	17,9	15,2	14,1	12,3	10,6	9,17	8,06	7,16	5,77	4,78
0,16	28,6	25,7	23,3	21,3	19,5	16,7	15,5	13,6	11,7	10,2	8,95	7,97	6,45	5,36
0,18	30,8	27,8	25,2	23,0	21,2	18,1	16,9	14,8	12,7	11,1	9,81	8,75	7,12	5,94
0,20	33,0	29,7	27,0	24,7	22,7	19,5	18,2	16,0	13,8	12,0	10,7	9,52	7,78	6,50
0,22	35,0	31,6	28,7	26,3	24,2	20,8	19,4	17,1	14,8	12,9	11,5	10,3	8,42	7,06
0,24	37,0	33,4	30,4	27,5	25,7	22,1	20,7	18,2	15,8	13,8	12,3	11,0	9,05	7,61
0,26	38,9	35,2	32,1	29,4	27,1	23,4	21,9	19,3	16,7	14,7	13,1	11,7	9,67	8,15
0,28	40,8	36,9	33,7	30,9	28,5	24,6	23,0	20,3	17,7	15,6	13,8	12,4	10,3	8,69
0,30	42,6	38,6	35,2	32,3	29,9	25,8	24,2	21,4	18,6	16,4	14,6	13,1	10,9	9,22
0,32	43,5	39,4	36,0	33,1	30,5	26,4	24,7	21,9	19,0	16,8	15,0	13,5	11,2	9,48
0,34	46,1	41,8	38,2	35,1	32,5	28,1	26,4	23,4	20,4	18,0	16,1	14,5	12,1	10,3
0,36	47,8	43,4	39,6	36,5	33,8	29,3	27,5	24,3	21,2	18,8	16,8	15,2	12,6	10,8
0,38	49,4	44,9	41,1	37,8	35,0	30,4	28,5	25,3	22,1	19,6	17,5	15,8	13,2	11,3
0,40	51,1	46,4	42,5	39,1	36,2	31,5	29,5	26,2	22,9	20,3	18,2	16,5	13,8	11,8
0,45	55,0	50,0	45,9	42,3	39,2	34,1	32,1	28,5	25,0	22,2	20,0	18,1	15,2	13,0
0,50	58,8	53,5	49,1	45,3	42,1	36,7	34,5	30,7	27,0	24,0	21,6	19,6	16,5	14,2
0,55	62,4	58,9	52,2	48,3	44,8	39,2	36,9	32,9	28,9	25,8	23,2	21,1	17,8	15,4
0,60	65,9	60,2	55,3	51,1	47,5	41,6	39,1	35,0	30,8	27,5	24,8	22,6	19,1	16,5
0,65	69,3	63,3	58,2	53,9	50,1	43,9	41,4	37,0	32,7	29,2	26,4	24,0	20,4	17,6
0,70	72,6	66,4	61,1	56,6	52,6	46,2	43,5	39,0	34,5	30,8	27,9	25,4	21,6	18,7
0,75	75,8	69,4	63,9	59,2	55,1	48,4	45,0	40,9	36,2	32,4	29,4	26,8	22,8	19,8
0,80	79,0	72,3	66,6	61,7	57,5	50,6	47,7	42,8	37,9	34,8	30,8	28,2	24,0	20,9
0,85	82,1	75,1	69,3	64,2	59,9	52,7	49,7	44,7	39,6	35,6	32,2	29,5	25,2	21,9
0,90	85,1	77,9	71,9	66,7	62,2	54,8	51,7	46,5	41,2	37,1	33,6	30,8	26,3	23,0
0,95	88,0	80,6	74,4	69,1	64,4	56,8	53,7	48,3	42,9	38,5	35,0	32,1	27,5	24,0

Продолжение табл. 9.3

$R, \mu\text{m}$	Коэффициент шероховатости $n$													
	0,011	0,012	0,013	0,014	0,015	0,017	0,018	0,02	0,0225	0,025	0,0275	0,03	0,035	0,04
1,0	90,9	83,3	76,9	71,4	66,7	58,8	55,6	50,0	44,4	40,0	36,4	33,3	28,6	25,0
1,1	96,5	88,5	81,8	76,0	71,0	62,7	59,3	53,4	47,5	42,8	39,0	35,8	30,7	27,0
1,2	102	93,6	86,5	80,4	75,2	66,5	62,9	56,7	50,5	45,6	41,5	38,2	32,9	28,9
1,3	107	98,5	91,1	84,7	79,2	70,1	66,3	59,9	53,4	48,3	44,0	40,5	34,9	30,7
1,4	112	103	95,5	88,9	83,1	73,7	69,7	60,3	56,3	50,9	46,4	42,7	36,9	32,5
1,5	117	108	99,8	92,9	87,0	77,1	73,0	66,0	59,0	53,4	48,8	44,9	38,8	34,3
1,6	122	112	104	96,9	90,7	80,5	76,2	69,0	61,7	55,9	51,1	47,1	40,7	36,0
1,7	127	117	108	101	94,3	83,8	79,4	71,8	64,3	58,3	53,3	49,1	42,6	37,7
1,8	131	121	112	105	97,9	87,0	82,4	74,6	66,9	60,6	55,5	51,2	44,4	39,3
1,9	136	125	116	108	101	90,1	85,4	77,4	69,3	62,9	57,6	53,2	46,2	40,9
2,0	140	129	120	112	105	93,2	88,4	80,1	71,8	65,1	59,7	55,1	47,9	42,5
2,2	149	137	127	119	111	99,1	94,0	85,3	76,5	69,5	63,7	58,9	51,2	45,5
2,4	157	145	135	126	118	105	99,5	90,3	81,1	73,7	67,6	62,5	54,4	48,4
2,6	165	152	142	132	124	110	105	95,2	85,5	77,7	71,3	66,0	57,5	51,1
2,8	173	160	148	138	130	116	110	99,8	89,7	81,6	74,9	69,3	60,5	53,8
3,0	181	167	155	145	136	121	115	104	93,8	85,3	78,4	72,5	63,3	56,4

