

ЗАДАЧНИК

по гидравлике,
гидромашинам
и гидроприводу



ЗАДАЧНИК ПО ГИДРАВЛИКЕ, ГИДРОМАШИНАМ И ГИДРОПРИВОДУ

Под редакцией проф. Б. Б. НЕКРАСОВА

Допущено
Государственным комитетом СССР
по народному образованию
в качестве учебного пособия
для студентов машиностроительных
специальностей вузов



МОСКВА «ВЫСШАЯ ШКОЛА» 1989

ББК 31.56
315
УДК 621.221

Авторы:

Б. Б. Некрасов, И. В. Фатеев, Ю. А. Беленков,
А. А. Михайлин, В. Е. Суздальцев, А. А. Шейпак

Рецензенты: кафедра механического оборудования летательных аппаратов Московского авиационного института им. С. Орджоникидзе; проф. А. М. Грабовский (Одесский политехнический институт)

315 **Задачник** по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов / Б. Б. Некрасов, И. В. Фатеев, Ю. А. Беленков и др.; Под. ред. Б. Б. Некрасова.— М.: Высш. шк., 1989.—192 с.: ил.

ISBN 5-06-000145-8

В учебное пособие включены задачи для практических занятий, экзаменов, олимпиад; задания на расчетно-графические и курсовые работы; справочные материалы для решения задач и выполнения заданий по курсу «Гидравлика, гидромашинны и гидроприводы».

Задачи носят конкретный технический характер и связаны с расчетом элементов и систем гидроприводов и гидроавтоматики.

3 2702000000(4309000000) — 242 209—89
001(01) — 89

ББК 31.56
6П2.3

ISBN 5-06-000145-8

© Издательство «Высшая школа»,
1989

ПРЕДИСЛОВИЕ

Предлагаемый вниманию читателей задачник составлен в соответствии с типовой программой по курсу «Гидравлика, гидромашины и гидроприводы», утвержденной Государственным комитетом СССР по народному образованию, и предназначен в качестве учебного пособия для студентов машиностроительных специальностей высших учебных заведений.

Основное его назначение — помочь студентам выработать навыки применения теоретических знаний для решения конкретных технических задач.

Задачник включает в себя семь глав, которые охватывают практически все разделы учебного курса, и Приложение, содержащее справочный материал.

В начале каждой главы даются краткие сведения из теории по данному вопросу и приведены общие методические указания по решению задач данной главы. Некоторые задачи снабжены более подробными указаниями.

Задачи каждой главы расположены в порядке возрастающей трудности от простейших, которые могут предлагаться студентам на практических занятиях, до сложных, которые можно использовать при проведении олимпиад.

Кроме того, в книге приведены задачи повышенной сложности и трудоемкости, используемые в качестве заданий к домашним расчетно-графическим работам.

Данный задачник отличается от подобных изданий тем, что в него впервые включены задачи, решаемые с помощью ЭВМ. Это прежде всего задачи на неустановившиеся режимы работы гидроприводов и на расчет сложных гидравлических систем. Для их решения студенты должны иметь подготовку по основам программирования, знать алгебру матриц и численные методы решения уравнений. Краткие сведения из алгебры матриц приводятся в Приложении.

Задачник составлен под редакцией проф. Б. Б. Некрасова: введение написано Б. Б. Некрасовым; главы 1 и 2 —

Б. Б. Некрасовым, И. В. Фатеевым; глава 3 — Ю. А. Беленковым, А. А. Михайлиным; глава 4 — Б. Б. Некрасовым, А. А. Михайлиным; глава 5 — Б. Б. Некрасовым, А. А. Шейпаком; глава 6 — Ю. А. Беленковым, В. Е. Суздальцевым; глава 7 — В. Е. Суздальцевым, А. А. Шейпаком.

Авторы глубоко признательны рецензентам: сотрудникам кафедры механического оборудования летательных аппаратов Московского авиационного института им. С. Орджоникидзе д-ру техн. наук, проф. А. М. Матвеевко, канд. техн. наук, доц. В. В. Ружицкой, канд. техн. наук С. Н. Скиданову и заведующему кафедрой гидравлики и гидромашин Одесского политехнического института д-ру техн. наук, проф. А. М. Грабовскому за ценные замечания и предложения.

Учитывая, что в первом издании задачника могут иметь место неточности и недоработки, авторы будут благодарны читателям за все замечания и пожелания по улучшению книги, которые следует направлять по адресу: 101430, Москва, ГСП-4, Неглинная ул., д. 29/14, издательство «Высшая школа».

Авторы

ВВЕДЕНИЕ. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Гидравлика, или техническая механика жидкостей,— это наука о законах равновесия и движения жидкостей, о способах применения этих законов к решению практических задач.

Жидкостью называют вещество, находящееся в таком агрегатном состоянии, которое сочетает в себе черты твердого состояния (весьма малая сжимаемость) и газообразного (текучесть). Законы равновесия и движения капельных жидкостей в известных пределах можно применять и к газам.

На жидкость могут действовать силы, распределенные по ее массе (объему), называемые массовыми, и по поверхности, называемые поверхностными. К первым относятся силы тяжести и инерции, ко вторым — силы давления и трения.

Давлением называется отношение силы, нормальной к поверхности, к площади. При равномерном распределении

$$p = \frac{F}{S}.$$

Касательным напряжением называется отношение силы трения, касательной к поверхности, к площади:

$$\tau = \frac{F_{\text{тр}}}{S}.$$

Если давление p отсчитывают от абсолютного нуля, то его называют абсолютным ($p_{\text{абс}}$), а если от условного нуля (т. е. сравнивают с атмосферным давлением p_a), то *избыточным* ($p_{\text{изб}}$):

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{изб}} + p_a.$$

Если $p_{\text{абс}} < p_a$, то имеется *вакуум*, величина которого $p_{\text{вак}} = p_a - p_{\text{абс}}$.

Основной физической характеристикой жидкости является *плотность* ρ ($\text{кг}/\text{м}^3$), определяемая для однородной жидкости отношением ее массы m к объему V :

$$\rho = \frac{m}{V}.$$

Плотность пресной воды при температуре $T=4^{\circ}\text{C}$ $\rho=1000\text{ кг/м}^3$. В гидравлике часто пользуются также понятием *удельного веса* γ (Н/м^3), т. е. весом G единицы объема жидкости:

$$\gamma = \frac{G}{V}.$$

Плотность и удельный вес связаны между собой соотношением

$$\gamma = \rho g,$$

где g — ускорение свободного падения.

Для пресной воды $\gamma_{\text{вод}}=9810\text{ Н/м}^3$ *.

Важнейшие физические параметры жидкостей, которые используются в гидравлических расчетах, — сжимаемость, температурное расширение, вязкость и испаряемость.

Сжимаемость жидкостей характеризуется модулем объемной упругости K , входящим в обобщенный закон Гука

$$\frac{\Delta V}{V} = -\frac{\Delta p}{K},$$

где ΔV — приращение (в данном случае уменьшение) объема жидкости V , обусловленное увеличением давления на Δp . Например, для воды $K_{\text{вод}} \approx 2 \cdot 10^3$ МПа.