## Приложение 10

### 10.1. Характеристики консольных и консольно-моноблочных центробежных насосов типов К и КМ

Марка насоса	Подача, л/с	Напор, м ст. жидкости	Частота вращения, об/мин	Мощность электродвигателя, кВт	Род перекачиваемой жидкости и назначение насоса
1,5К-6; 1,5К-6а; 1,5К-6б	3,06; 2,64; 2,50	17; 14; 11	2900	1,5; 1,5; 1,1	Вода и другие химические нейтральные жидкости до 105 °С
2К-6; 2К-6А; 2К-6б	5,56	31; 25; 19	2900	4; 3; 2,2	
2К-9; 2К-9а; 2К-9б	5,56; 4,72; 4,17	19,5; 15; 12	2900	2,2; 1,5; 1,5	
3К-6; 3К-6а	12,5; 11,1	45; 41,5	2920	15; 14	
3К-6И; 3К-6И/1; 3К-6И/2	11,9; 10,0; 11,9	51,5; 48; 51,5	2900	17; 14; 14	
3К-9; 3К-9а	12,5; 9,72	31; 22,5	2900	7,5; 5,5	
3КМ-6; 3КМ-6а	12,5; 11,1	54; 41,5	2900	14; 10	
4К-18; 4К-18а	22,2; 19,4	23; 18	2900	7,5; 5,5	
4К-6; 4К-6а	24,5; 23,9	87; 76	2920; 2900	55; 40	
4К-8; 4К-8а	25,0	55; 43	2900; 2920	20	
4К-12; 4К-12а	25,0; 23,6	34; 28,5	2900	14	
4КМ-8; 4КМ-8а	25,0	55; 43	2900	22; 17	
4КМ-12; 4КМ-12а	25,0; 23,6	34; 28,5	2900	14; 10	
6К-8; 6К-8а; 6К-8б	45,0; 38,9; 38,9	32,5; 28,5; 22	1450	30; 22; 17	
6К-12; 6К-12а	45,0; 41,7	20; 15	1450	14,5; 10	
6КМ-12; 6КМ-12а	45,0; 41,7	20; 15	1450	13; 8	
8К-12; 8К-12а	80,0; 69,4	29; 24	1460	30; 22	
8К-18; 8К-18а	80,0; 72,2	17,5; 15,5	1450	20; 17	

10.2. Основные технические данные некоторых типов радиальных роторно-поршневых насосов

Марка насоса, типоразмер	Подача, л/с	Давление, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	Частота вращения, об/мин	Потребляемая мощность, кВт	КПД насоса	
					$\eta_0$	$\eta$
Насосы регулируемые						
НПД-50М	0,76...0,25	6...20 (60...200)	960	12	–	–
НПД-713С	3,60...0,83	2...7,5 (20...75)	960	28	–	–
НПД-100	1,53...0,76	6...20 (60...200)	960	26	–	–
НПД-200М	3,08...1,33	8...20 (80...200)	960	55	–	–
НПД-1-200М	3,60...0,33	0,5...1,0 (5...10)	960	85	–	–
НПД-400М	6,56...1,53	10...20 (100...200)	960	70	–	–
НПМ, НПС, НПР следующих типоразмеров:						
705	1,66	10 (100)	960	23	0,90	0,77
713	3,33	10 (100)	960	42	0,90; 0,93	0,77
715	6,60	10 (100)	960	75	0,93	0,85
50	0,83	20 (200)	960	25	0,75	0,67
100	1,66	20 (200)	960	45	0,75	0,67
200	3,33	20 (200)	960	85	0,75	0,67
400	6,60	20 (200)	960	182	0,80	0,72
НПМ-713В	3,33; 1,16	3,5 (35)10 (100)	960	14	0,90	0,85
Насосы нерегулируемые						
Н-400	0,083	20 (200)	1450	2,8	–	–
Н-401	0,3	32 (320)	1450	11,5	–	–
Н-403	0,5	32 (320)	1450	23,5	–	–
Н-450	0,05	50 (500)	980	3,8	0,70	–
Н-451А	0,083	50 (500)	980	5,7	0,80	–
Н-451	0,133	50 (500)	980	9,0	0,80	–
Н-518	14	16 (160)	1000	360	–	–
НП-500	0,027	40 (400)	1420	1,7	–	–

*Примечания:* 1. Высота всасывания приведенных насосов 0,5 м.

2. Способы регулирования насосов: НПД – гидравлическое по давлению; НПМ – электрогидравлическое дистанционное; НПС – следящее гидравлическое; НПР – с ручным механическим управлением.



10.3. Основные технические данные некоторых типов  
аксиально-поршневых насосов

Марка насоса, типоразмер, номер	Подача, л/с	Давление, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	Частота вращения, об/мин	Потребляемая мощность, кВт	КПД насоса	
					$\eta_0$	$\eta$
Насосы регулируемые						
4МГ 15-13	0,583	5 (50)	1000	3,7	0,98	0,80
4МГ 15-14	1,166	5 (50)	1000	7,4	0,98	0,80
11Д; 11Р						
№ 0,5	0,15	10 (100)	2950	2,35	0,98	0,82
№ 1,5	0,442	10 (100)	2950	7,0	0,98	0,82
№ 2,5	0,783	10 (100)	2950	12,3	0,98	0,82
№ 5	1,7	10 (100)	1440	26,5	0,97	0,93
№ 10	3,4	10 (100)	1440	53,0	0,97	0,93
№ 20	6,017	10 (100)	1440	93,0	0,97	0,93
№ 30	8,183	10 (100)	980	129	0,97	0,91
№ 50	12,9	10 (100)	980	201	0,97	0,91
НА-0, 04/16 модификации: НАР, НАС, НАМ, НАД	0,833	16 (160)	1500	15,5...16	0,90... 0,92	0,85
НА-0, 125/16 модификации: НАР, НАС, НАМ, НАД	3,333	16 (160)	1500	62...63	0,91... 0,93	0,85
Насосы нерегулируемые						
НА-Г 0, 004/32	0,0845	32 (320)	1500	3,8	0,84	0,75
НА-0,016/32	0,342	32 (320)	1500	14	0,86	0,77
НА-0,032/32	0,705	32 (320)	1500	27,6	0,88	0,72

*Примечания:* 1. Для всех регулируемых насосов приведенные подачи являются максимальными; для насосов 11Д и 11Р – теоретическими.