Температурное расширение определяется соответствующим коэффициентом, равным относительному изменению объема, при изменении температуры на 1°C :

$$\beta_t = \frac{\Delta V}{V \Delta t}.$$

Вязкость — это способность жидкости сопротивляться сдвигу. Различают динамическую (μ) и кинематическую (ν) вязкости. Первая входит в закон жидкостного трения Ньютона, выражающий касательное напряжение τ через поперечный градиент скорости dv/dt :

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy}.$$

Кинематическая вязкость связана с динамической соотношением

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}.$$

* При решении задач данной сборника допускается принимать $\gamma_{\text{вод}}=10^4\text{ Н/м}^3$

Единицей кинематической вязкости является $\text{м}^2/\text{с}$.

Испаряемость жидкостей характеризуется давлением насыщенных паров в функции температуры.

Давлением насыщенных паров можно считать 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 $p_{\text{н.п}}$.

Основные параметры некоторых жидкостей, их единицы в СИ и внесистемные единицы, временно допускаемые к применению, приведены в Приложениях 1...3.

ГЛАВА 1. ГИДРОСТАТИКА

Давление в неподвижной жидкости называется *гидростатическим* и обладает следующими двумя свойствами:

на внешней поверхности жидкости оно всегда направлено по нормали внутрь объема жидкости;

в любой точке внутри жидкости оно по всем направлениям одинаково, т. е. не зависит от угла наклона площадки, по которой действует.

Уравнение, выражающее гидростатическое давление p в любой точке неподвижной жидкости в том случае, когда из числа массовых сил на нее действует лишь одна сила тяжести, называется основным уравнением гидростатики:

$$p = p_0 + h\rho g = p_0 + h\gamma, \quad (1.1)$$

где p_0 — давление на какой-либо поверхности уровня жидкости, например на свободной поверхности; h — глубина расположения рассматриваемой точки, отсчитанная от поверхности с давлением p_0 .

В тех случаях, когда рассматриваемая точка расположена выше поверхности с давлением p_0 , второй член в формуле (1.1) отрицателен.

Другая форма записи того же уравнения (1.1) имеет вид

$$z + \frac{p}{\rho g} = z_0 + \frac{p_0}{\rho g},$$

где z и z_0 — вертикальные координаты произвольной точки и свободной поверхности, отсчитываемые от горизонтальной плоскости вверх; $p/(\rho g)$ — пьезометрическая высота.

Сила давления жидкости на плоскую стенку равна произведению гидростатического давления p_c в центре тяжести площади стенки на площадь стенки S , т. е.

$$F = p_c S. \quad (1.2)$$

Центр давления (точка приложения силы F) расположен ниже центра тяжести площади или совпадает с последним в случае горизонтальной стенки.

Расстояние между центром тяжести площади и центром давления в направлении нормали к линии пересечения плоскости стенки со свободной поверхностью жидкости равно

$$\Delta y = \frac{J_0}{y_c S}, \quad (1.3)$$

где J_0 — момент инерции площади стенки относительно оси, проходящей через центр тяжести площади и параллельной линии пересечения плоскости стенки со свободной поверхностью; y_c — координата центра тяжести площади.

Сила давления жидкости на криволинейную стенку, симметричную относительно вертикальной плоскости, складывается из горизонтальной F_r и вертикальной F_v составляющих:

$$F = \sqrt{F_r^2 + F_v^2}. \quad (1.4)$$

Горизонтальная составляющая F_r равна силе давления жидкости на вертикальную проекцию данной стенки:

$$F_r = h_c \rho g S_v. \quad (1.5)$$

Вертикальная составляющая F_v равна весу жидкости в объеме V , заключенном между данной стенкой, свободной поверхностью жидкости и вертикальной проектирующей поверхностью, проведенной по контуру стенки. Если избыточное давление p_0 на свободной поверхности жидкости отлично от нуля, то при расчете следует эту поверхность мысленно поднять (или опустить) на высоту (пьезометрическую высоту) $p_0/(\rho g)$.

Относительный покой жидкости — это равновесие ее в движущихся сосудах, когда помимо силы тяжести на жидкость действует вторая массовая сила — сила инерции переносного движения, причем эта сила постоянна по времени.

Возможны два случая относительного покоя жидкости: в сосуде, движущемся прямолинейно и равноускоренно, и в сосуде, вращающемся вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью. В обоих случаях поверхности уровня, т. е. поверхности равного давления и в том числе свободная поверхность жидкости, принимают такой вид, при котором равнодействующая массовая сила нормальна к этим поверхностям во всех их точках.

В сосуде, движущемся прямолинейно и равноускоренно, поверхности уровня будут плоскими.

В сосуде, равномерно вращающемся вокруг вертикальной оси, поверхности уровня представляют собой параболоиды вращения, ось которых совпадает с осью вращения сосуда.

Уравнение поверхности уровня (в частности, свободной поверхности жидкости в открытом сосуде) в цилиндрических координатах (r, z) имеет вид

$$z = z_0 + \frac{\omega^2 r^2}{2g}, \quad (1.6)$$

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

Закон распределения давления по объему жидкости, вращающейся вместе с сосудом, выражается уравнением

$$p = p_0 + \left[(z_0 - z) + \frac{\omega^2 r^2}{2g} \right] \rho g, \quad (1.7)$$

где p_0 — давление в точке с координатами $r=0, z=z_0$. Таким образом, повышение давления в жидкости, возникающее вследствие ее вращения, равно

$$\Delta p = \frac{\omega^2 r^2}{2} \rho. \quad (1.8)$$

УКАЗАНИЯ К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

При решении задач по гидростатике прежде всего нужно хорошо усвоить и не смешивать такие понятия, как давление p и сила F .

При решении задач на определение давления в той или иной точке неподвижной жидкости следует пользоваться основным уравнением гидростатики (1.1). Применяя это уравнение, нужно иметь в виду, что второй член в правой части этого уравнения может быть как положительным, так и отрицательным. Очевидно, что при увеличении глубины давление возрастает, а при подъеме — уменьшается.

Необходимо твердо различать давления абсолютное, избыточное и вакуум и обязательно знать связь между давлением, удельным весом и высотой, соответствующей этому давлению (пьезометрической высотой).

При решении задач, в которых даны поршни или системы поршней, следует писать уравнение равновесия, т. е. равенство нулю суммы всех сил, действующих на поршень (систему поршней).

В задачах на относительный покой жидкости в общем случае следует учитывать действие двух массовых сил: силы тяжести и силы инерции переносного движения — и использовать основное свойство поверхностей уровня, в том числе

свободной поверхности жидкости. Положение свободной поверхности в сосуде при заданной угловой скорости вращения определяется объемом находящейся в нем жидкости. При этом используют формулу объема параболоида вращения

$$V = \frac{1}{2} \pi R^2 H, \quad (1.9)$$

где R — радиус основания параболоида; H — высота. Если угловая скорость вращения достаточно большая, то силой тяжести жидкости можно пренебречь и повышение давления определять по формуле (1.8).

ЗАДАЧИ

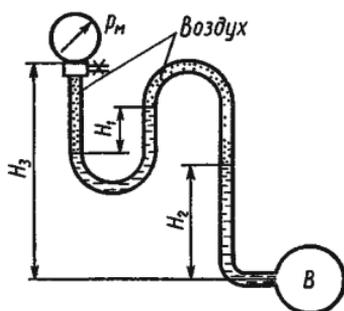
Задача 1.1. Канистра, заполненная бензином и не содержащая воздуха, нагрелась на солнце до температуры 50°C . На сколько повысилось бы давление бензина внутри канистры, если бы она была абсолютно жесткой? Начальная температура бензина 20°C . Модуль объемной упругости бензина принять равным $K = 1300$ МПа, коэффициент температурного расширения $\beta_t = 8 \cdot 10^{-4}$ 1/град.

Задача 1.2. Определить избыточное давление на дне океана, глубина которого $H = 10$ км, приняв плотность морской воды $\rho = 1030$ кг/м³ и считая ее несжимаемой. Определить плотность воды на той же глубине с учетом сжимаемости и приняв модуль объемной упругости $K = 2 \cdot 10^3$ МПа.

Задача 1.3. Найти закон изменения давления p атмосферного воздуха по высоте z , считая зависимость его плотности от давления изотермической. В действительности до высоты $z = 11$ км температура воздуха падает по линейному закону, т. е. $T = T_0 - \beta z$, где $\beta = 6,5$ град/км. Определить зависимость $p = f(z)$ с учетом действительного изменения температуры воздуха с высотой.

Задача 1.4. Определить избыточное давление воды в трубе B , если показание манометра $p_m = 0,025$ МПа. Соединительная трубка заполнена водой и воздухом, как показано на схеме, причем $H_1 = 0,5$ м; $H_2 = 3$ м.

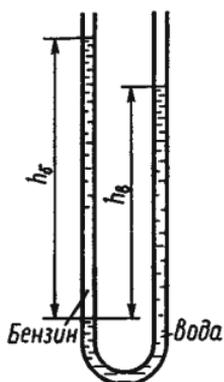
Как изменится показание манометра, если при том же давлении в трубе всю соединительную трубку заполнить водой (воздух выпустить через кран K)? Высота $H_3 = 5$ м.



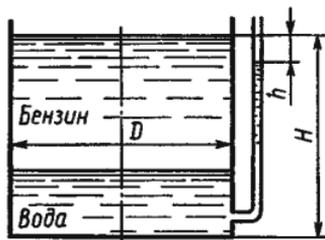
К задаче 1.4

Задача 1.5. В U-образную трубку налиты вода и бензин. Определить плотность бензина, если $h_6 = 500$ мм; $h_8 = 350$ мм. Капиллярный эффект не учитывать.

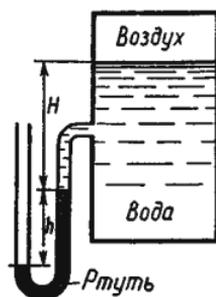
— **Задача 1.6.** В цилиндрический бак диаметром $D = 2$ м до уровня $H = 1,5$ м налиты вода и бензин. Уровень воды в пьезометре ниже уровня бензина на $h = 300$ мм. Определить вес находящегося в баке бензина, если $\rho_6 = 700$ кг/м³.



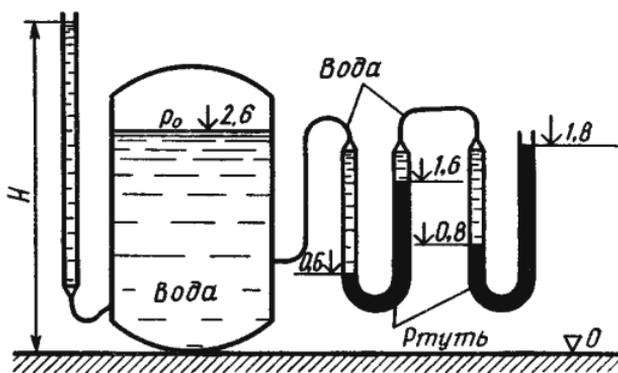
К задаче 1.5



К задаче 1.6



К задаче 1.7



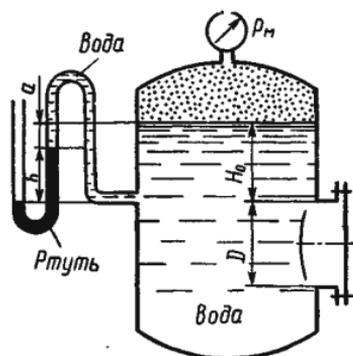
К задаче 1.8

† **Задача 1.7.** Определить абсолютное давление воздуха в сосуде, если показание ртутного прибора $h = 368$ мм, высота $H = 1$ м. Плотность ртути $\rho = 13600$ кг/м³. Атмосферное давление 736 мм рт. ст.

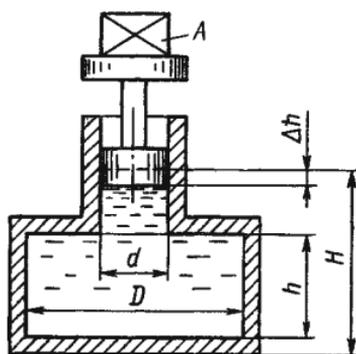
† **Задача 1.8.** Определить избыточное давление p_0 воздуха в напорном баке по показанию манометра, составленного из двух U-образных трубок с ртутью. Соединительные трубки заполнены водой. Отметки уровней даны в метрах. Какой высоты H должен быть пьезометр для измерения того же давления p_0 ? Плотность ртути $\rho = 13600$ кг/м³.

Задача 1.9. Определить силу давления жидкости (воды) на крышку люка диаметром $D=1$ м в следующих двух случаях:

- +1) показание манометра $p_m=0,08$ МПа; $H_0=1,5$ м;
- 2) показание ртутного вакуумметра $h=73,5$ мм при $a=1$ м; $\rho_{рт}=13600$ кг/м³; $H_0=1,5$ м.



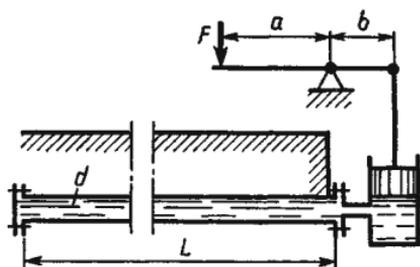
К задаче 1.9



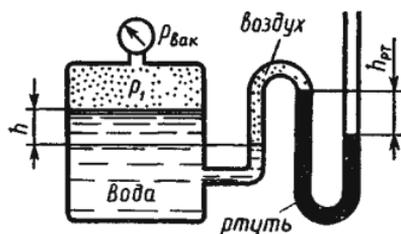
К задаче 1.10

Задача 1.10. Определить объемный модуль упругости жидкости, если под действием груза A массой 250 кг поршень прошел расстояние $\Delta h=5$ мм. Начальная высота положения поршня (без груза) $H=1,5$ м, диаметры поршня $d=80$ мм и резервуара $D=300$ мм, высота резервуара $h=1,3$ м. Весом поршня пренебречь. Резервуар считать абсолютно жестким.