2. Способы регулирования насосов: МГ, 11Д, 11Р, НАР – ручное; НАС – следящее гидравлическое; НАМ – электрогидравлическое дистанционное; НАД – автоматическое в зависимости от давления.

3. Высота всасывания насосов 4МГ и НА всех типоразмеров 0,5 м.

#### 10.4. Основные технические данные некоторых типов шестеренных насосов

Марка насоса	Подача, л/с	Давление нагнетания, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	Число оборотов в минуту, об/мин	Мощность на валу, кВт	Объемный КПД	Высота всасывания, м
ЭНпН-60 / 20-1	16,6	0,2 (2)	730	14	–	7,5
ЭНН-120/5	33,2	0,5 (5)	730	45	–	7,5
РЗ-3	0,35	1,4 (14)	1450	1,1	–	5
РЗ-4,5	0,91	0,3 (3)	1500	1	–	7
РЗ-7,5	1,38	0,3... 0,4 (3... 4)	1450	1,5	–	7
РЗ-30	4,56	0,2... 0,3 (2... 3)	940... 970	3,2... 5,8	–	6
ШФ 2-25А	0,39	1,6 (16)	1430	1,1	–	5
ШФ 3,2-25А	0,64	0,6 (6)	1430	0,8	–	5
ШФ 5-25А	1,00	0,4 (4)	1430	1	–	5
ШФ 8-25А	1,60	0,25 (2,5)	1430	1	–	5
ШФ 20-25А	4,56	0,4... 0,6 (4... 6)	1430	4,2... 5,2	–	5
ШГ 8-25А	1,60	1,0 (10)	1420... 1450	2,7	–	5
ШГ 20-25А	3,87	1,0 (10)	1430... 1460	6,7... 7,2	–	5
Г11-11А; Г11-11	0,083; 0,133	0,5 (5)	1450	0,12; 0,18	0,70; 0,72	0,5
Г11-22А; Г11-22	0,2; 0,3	2,5 (25)	1450	0,9; 1,3	0,76; 0,78	0,5

Г11-23А; Г11-23	0,416; 0,583	2,5 (25)	1450	1,6; 2,1	0,80; 0,82	0,5
Г11-24А; Г11-24	0,833; 1,166	2,5 (25)	1450	2,9; 3,9	0,84; 0,85	0,5
НШ-10	0,17	10 (100)	1100... 1650	–	0,92	–
НШ-32	0,53	10 (100)	1100... 1650	–	0,92	–
НШ-46	0,78	10 (100)	1100... 1650	–	0,92	–
НШ-67	1,12	10 (100)	1100... 1650	–	0,92	–
НШ-98	1,65	10 (100)	1100... 1650	–	0,92	–

*Примечания:* 1. Для насосов типа НШ подача приведена при 1100 об/мин.

2. Насосы типа ЭН, РЗ и ШФ предназначены для перекачивания нефтепродуктов; Г-11 – для нагнетания чистого минерального масла в системы смазки; НШ – для нагнетания чистого минерального масла в гидросистемы тракторов и строительно-дорожных машин; ШГ – для перекачивания парафина, минеральных масел и др.

10.5. Основные технические данные пластинчатых насосов  
двукратного действия

Марка насоса, типоразмер	Подача, л/с	Мощность на валу, кВт	КПД насоса	
			$\eta_0$	$\eta$
Г12-21А	0,083 / 0,133	1, 12 / 1,93	0,62	0,50 / 0,54
Г12-21	0,133 / 0,2	1,5 / 2,2	0,71	0,55 / 0,66
Г12-22А	0,2 / 0,3	2,0 / 3,04	0,77	0,65 / 0,72
Г12-22	0,3 / 0,41	2,8 / 4,04	0,79	0,70 / 0,79
Г12-23А	0,41 / 0,583	3,6 / 5,41	0,85	0,75 / 0,81
Г12-23	0,583 / 0,83	4,65 / 7,5	0,88	0,80 / 0,82
Г12-24А	0,83 / 1,166	7,4 / 11,2	0,85	0,70 / 0,70
Г12-24	1,166 / –	9,6 / –	0,86 / –	0,75 / –
Г12-25А	1,66 / –	12,9 / –	0,88 / –	0,80 / –
Г12-25	2,32 / –	21,2 / –	0,90 / –	0,70 / –
Г12-26А	3,33 / –	28,0 / –	0,91 / –	0,75 / –

*Примечания:* 1. Максимальное рабочее давление для всех типоразмеров  $p = 6,3$  МПа ( $63$  кгс/см<sup>2</sup>).

2. Данные в числителе соответствуют  $n = 950$  об/мин; в знаменателе –  $n = 1440$  об/мин.

3. Высота всасывания для всех типоразмеров  $h_{вс} = 0,5$  м.