Задача 1.11. Для опрессовки водой подземного трубопровода (проверки герметичности) применяется ручной поршневой насос. Определить объем воды (модуль упругости $K=2000$ МПа), который нужно накачать в трубопровод для повышения избыточного давления в нем от 0 до 1,0 МПа. Считать трубопровод абсолютно жестким. Размеры трубопровода: длина $L=500$ м, диаметр $d=100$ мм. Чему равно усилие на рукоятке насоса в последний момент опрессовки, если диаметр поршня насоса $d_n=40$ мм, а соотношение плеч рычажного механизма $a/b=5$?



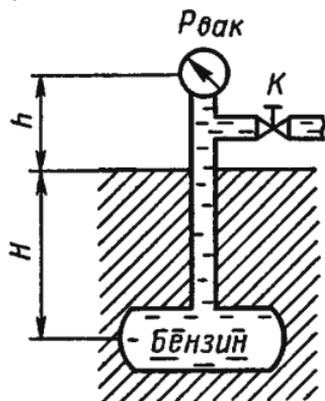
К задаче 1.11



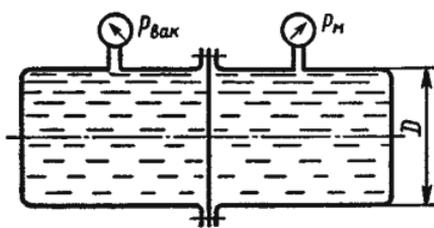
К задаче 1.12

Задача 1.12. Определить абсолютное давление воздуха в баке p_1 , если при атмосферном давлении, соответствующем $h_a = 760$ мм рт. ст., показание ртутного вакуумметра $h_{рт} = 0,2$ м, высота $h = 1,5$ м. Каково при этом показание пружинного вакуумметра? Плотность ртути $\rho = 13\,600$ кг/м³.

Задача 1.13. При перекрытом кране трубопровода K определить абсолютное давление в резервуаре, зарытом на глубине $H = 5$ м, если показание вакуумметра, установленного на высоте $h = 1,7$ м, равно $p_{\text{вак}} = 0,02$ МПа. Атмосферное давление соответствует $h_a = 740$ мм рт. ст. Плотность бензина $\rho_6 = 700$ кг/м³.



К задаче 1.13

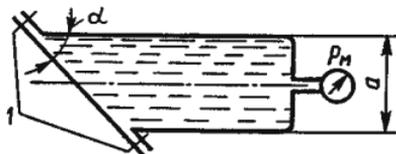


К задаче 1.14

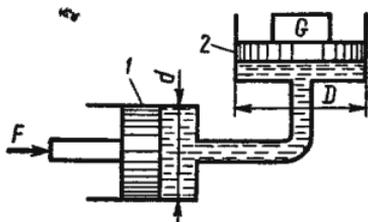
Задача 1.14. Определить значение силы, действующей на перегородку, которая разделяет бак, если ее диаметр $D = 0,5$ м, показания вакуумметра $p_{\text{вак}} = 0,08$ МПа и манометра $p_m = 0,1$ МПа.

Задача 1.15. Определить силу, действующую на болты 1 крышки бака, если показание манометра $p_m = 2$ МПа, а угол наклона крышки $\alpha = 45^\circ$. В сечении бак имеет форму квадрата со стороной $a = 200$ мм.

Задача 1.16. Определить давление в гидросистеме и вес груза G , лежащего на поршне 2 , если для его подъема к поршню 1 приложена сила $F = 1$ кН. Диаметры поршней: $D = 300$ мм, $d = 80$ мм. Разностью высот пренебречь.



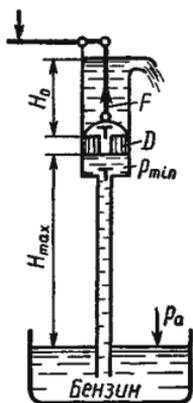
К задаче 1.15



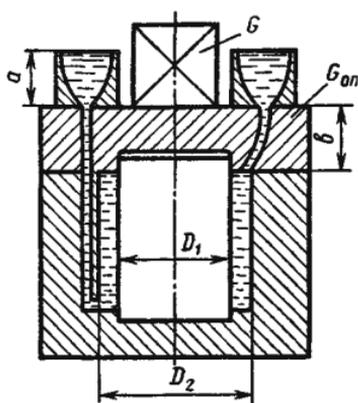
К задаче 1.16

Задача 1.17. Определить максимальную высоту H_{\max} , на которую можно подсасывать бензин поршневым насосом, если давление его насыщенных паров составляет $h_{\text{н.п.}} = 200$ мм рт. ст., а атмосферное давление $h_a = 700$ мм рт. ст. Чему равна при этом сила вдоль штока, если $H_0 = 1$ м, $\rho_6 = 700$ кг/м³; $D = 50$ мм?

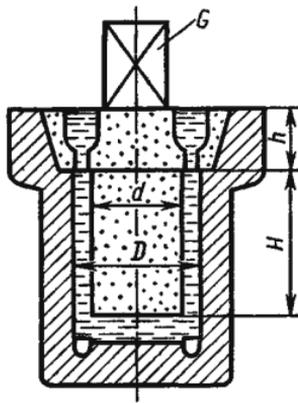
Задача 1.18. Определить минимальную силу тяжести груза G , который при заливке формы чугуном нужно положить на верхнюю опоку, чтобы предотвратить ее всплытие. Вес верхней опоки $G_{\text{оп}} = 650$ Н. Плотность жидкого чугуна $\rho = 7000$ кг/м³. Вес чугуна в литниках и выпорах не учитывать. Размеры: $a = 150$ мм; $b = 150$ мм; $D_1 = 160$ мм; $D_2 = 300$ мм.



К задаче 1.17



К задаче 1.18



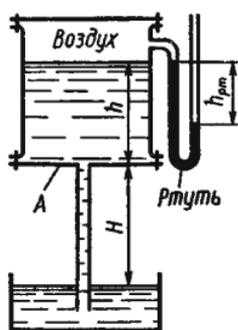
К задаче 1.19

Задача 1.19. Определить минимальную силу тяжести груза G , который при заливке формы чугуном нужно положить на верхний стержень, чтобы предотвратить его всплытие. Вес стержней с учетом веса чугуна в литнике и выпоре $G_1 = 50$ Н. Плотность жидкого чугуна $\rho = 7000$ кг/м³; размеры: $H = 200$ мм; $D = 140$ мм; $h = 80$ мм; $d = 120$ мм.

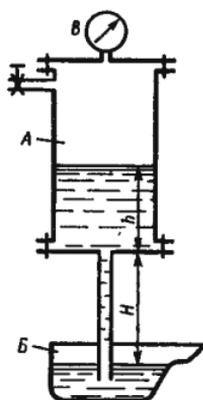
Задача 1.20. В сосуде A и в трубе вода находится в покое; показание ртутного прибора $h_{\text{рт}} = 295$ мм. Определить высоту H , если $h = 1$ м.

Задача 1.21. В герметичном сосуде-питателе A находится расплавленный баббит ($\rho = 8000$ кг/м³). При показании вакуумметра $p_{\text{вак}} = 0,07$ МПа заполнение различного ковша B прекратилось. При этом $H = 750$ мм. Определить высоту уровня баббита h в сосуде-питателе A .

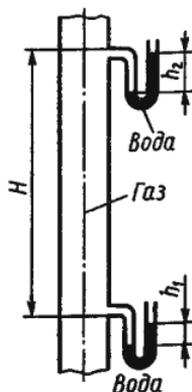
Задача 1.22. Избыточный напор газа на первом этаже дома составляет $h_1 = 100$ мм вод. ст. Определить избыточный напор h_2 газа на высоте $H = 60$ м, считая плотность



К задаче 1.20



К задаче 1.21



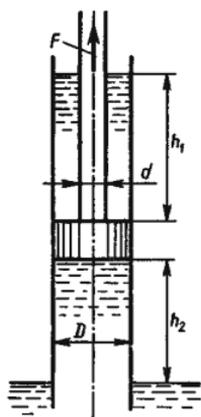
К задаче 1.22

воздуха и газа неизменными. Плотность газа $\rho_r = 0,70 \text{ кг/м}^3$, воздуха $\rho_v = 1,29 \text{ кг/м}^3$.

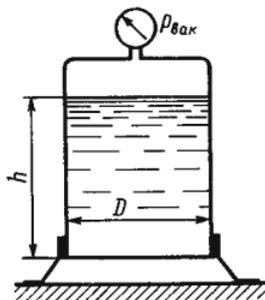
Задача 1.23. Определить силу F , необходимую для удержания поршня на высоте $h_2 = 2 \text{ м}$ над поверхностью воды в колодце. Над поршнем поднимается столб воды высотой $h_1 = 3 \text{ м}$. Диаметры: поршня $D = 100 \text{ мм}$, штока $d = 30 \text{ мм}$. Вес поршня и штока не учитывать.

Задача 1.24. В сосуде находится расплавленный свинец ($\rho = 11 \text{ г/см}^3$). Определить силу давления, действующую на дно сосуда, если высота уровня свинца $h = 500 \text{ мм}$, диаметр сосуда $D = 400 \text{ мм}$, показание мановакуумметра $p_{\text{вак}} = 30 \text{ кПа}$.

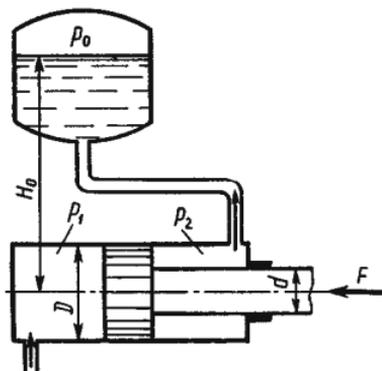
Задача 1.25. Определить давление p_1 жидкости, которую необходимо подвести к гидроцилиндру, чтобы преодолеть усилие, направленное вдоль штока $F = 1 \text{ кН}$. Диаметры: цилиндра $D = 50 \text{ мм}$, штока $d = 25 \text{ мм}$. Давление в баке $p_0 =$



К задаче 1.23



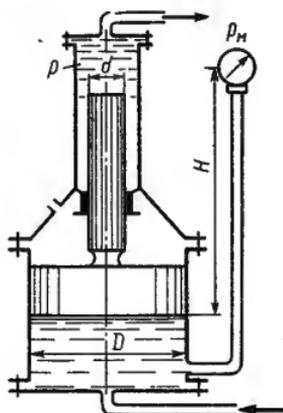
К задаче 1.24



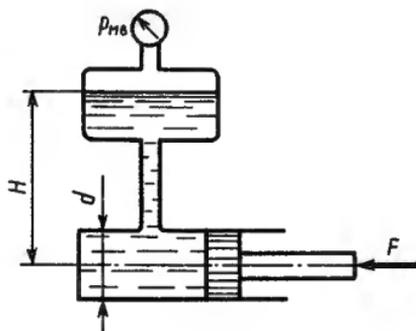
К задаче 1.25

$= 50$ кПа, высота $H_0 = 5$ м. Силу трения не учитывать. Плотность жидкости $\rho = 1000$ кг/м³.

Задача 1.26. Определить давление p в верхнем цилиндре гидропреобразователя (мультипликатора), если показание манометра, присоединенного к нижнему цилиндру, равно $p_m = 0,48$ МПа. Поршни перемещаются вверх, причем сила трения составляет 10 % от силы давления жидкости на нижний поршень. Вес поршней $G = 4$ кН. Диаметры поршней: $D = 400$ мм, $d = 100$ мм; высота $H = 2,5$ м; плотность масла $\rho = 900$ кг/м³.



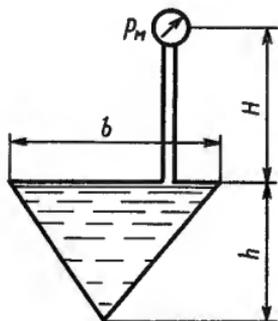
К задаче 1.26



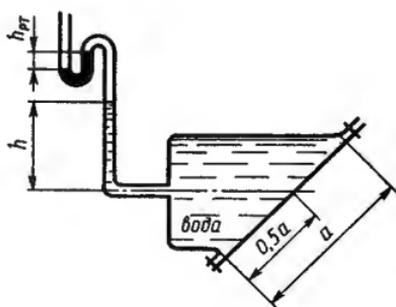
К задаче 1.27

Задача 1.27. Определить показание мановакуумметра p_{mv} , если к штоку поршня приложена сила $F = 0,1$ кН, его диаметр $d = 100$ мм, высота $H = 1,5$ м, плотность жидкости $\rho = 800$ кг/м³.

Задача 1.28. Определить силу, действующую на каждую из четырех стенок сосуда, имеющего форму перевернутой правильной пирамиды, если $p_m = 0,5$ МПа, $H = 4$ м и $h = 1,2$ м; каждая сторона основания пирамиды $b = 0,8$ м. Плотность жидкости $\rho = 800$ кг/м³.



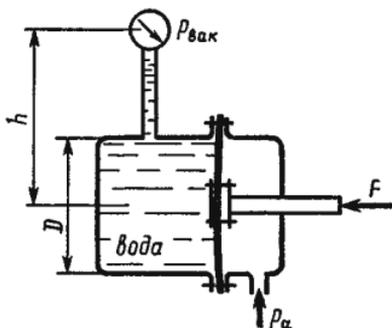
К задаче 1.28



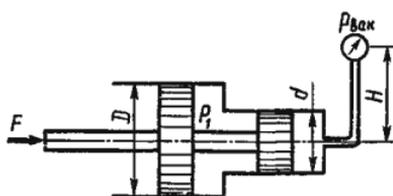
К задаче 1.29

Задача 1.29. Определить силы, действующие на верхние F_v и нижние F_n болты крышки, которая имеет форму прямоугольника высотой $a=0,64$ м и шириной $b=1,5$ м. Показание ртутного вакуумметра $h_{рт}=150$ мм, высота $h=2,2$ м.

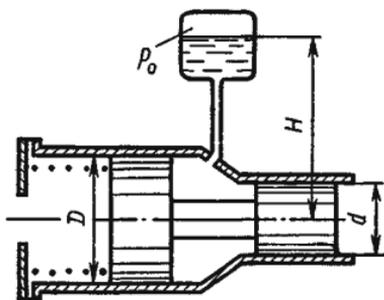
Задача 1.30. Определить силу F , действующую на шток гибкой диафрагмы, если ее диаметр $D=200$ мм, показание вакуумметра $p_{вак}=0,05$ МПа, высота $h=1$ м. Площадь штока пренебречь. Найти абсолютное давление в левой полости, если $h_a=740$ мм рт. ст.