Приложение 11

11.1. Варианты задач к контрольным работам по гидравлике для студентов заочной формы обучения

Две последние цифры зачетной книжки	Номера задач при выполнении		
	одной контрольной работы	двух контрольных работ	
		в первой	во второй
01	1.1, 2.41, 4.21, 7.1, 8.41, 10.21	1.1, 1.41, 2.41, 3.21, 4.21, 6.1	7.1, 8.11, 9.21, 10.31, 11.41
02	1.2, 2.42, 4.22, 7.2, 8.42, 10.22	1.2, 1.42, 2.42, 3.22, 4.22, 6.2	7.2, 8.12, 9.22, 10.32, 11.42
03	1.3, 2.43, 4.23, 7.3, 8.43, 10.23	1.3, 1.43, 2.43, 3.23, 4.23, 6.3	7.3, 8.13, 9.23, 10.33, 11.43
04	1.4, 2.44, 4.24, 7.4, 8.44, 10.24	1.4, 1.44, 2.44, 3.24, 4.24, 6.4	7.4, 8.14, 9.24, 10.34, 11.44
05	1.5, 2.45, 4.25, 7.5, 8.45, 10.25	1.5, 1.45, 2.45, 3.25, 4.25, 6.5	7.5, 8.15, 9.25, 10.35, 11.45
06	1.6, 2.46, 4.26, 7.6, 8.46, 10.26	1.6, 1.46, 2.46, 3.26, 4.26, 6.6	7.6, 8.16, 9.26, 10.36, 11.46
07	1.7, 2.47, 4.27, 7.7, 8.47, 10.27	1.7, 1.47, 2.47, 3.27, 4.27, 6.7	7.7, 8.17, 9.27, 10.37, 11.47
08	1.8, 2.48, 4.28, 7.8, 8.48, 10.28	1.8, 1.48, 2.48, 3.28, 4.28, 6.8	7.8, 8.18, 9.28, 10.38, 11.48
09	1.9, 2.49, 4.29, 7.9, 8.49, 10.29	1.9, 1.49, 2.49, 3.29, 4.29, 6.9	7.9, 8.19, 9.29, 10.39, 11.49
10	1.10, 2.50, 4.30, 7.10, 8.50, 10.30	1.10, 1.5, 2.5, 3.3, 4.3, 6.10	7.10, 8.20, 9.30, 10.40, 11.50
11	1.11, 2.51, 4.31, 7.11, 8.51, 10.31	1.11, 1.51, 2.51, 3.31, 4.31, 6.11	7.11, 8.21, 9.31, 10.41, 11.51
12	1.12, 2.52, 4.32, 7.12, 8.52, 10.32	1.12, 1.52, 2.52, 3.32, 4.32, 6.12	7.12, 8.22, 9.32, 10.42, 11.52
13	1.13, 2.53, 4.33, 7.13, 8.53, 10.33	1.13, 1.53, 2.53, 3.33, 4.33, 6.13	7.13, 8.23, 9.33, 10.43, 11.53
14	1.14, 2.54, 4.34, 7.14, 8.54, 10.34	1.14, 1.54, 2.54, 3.34, 4.34, 6.14	7.14, 8.24, 9.34, 10.44, 11.54
15	1.15, 2.55, 4.35, 7.15, 8.55, 10.35	1.15, 1.55, 2.55, 3.35, 4.35, 6.15	7.15, 8.25, 9.35, 10.45, 11.55
16	1.16, 2.56, 4.36, 7.16, 8.56, 10.36	1.16, 1.56, 2.56, 3.36, 4.36, 6.16	7.16, 8.26, 9.36, 10.46, 11.56
17	1.17, 2.57, 4.37, 7.17, 8.57, 10.37	1.17, 1.57, 2.57, 3.37, 4.37, 6.17	7.17, 8.27, 9.37, 10.47, 11.57
18	1.18, 2.58, 4.38, 7.18, 8.58, 10.38	1.18, 1.58, 2.58, 3.38, 4.38, 6.18	7.18, 8.28, 9.38, 10.48, 11.58
19	1.19, 2.59, 4.39, 7.19, 8.59, 10.39	1.19, 1.59, 2.59, 3.39, 4.39, 6.19	7.19, 8.29, 9.39, 10.49, 11.59
20	1.20, 2.60, 4.40, 7.20, 8.60, 10.40	1.20, 1.60, 2.60, 3.40, 4.40, 6.20	7.20, 8.30, 9.40, 10.50, 11.60
21	1.21, 3.1, 4.41, 7.21, 9.1, 10.41	1.21, 2.1, 3.1, 3.41, 4.41, 6.21	7.21, 8.31, 9.41, 10.51, 11.1
22	1.22, 3.2, 4.42, 8.22, 9.2, 10.42	1.22, 2.2, 3.2, 3.42, 4.42, 6.22	7.22, 8.32, 9.42, 10.52, 11.2
23	1.23, 3.3, 4.43, 7.23, 9.3, 10.43	1.23, 2.3, 3.3, 3.43, 4.43, 6.23	7.23, 8.33, 9.43, 10.53, 11.3