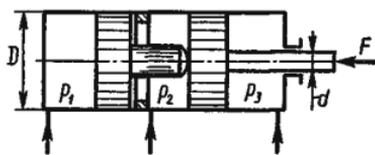
К задаче 1.30



К задаче 1.31



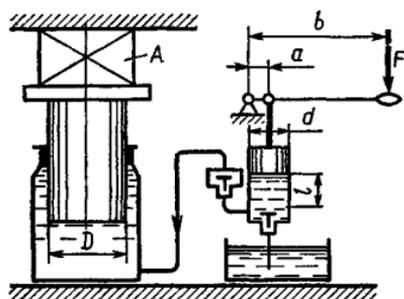
К задаче 1.32



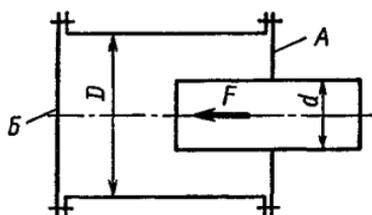
К задаче 1.33

Задача 1.31. Определить силу F на штоке золотника, если показание вакуумметра $p_{вак}=60$ кПа, избыточное давление $p_1=1$ МПа, высота $H=3$ м, диаметры поршней $D=20$ мм и $d=15$ мм, $\rho=1000$ кг/м³.

Задача 1.32. Система из двух поршней, соединенных штоком, находится в равновесии. Определить силу, сжимающую пружину. Жидкость, находящаяся между поршнями и в баке, — масло с плотностью $\rho=870$ кг/м³. Диаметры: $D=80$ мм; $d=30$ мм; высота $H=1000$ мм; избыточное давление $p_0=10$ кПа.



К задаче 1.34



К задаче 1.35

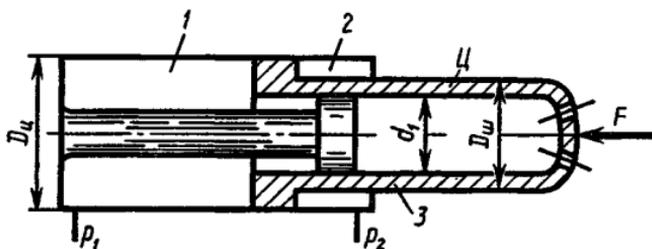
Задача 1.33. Определить давление p_1 , необходимое для удержания штоком трехпозиционного гидроцилиндра нагрузки $F=50$ кН; давление $p_2=p_3=0,3$ кПа; диаметры: $D=40$ мм, $d=20$ мм.

Задача 1.34. Давление в цилиндре гидравлического прессы повышается в результате нагнетания в него жидкости ручным поршневым насосом и сжатия ее в цилиндре. Определить число двойных ходов n поршня ручного насоса, необходимое для увеличения силы прессования детали A от 0 до 0,8 МН, если диаметры поршней: $D=500$ мм, $d=10$ мм; ход поршня ручного насоса $l=30$ мм; объемный модуль упругости жидкости $K=1300$ мПа; объем жидкости в прессы $V=60$ л.

Чему равно максимальное усилие F на рукоятке насоса при ходе нагнетания, если $b/a=10$?

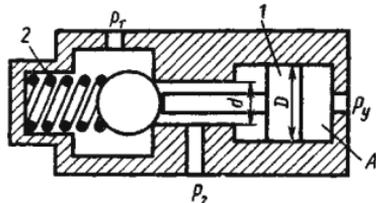
Задача 1.35. Определить нагрузку на болты крышек A и B гидравлического цилиндра диаметром $D=160$ мм, если к плунжеру диаметром $d=120$ мм приложена сила $F=20$ кН.

Задача 1.36. Определить давление p_1 , необходимое для удержания цилиндром C нагрузки $F=70$ кН. Противодействие в полости 2 равно $p_2=0,3$ МПа, давление в полости 3 равно атмосферному. Размеры: $D_u=80$ мм; $D_w=70$ мм; $d_1=50$ мм.

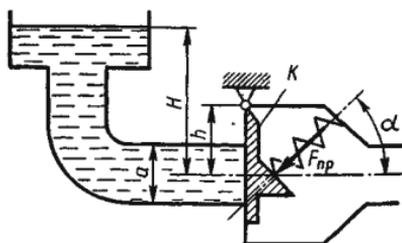


К задаче 1.36

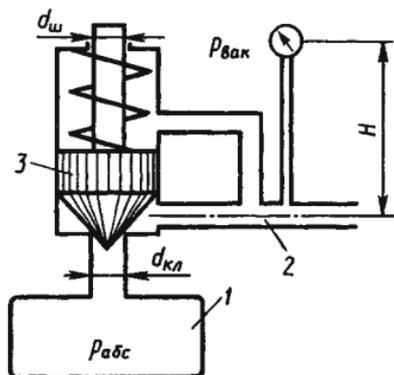
Задача 1.37. На рисунке представлена конструктивная схема гидрозамка, проходное сечение которого открывается при подаче в полость A управляющего потока жидкости с давлением p_y . Определить, при каком минимальном значении p_y толкатель поршня 1 сможет открыть шариковый клапан, если известно: предварительное усилие пружины 2 $F = 50$ Н; $D = 25$ мм, $d = 15$ мм, $p_1 = 0,5$ МПа, $p_2 = 0,2$ МПа. Силами трения пренебречь.



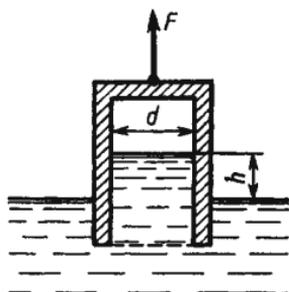
К задаче 1.37



К задаче 1.38



К задаче 1.39

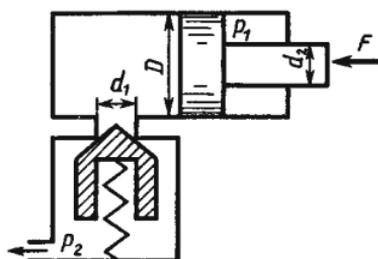


К задаче 1.40

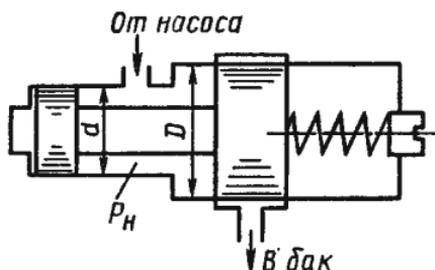
Задача 1.38. Определить, при какой высоте уровня воды начнет открываться клапан K , если сила пружины $F_{np} = 2$ кН, угол ее установки $\alpha = 45^\circ$, высота $h = 0,3$ м. Труба перед клапаном имеет квадратное сечение со стороной $a = 300$ мм.