Две последние цифры зачетной книжки	Номера задач при выполнении		
	одной контрольной работы	двух контрольных работ	
		в первой	во второй
24	1.24, 3.4, 4.44, 7.24, 9.4, 10.44	1.24, 2.4, 3.4, 3.44, 4.44, 6.24	7.24, 8.34, 9.44, 10.54, 11.4
25	1.25, 3.5, 4.45, 7.25, 9.5, 10.45	1.25, 2.5, 3.5, 3.45, 4.45, 6.25	7.25, 8.35, 9.45, 10.55, 11.5
26	1.26, 3.6, 4.46, 7.26, 9.6, 10.46	1.26, 2.6, 3.6, 3.46, 4.46, 6.26	7.26, 8.36, 9.46, 10.56, 11.6
27	1.27, 3.7, 4.47, 7.27, 9.7, 10.47	1.27, 2.7, 3.7, 3.47, 4.47, 6.27	7.27, 8.37, 9.47, 10.57, 11.7
28	1.28, 3.8, 4.48, 7.28, 9.8, 10.48	1.28, 2.8, 3.8, 3.48, 4.48, 6.28	7.28, 8.38, 9.48, 10.58, 11.8
29	1.29, 3.9, 4.49, 7.29, 9.9, 10.49	1.29, 2.9, 3.9, 3.49, 4.49, 6.29	7.29, 8.39, 9.49, 10.59, 11.9
30	1.30, 3.10, 4.50, 7.30, 9.10, 10.50	1.30, 2.10, 3.10, 3.50, 4.50, 6.30	7.30, 8.40, 9.50, 10.60, 11.10
31	1.31, 3.11, 4.51, 7.31, 9.11, 10.51	1.31, 2.11, 3.11, 3.51, 4.51, 6.31	7.31, 8.41, 9.51, 10.1, 11.11
32	1.32, 3.12, 4.52, 7.32, 9.12, 10.52	1.32, 2.12, 3.12, 3.52, 4.52, 6.32	7.32, 8.42, 9.52, 10.2, 11.12
33	1.33, 3.13, 4.53, 7.33, 9.13, 10.53	1.33, 2.13, 3.13, 3.53, 4.53, 6.33	7.33, 8.43, 9.53, 10.3, 11.13
34	1.34, 3.14, 4.54, 7.34, 9.14, 10.54	1.34, 2.14, 3.14, 3.54, 4.54, 6.34	7.34, 8.44, 9.54, 10.4, 11.14
35	1.35, 3.15, 4.55, 7.35, 9.15, 10.55	1.35, 2.15, 3.15, 3.55, 4.55, 6.35	7.35, 8.45, 9.55, 10.5, 11.15
36	1.36, 3.16, 4.56, 7.36, 9.16, 10.56	1.36, 2.16, 3.16, 3.56, 4.56, 6.36	7.36, 8.46, 9.56, 10.6, 11.16
37	1.37, 3.17, 4.57, 7.37, 9.17, 10.57	1.37, 2.17, 3.17, 3.57, 4.57, 6.37	7.37, 8.47, 9.57, 10.7, 11.17
38	1.38, 3.18, 4.58, 7.38, 9.18, 10.58	1.38, 2.18, 3.18, 3.58, 4.58, 6.38	7.38, 8.48, 9.58, 10.8, 11.18
39	1.39, 3.19, 4.59, 7.39, 9.19, 10.59	1.39, 2.19, 3.19, 3.59, 4.59, 6.39	7.39, 8.49, 9.59, 10.9, 11.19
40	1.40, 3.20, 4.60, 7.40, 9.20, 10.60	1.40, 2.20, 3.20, 3.60, 4.60, 6.40	7.40, 8.50, 9.60, 10.10, 11.20
41	1.41, 3.21, 5.1, 7.41, 9.21, 11.1	1.41, 2.21, 3.21, 4.1, 5.1, 6.41	7.41, 8.51, 9.1, 10.11, 11.21
42	1.42, 3.22, 5.2, 7.42, 9.22, 11.2	1.42, 2.22, 3.22, 4.2, 5.2, 6.42	7.42, 8.52, 9.2, 10.12, 11.22
43	1.43, 3.23, 5.3, 7.43, 9.23, 11.3	1.43, 2.23, 3.23, 4.3, 5.3, 6.43	7.43, 8.53, 9.3, 10.13, 11.23
44	1.44, 3.24, 5.4, 7.44, 9.24, 11.4	1.44, 2.24, 3.24, 4.4, 5.4, 6.44	7.44, 8.54, 9.4, 10.14, 11.24
45	1.45, 3.25, 5.5, 7.45, 9.25, 11.5	1.45, 2.25, 3.25, 4.5, 5.5, 6.45	7.45, 8.55, 9.5, 10.15, 11.25
46	1.46, 3.26, 5.6, 7.46, 9.26, 11.6	1.46, 2.26, 3.26, 4.6, 5.6, 6.46	7.46, 8.56, 9.6, 10.16, 11.26
47	1.47, 3.27, 5.7, 7.47, 9.27, 11.7	1.47, 2.27, 3.27, 4.7, 5.7, 6.47	7.47, 8.57, 9.7, 10.17, 11.27

48	1.48, 3.28, 5.8, 7.48, 9.28, 11.8	1.48, 2.28, 3.28, 4.8, 5.8, 6.48	7.48, 8.58, 9.8, 10.18, 11.28
49	1.49, 3.29, 5.9, 7.49, 9.29, 11.9	1.49, 2.29, 3.29, 4.9, 5.9, 6.49	7.49, 8.59, 9.9, 10.19, 11.29
50	1.50, 3.30, 5.10, 7.50, 9.30, 11.10	1.50, 2.30, 3.30, 4.10, 5.10, 6.50	7.50, 8.60, 9.10, 10.20, 11.30
51	1.51, 3.31, 5.11, 7.51, 9.31, 11.11	1.51, 2.31, 3.31, 4.11, 5.11, 6.51	7.51, 8.1, 9.11, 10.21, 11.31
52	1.52, 3.32, 5.12, 7.52, 9.32, 11.12	1.52, 2.32, 3.32, 4.12, 5.12, 6.52	7.52, 8.2, 9.12, 10.22, 11.32
53	1.53, 3.33, 5.13, 7.53, 9.33, 11.13	1.53, 2.33, 3.33, 4.13, 5.13, 6.53	7.53, 8.3, 9.13, 10.23, 11.33
54	1.54, 3.34, 5.14, 7.54, 9.34, 11.14	1.54, 2.34, 3.34, 4.14, 5.14, 6.54	7.54, 8.4, 9.14, 10.24, 11.34
55	1.55, 3.35, 5.15, 7.55, 9.35, 11.15	1.55, 2.35, 3.35, 4.15, 5.15, 6.55	7.55, 8.5, 9.15, 10.25, 11.35
56	1.56, 3.36, 5.16, 7.56, 9.36, 11.16	1.56, 2.36, 3.36, 4.16, 5.16, 6.56	7.56, 8.6, 9.16, 10.26, 11.36
57	1.57, 3.37, 5.17, 7.57, 9.37, 11.17	1.57, 2.37, 3.37, 4.17, 5.17, 6.57	7.57, 8.7, 9.17, 10.27, 11.37
58	1.58, 3.38, 5.18, 7.58, 9.38, 11.18	1.58, 2.38, 3.38, 4.18, 5.18, 6.58	7.58, 8.8, 9.18, 10.28, 11.38
59	1.59, 3.39, 5.19, 7.59, 9.39, 11.19	1.59, 2.39, 3.39, 4.19, 5.19, 6.59	7.59, 8.9, 9.19, 10.29, 11.39
60	1.60, 3.40, 5.20, 7.60, 9.40, 11.20	1.60, 2.40, 3.40, 4.20, 5.20, 6.60	7.60, 8.10, 9.20, 10.30, 11.40
61	2.1, 3.41, 5.21, 8.1, 9.41, 11.21	1.1, 2.1, 2.41, 3.41, 4.21, 5.21	7.1, 8.21, 9.41, 10.1, 11.21
62	2.2, 3.42, 5.22, 8.2, 9.42, 11.22	1.2, 2.2, 2.42, 3.42, 4.22, 5.22	7.2, 8.22, 9.42, 10.2, 11.22
63	2.3, 3.43, 5.23, 8.3, 9.43, 11.23	1.3, 2.3, 2.43, 3.43, 4.23, 5.23	7.3, 8.23, 9.43, 10.3, 11.23
64	2.4, 3.44, 5.24, 8.4, 9.44, 11.24	1.4, 2.4, 2.44, 3.44, 4.24, 5.24	7.4, 8.24, 9.44, 10.4, 11.24
65	2.5, 3.45, 5.25, 8.5, 9.45, 11.25	1.5, 2.5, 2.45, 3.45, 4.25, 5.25	7.5, 8.25, 9.45, 10.5, 11.25
66	2.6, 3.46, 5.26, 8.6, 9.46, 11.26	1.6, 2.6, 2.46, 3.46, 4.26, 5.26	7.6, 8.26, 9.46, 10.6, 11.26
67	2.7, 3.47, 5.27, 8.7, 9.47, 11.27	1.7, 2.7, 2.47, 3.47, 4.27, 5.27	7.7, 8.27, 9.47, 10.7, 11.27
68	2.8, 3.48, 5.28, 8.8, 9.48, 11.28	1.8, 2.8, 2.48, 3.48, 4.28, 5.28	7.8, 8.28, 9.48, 10.8, 11.28
69	2.9, 3.49, 5.29, 8.9, 9.49, 11.29	1.9, 2.9, 2.49, 3.49, 4.29, 5.29	7.9, 8.29, 9.49, 10.9, 11.29
70	2.10, 3.50, 5.30, 8.10, 9.50, 11.30	1.10, 2.10, 2.50, 3.50, 4.30, 5.30	7.10, 8.30, 9.50, 10.10, 11.30
71	2.11, 3.51, 5.31, 8.11, 9.51, 11.31	1.11, 2.11, 2.51, 3.51, 4.31, 5.31	7.11, 8.31, 9.51, 10.11, 11.31
72	2.12, 3.52, 5.32, 8.12, 9.52, 11.32	1.12, 2.12, 2.52, 3.52, 4.32, 5.32	7.12, 8.32, 9.52, 10.12, 11.32
73	2.13, 3.53, 5.33, 8.13, 9.53, 11.33	1.13, 2.13, 2.53, 3.53, 4.33, 5.33	7.13, 8.33, 9.53, 10.13, 11.33
74	2.14, 3.54, 5.34, 8.14, 9.54, 11.34	1.14, 2.14, 2.54, 3.54, 4.34, 5.34	7.14, 8.34, 9.54, 10.14, 11.34
75	2.15, 3.55, 5.35, 8.15, 9.55, 11.35	1.15, 2.15, 2.55, 3.55, 4.35, 5.35	7.15, 8.35, 9.55, 10.15, 11.35
76	2.16, 3.56, 5.36, 8.16, 9.56, 11.36	1.16, 2.16, 2.56, 3.56, 4.36, 5.36	7.16, 8.36, 9.56, 10.16, 11.36