Задача 1.39. Определить абсолютное давление в резервуаре 1 , если подача жидкости из него по трубопроводу 2 прекратилась и клапан 3 закрылся. Показание вакуумметра $p_{\text{вак}} = 0,05$ МПа, высота $H = 2,5$ м, сила пружины $F_{np} = 10$ Н, плотность жидкости $\rho = 800$ кг/м³, атмосферное давление соответствует $h_a = 755$ мм рт. ст., диаметры $d_{\text{кл}} = 20$ мм, $d_{\text{ш}} = 10$ мм. Вертикальными размерами клапана 3 пренебречь.

Задача 1.40. Определить абсолютное давление на поверхности жидкости в сосуде и высоту h , если атмосферное давление соответствует $h_a=740$ мм рт. ст., поддерживающая сила $F=10$ Н, вес сосуда $G=2$ Н, а его диаметр $d=60$ мм. Толщиной стенки сосуда пренебречь. Плотность жидкости $\rho=1000$ кг/м³.



К задаче 1.41

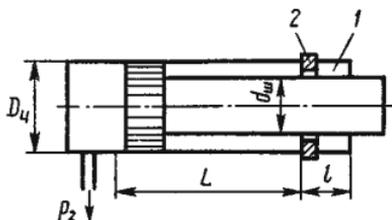


К задаче 1.42

Задача 1.41. Определить минимальное значение силы F , приложенной к штоку, под действием которой начнется движение поршня диаметром $D=80$ мм, если сила пружины, прижимающая клапан к седлу, равна $F_0=100$ Н, а давление жидкости $p_2=0,2$ МПа. Диаметр входного отверстия клапана (седла) $d_1=10$ мм. Диаметр штока $d_2=40$ мм, давление жидкости в штоковой полости гидроцилиндра $p_1=1,0$ МПа.

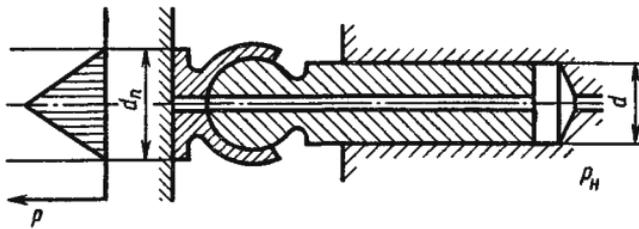
Задача 1.42. Определить величину предварительного поджатия пружины дифференциального предохранительного клапана (мм), обеспечивающую начало открытия клапана при $p_n=0,8$ МПа. Диаметры клапана: $D=24$ мм, $d=18$ мм; жесткость пружины $c=6$ Н/мм. Давление справа от большого и слева от малого поршней — атмосферное.

Задача 1.43. Для обеспечения обратного хода гидроцилиндра его полость 1 заполнена воздухом под начальным давлением p_1 . Найти размер l , определяющий положение стопорного кольца 2, которое ограничивает ход штока. Размеры цилиндра: $D_u=150$ мм; $d_{ш}=130$ мм; ход штока $L=400$ мм. Сила трения поршня и штока 400 Н, давление слива $p_2=0,3$ МПа, давление воздуха в начале обратного хода $p_{1max}=2$ МПа. Процесс расширения и сжатия воздуха принять изотермическим.



К задаче 1.43

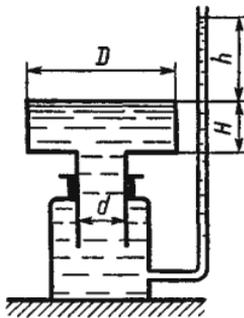
Задача 1.44. Определить диаметр пяты d_n плунжера аксиально-плунжерного насоса из условия безотрывного скольже-



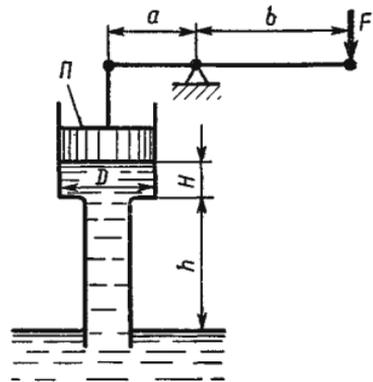
К задаче 1.44

ния пята по диску с 5 %-ным запасом по прижимающей силе. Закон распределения давления в зазоре принять линейным (см. эпюру). Диаметр плунжера $d=12$ мм. Площадь отверстия в плунжере не учитывать.

Задача 1.45. Определить высоту h столба воды в пьезометрической трубке. Столб воды уравнивает полый поршень с $D=0,5$ м и $d=0,2$ м, имеющий высоту $H=0,3$ м. Собственным весом поршня и трением в уплотнении пренебречь.



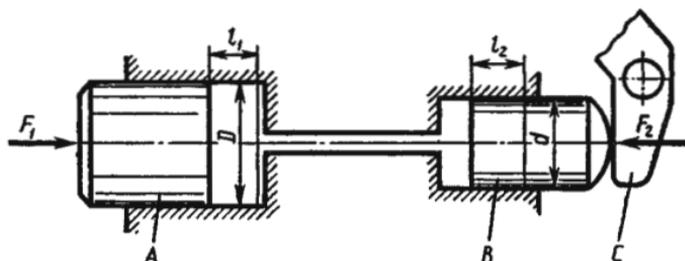
К задаче 1.45



К задаче 1.46

Задача 1.46. Определить силу F , необходимую для удержания в равновесии поршня Π , если труба под поршнем заполнена водой, а размеры трубы: $D=100$ мм, $H=0,5$ м; $h=4$ м. Длины рычага: $a=0,2$ м и $b=1,0$ м. Собственным весом поршня пренебречь.

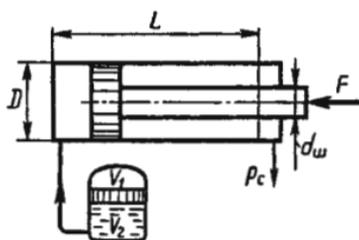
Задача 1.47. В системе дистанционного гидроуправления необходимо обеспечить ход l_2 поршня B равным ходу l_1 поршня A , т. е. $l_1=l_2=l=32$ мм. Поршень B диаметром $d=20$ мм должен действовать на рычаг C с силой $F_2=8$ кН. Цилиндры и трубопровод заполнены маслом с модулем упругости $K=1400$ МПа. Объем масла, залитого при атмосферном давлении, $V=700$ см³. Определить диаметр D поршня A и силу F_1 , приложенную к поршню A . Упругостью стенок



К задаче 1.47

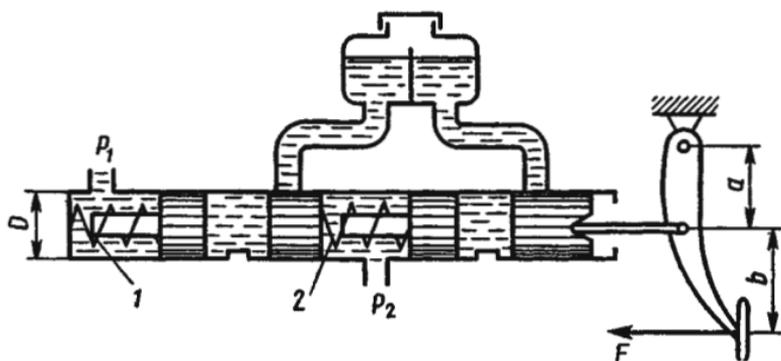
цилиндров и трубок, а также силами трения поршней о стенки цилиндров пренебречь.