Две последние цифры зачетной книжки	Номера задач при выполнении		
	одной контрольной работы	двух контрольных работ	
		в первой	во второй
77	2.17, 3.57, 5.37, 8.17, 9.57, 11.37	1.17, 2.17, 2.57, 3.57, 4.37, 5.37	7.17, 8.37, 9.57, 10.17, 11.37
78	2.18, 3.58, 5.38, 8.18, 9.58, 11.38	1.18, 2.18, 2.58, 3.58, 4.38, 5.38	7.18, 8.38, 9.58, 10.18, 11.38
79	2.19, 3.59, 5.39, 8.19, 9.59, 11.39	1.19, 2.19, 2.59, 3.59, 4.39, 5.39	7.19, 8.39, 9.59, 10.19, 11.39
80	2.20, 3.60, 5.40, 8.20, 9.60, 11.40	1.20, 2.20, 2.60, 3.60, 4.40, 5.40	7.20, 8.40, 9.60, 10.20, 11.40
81	2.21, 4.1, 5.41, 8.21, 10.1, 11.41	1.21, 2.21, 3.1, 4.1, 4.41, 5.41	7.21, 8.41, 9.1, 10.21, 11.41
82	2.22, 4.2, 5.42, 8.22, 10.2, 11.42	1.22, 2.22, 3.2, 4.2, 4.42, 5.42	7.22, 8.42, 9.2, 10.22, 11.42
83	2.23, 4.3, 5.43, 8.23, 10.3, 11.43	1.23, 2.23, 3.3, 4.3, 4.43, 5.43	7.23, 8.43, 9.3, 10.23, 11.43
84	2.24, 4.4, 5.44, 8.24, 10.4, 11.44	1.24, 2.24, 3.4, 4.4, 4.44, 5.44	7.24, 8.44, 9.4, 10.24, 11.44
85	2.25, 4.5, 5.45, 8.25, 10.5, 11.45	1.25, 2.25, 3.5, 4.5, 4.45, 5.45	7.25, 8.45, 9.5, 10.25, 11.45
86	2.26, 4.6, 5.46, 8.26, 10.6, 11.46	1.26, 2.26, 3.6, 4.6, 4.46, 5.46	7.26, 8.46, 9.6, 10.26, 11.46
87	2.27, 4.7, 5.47, 8.27, 10.7, 11.47	1.27, 2.27, 3.7, 4.7, 4.47, 5.47	7.27, 8.47, 9.7, 10.27, 11.47
88	2.28, 4.8, 5.48, 8.28, 10.8, 11.48	1.28, 2.28, 3.8, 4.8, 4.48, 5.48	7.28, 8.48, 9.8, 10.28, 11.48
89	2.29, 4.9, 5.49, 8.29, 10.9, 11.49	1.29, 2.29, 3.9, 4.9, 4.49, 5.49	7.29, 8.49, 9.9, 10.29, 11.49
90	2.30, 4.10, 5.50, 8.30, 10.10, 11.50	1.30, 2.30, 3.10, 4.10, 4.50, 5.50	7.30, 8.50, 9.10, 10.30, 11.50
91	2.31, 4.11, 5.51, 8.31, 10.11, 11.51	1.31, 2.31, 3.11, 4.11, 4.51, 5.51	7.31, 8.51, 9.11, 10.31, 11.51
92	2.32, 4.12, 5.52, 8.32, 10.12, 11.52	1.32, 2.32, 3.12, 4.12, 4.52, 5.52	7.32, 8.52, 9.12, 10.32, 11.52
93	2.33, 4.13, 5.53, 8.33, 10.13, 11.53	1.33, 2.33, 3.13, 4.13, 4.53, 5.53	7.33, 8.53, 9.13, 10.33, 11.53
94	2.34, 4.14, 5.54, 8.34, 10.14, 11.54	1.34, 2.34, 3.14, 4.14, 4.54, 5.54	7.34, 8.54, 9.14, 10.34, 11.54
95	2.35, 4.15, 5.55, 8.35, 10.15, 11.55	1.35, 2.35, 3.15, 4.15, 4.55, 5.55	7.35, 8.55, 9.15, 10.35, 11.55
96	2.36, 4.16, 5.56, 8.36, 10.16, 11.56	1.36, 2.36, 3.16, 4.16, 4.56, 5.56	7.36, 8.56, 9.16, 10.36, 11.56
97	2.37, 4.17, 5.57, 8.37, 10.17, 11.57	1.37, 2.37, 3.17, 4.17, 4.57, 5.57	7.37, 8.57, 9.17, 10.37, 11.57
98	2.38, 4.18, 5.58, 8.38, 10.18, 11.58	1.38, 2.38, 3.18, 4.18, 4.58, 5.58	7.38, 8.58, 9.18, 10.38, 11.58
99	2.39, 4.19, 5.59, 8.39, 10.19, 11.59	1.39, 2.39, 3.19, 4.19, 4.59, 5.59	7.39, 8.59, 9.19, 10.39, 11.59
00	2.40, 4.20, 5.60, 8.40, 10.20, 11.60	1.40, 2.40, 3.20, 4.20, 4.60, 5.60	7.40, 8.60, 9.20, 10.40, 11.60



11.2. Задания при выполнении контрольной работы по насосам  
и гидроприводу

Последняя цифра зачетной книжки	Номера задач
0	13.1, 13.31, 14.7, П11.1*
1	13.2, 13.32, 14.6, П11.2
2	13.3, 13.33, 14.5, П11.3
3	13.4, 13.34, 14.4, П11.4
4	13.5, 13.35, 14.3, П11.1
5	13.6, 13.36, 14.2, П11.2
6	13.7, 13.37, 14.1, П11.3
7	13.8, 13.38, 14.2, П11.4
8	13.9, 13.39, 14.3, П11.1
9	13.10, 13.40, 14.4, П11.2

\* П11.1 означает номер задачи из прил. 11. Номер варианта соответствует последней цифре зачетной книжки

*Задания к расчету основных геометрических параметров насосов  
разных типов*

**Задача 1.** Выполнить расчет основных геометрических размеров радиально-поршневого насоса согласно конструктивной схеме (рис. 13.13) по исходным данным, представленным в таблице.

Исходные данные	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Рабочий объем $q$ , см <sup>3</sup>	80	63	50	50	50	40	32	32	25	20
Частота вращения $n$ , с <sup>-1</sup>	12,5	16	20	25	16	16	32	25	50	16
Давление $p$ , МПа	20	25	32	16	25	20	25	16	16	32

**Задача 2.** Выполнить расчет основных геометрических размеров аксиально-поршневого насоса (рис. 13.14 – 13.16) по исходным данным, представленным в таблице.

Исходные данные	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Рабочий объем $q$ , см <sup>3</sup>	100	80	63	50	50	40	32	32	25	20
Частота вращения $n$ , с <sup>-1</sup>	10	12,5	16	25	16	16	32	50	25	16
Давление $p$ , МПа	20	16	10	16	20	20	20	16	16	20

**Задача 3.** Выполнить расчет основных геометрических размеров шестеренного насоса (рис. 13.17) по исходным данным, представленным в таблице.

Исходные данные	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Рабочий объем, $q$ , см <sup>3</sup>	80	63	50	50	50	40	32	32	25	20
Частота вращения $n$ , с <sup>-1</sup>	12,5	16	20	25	16	16	32	25	16	16
Давление $p$ , МПа	10	10	10	6,3	6,3	6,3	2,5	2,5	2,5	2,5

**Задача 4.** Выполнить расчет основных геометрических размеров пластинчатого насоса однократного действия (рис. 13.18) по исходным данным, представленным в таблице.

Исходные данные	Номер варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Рабочий объем $q$ , см <sup>3</sup>	125	100	68	50	32	25	40	25	20	12,5
Частота вращения $n$ , с <sup>-1</sup>	25	25	25	25	25	25	16	16	16	16
Давление $p$ , МПа	2,5	2,5	2,5	6,3	6,3	6,3	6,3	2,5	2,5	2,5

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Штеренлихт, Д.В. Гидравлика: учеб. для вузов: в 2 кн. / Д.В. Штеренлихт – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – Кн.1. – 351 с.
2. Гейер, В.Г. Гидравлика и гидропривод: учеб. для вузов / В.Г. Гейер, В.С. Дулин, А.Н. Заря – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1991. – 331 с.
3. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов / В.В. Вакина, И.Д. Денисенко, А.Л. Столяров и др. – Киев: Выща шк., 1986. – 280 с.
4. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: справ. / В.К. Свешников А.А.Усов – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.
5. Вильнер, Я.М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер, Б.Б. Некрасов; под ред. Б.Б. Некрасова. – Минск: Высш. шк., 1976. – 416 с.
6. Сборник задач по машиностроительной гидравлике: учеб. пособие для машиностр. вузов / Д.А. Бутаев, З.А. Калмыкова, Л.Г. Подвидз [и др.]; под ред. И.И. Куколевского и Л.Г. Подвидза. – 4-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1981. – 464 с.
7. Справочник по гидравлическим расчетам / под ред. П.Г. Киселева. – 4-е изд. перераб. и доп. – М., 1972. – 312 с.
8. Чугаев, Р.Р. Гидравлика: учеб. для вузов/ Р.Р. Чугаев – 4-е изд., доп. и перераб. – Л., 1982. – 672 с.
9. Железняков, Г.В. Гидравлика и гидрология: учеб. для вузов / Г.В. Железняков – М., 1989. – 376 с.
10. Рабинович Е.З. Гидравлика: учеб. пособие для вузов / Е.З. Рабинович – М., 1980. – 278 с.
11. Сборник задач по гидравлике: учеб. пособие для вузов / под ред. В.А. Большакова. – 4-е изд., перераб. и доп. – Киев, 1979. – 336 с.
12. Вихарев, А.Н. Решение прикладных задач по гидромеханике: учеб. пособие / А.Н. Вихарев. – Архангельск, 2000. – 76 с.
13. Примеры расчётов по гидравлике / А.Д. Альтшуль, В.И. Калицун, Ф.Г. Майрановский., П.П. Пальгунов; под ред. А.Д. Альтшуля. – М.: Стройиздат, 1976. – 225с.

14. Константинов, Ю.М. Гидравлика/ Ю.М. Константинов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев, 1988. – 398 с.
15. Альтшуль, А.Д., Гидравлика и аэродинамика: учеб. для вузов / А.Д. Альтшуль, Л.С. Животовский, Л.П. Иванов – М., 1987. – 414 с.
16. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу: учеб. пособие для машиностр. спец. вузов / Б.Б. Некрасов, И.В. Фатеев, Ю.А. Беленков и др.; под ред. Б.Б. Некрасова. – М.: Высш.шк., 1989. – 192 с.
17. Яблонский, В.С. Сборник задач и упражнений по технической гидромеханике/ В.С. Яблонский, И.А. Исаев – М., 1963. – 200 с.
18. Старк, С.Б. Основы гидравлики, насосы и воздуходувные машины. сб. задач/ С.Б. Старк. – 2-е изд., перераб. и доп. – М., 1961. – 458 с.
19. Золотов, С.С. Задачник по гидромеханике для судостроителей / С.С. Золотов, Ю.И. Фадеев, В.Б. Амфилохийев – Л.: Судостроение, 1969. – 264 с.
20. Кулагин, А.В. Основы теории и конструирования объемных гидроредукторов/ А.В. Кулагин, Ю.С. Демидов, В.Н. Прокофьев, П.А. Кондаков. – М.: Высш.шк., 1968. – 399 с.
21. Башта, Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1967. – 495 с.
22. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974. – 605 с.
23. Свешников, К.В. Гидрооборудование: междунар. справ. Кн. 1. Насосы и гидродвигатели: Номенклатура, параметры, взаимозаменяемость / К.В. Свешников. – М.: Издат. Центр «Техинформ» – 2001. – 360 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение .....	3
1. Основные физические свойства жидкости .....	4
2. Давление в покоящейся жидкости .....	27
3. Силы давления покоящейся жидкости на плоские стенки .....	43
4. Силы давления покоящейся жидкости на криволинейные по- верхности (стенки) .....	65
5. Плавание тел. Остойчивость .....	85
6. Равновесие жидкости в движущихся сосудах .....	100
7. Режимы движения жидкости .....	124
8. Уравнение Бернулли .....	140
9. Гидравлические сопротивления .....	159
10. Истечение жидкости через отверстия и насадки .....	184
11. Равномерное движение жидкости в открытых руслах (каналах) .....	204
12. Трубопроводы .....	218
13. Насосы .....	246
14. Гидравлический привод .....	293
Приложения .....	304
Библиографический список .....	335

**Геннадий Яковлевич Суров  
Александр Николаевич Вихарев  
Ирина Ивановна Долгова  
Виктор Александрович Барабанов**

**ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПРИВОД В ПРИМЕРАХ И ЗАДАЧАХ**

*Учебное пособие*

Редактор Е. А. Зажигина  
Техн. ред. Н. З. Попова  
Компьютерная верстка А. А. Подойницыной

Сдано в произв. . Подписано в печать .  
Формат 60/84/16. Бумага писчая. Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. .  
Уч.-изд. л. . Заказ № . Тираж 1000 экз. Цена свободная  
Издательство Архангельского  
государственного технического университета

---

Отпечатано в типографии АГТУ.  
163002, г. Архангельск, наб. Северной Двины, 17