Задача 1.48. Определить объем гидроаккумулятора $V_r = V_1 + V_2$, обеспечивающего выпуск штока гидроцилиндра против действия нагрузки $F = 45$ кН. Диаметры: цилиндра $D = 120$ мм; штока $d = 60$ мм; ход штока $L = 1200$ мм; давление на сливе $p_c = 0,3$ МПа. Процесс расширения воздуха считать изотермическим, максимальное давление в системе $p_{\max} = 12$ МПа.



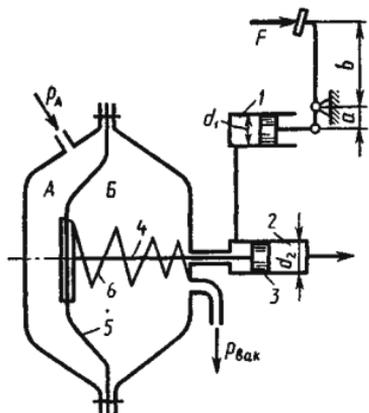
К задаче 1.48

Задача 1.49. На рисунке представлена схема главного тормозного цилиндра автомобиля в момент торможения. Определить силу F , которую необходимо приложить к педали тормоза, чтобы давление в рабочих цилиндрах передних колес было $p_1 = 6$ МПа. Каким при этом будет давление в рабочих цилиндрах задних колес p_2 ? При расчете принять: усилие пружины 1 $F_1 = 100$ Н, пружины 2 $F_2 = 150$ Н, $d = 20$ мм, $a = 60$ мм, $b = 180$ мм. Силами трения пренебречь.



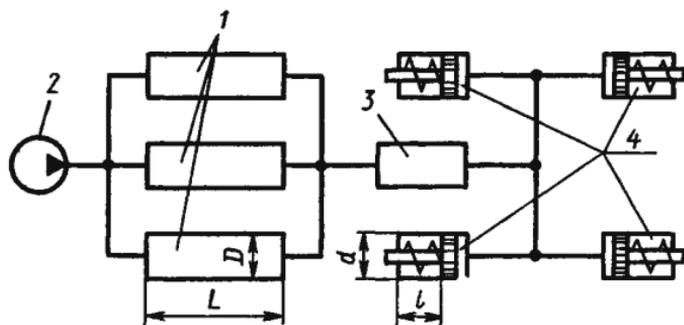
К задаче 1.49

Задача 1.50. На рисунке показана принципиальная схема гидровакуумного усилителя гидропривода тормозов автомобиля. Давление жидкости, создаваемое в гидроцилиндре 1 благодаря нажатию на ножную педаль с силой F , передается в левую полость тормозного гидроцилиндра 2. Помимо давления жидкости на поршень 3 в том же направлении действует сила вдоль штока 4, связанного с диафрагмой 5. Последняя отделяет полость А, сообщающуюся с атмосферой, от полости Б, где устанавливается вакуум благодаря соединению ее со всасывающим коллектором двигателя при нажатии на педаль. Пружина 6 при этом действует на диафрагму справа налево с силой $F_{пр}$. Определить давление жидкости, подаваемой из правой полости гидроцилиндра 2 к колесным тормозным цилиндрам. Принять: усилие педали $F=200$ Н; сила пружины 6 $F_{пр}=20$ Н; давление в полости Б $p_{вак}=0,06$ МПа; диаметры: диафрагмы 5 $D=100$ мм, гидроцилиндра 1 $d_1=25$ мм и гидроцилиндра 2 $d_2=20$ мм; отношение плеч $b/a=5$. Площадь сечения штока 4 пренебречь.



К задаче 1.50

К задаче 1.51

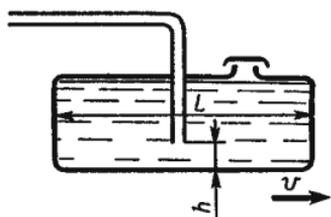


К задаче 1.51

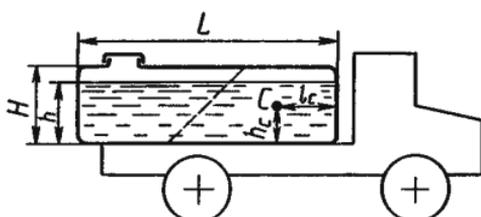
Задача 1.51. Определить диаметр D резервуаров-накопителей 1 пневматической системы тормозов автомобиля (трактора), при котором будет обеспечиваться шесть торможений за счет сжатого воздуха без включения компрессора 2. Последний включается и начинает нагнетать воздух в систему при избыточном давлении $p_1=0,4$ МПа и выключается при $p_2=0,6$ МПа. Кран управления 3 после каждого торможения

ния выпускает воздух из тормозных цилиндров 4 в атмосферу. Принять: диаметр тормозных камер $d=180$ мм, ходы поршней $l=0,06$ м, длины резервуаров $L=0,8$ мм, атмосферное давление соответствует $h_a=749,5$ мм рт. ст. Процесс расширения воздуха считать изотермическим. Объемом трубопроводов пренебречь. Определить, сколько полных торможений без включения компрессора могут обеспечить эти резервуары, если автомобиль въехал на горный перевал (где $h_a=400$ мм рт. ст.) без использования тормозной системы.

Задача 1.52. Топливный бак автомобиля длиной $L=0,6$ м, шириной $b=0,5$ м и высотой $H=0,2$ м движется с ускорением $a=3,27$ м/с². Определить минимальное количество топлива в баке, обеспечивающее его подачу без подсоса воздуха. Считать, что бензопровод установлен в центре горизонтальной проекции бака, его диаметр мал по сравнению с длиной бака, $h=10$ мм.



К задаче 1.52

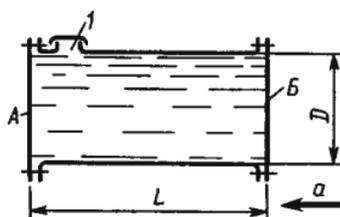


К задаче 1.53

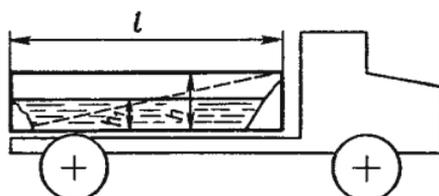
Задача 1.53. Определить расположение центра тяжести C бетонного раствора (h_c и l_c), залитого в закрытый кузов автомобиля при его торможении с ускорением $a=g$. Считать, что кузов имеет форму параллелепипеда: $L=1,92$ м, $H=1,2$ м и $h=1$ м.

Задача 1.54. Цилиндрический сосуд, заполненный жидкостью с плотностью $\rho=900$ кг/м³, движется с ускорением $a=4g$. Определить силы, действующие на крышки A и B , если $L=1$ м и $D=0,5$ м. Избыточное давление в точке 1 считать равным нулю.

Задача 1.55. В кузов автомобиля-самосвала до уровня $h_1=0,4$ м налит цементный раствор. Определить наименьший



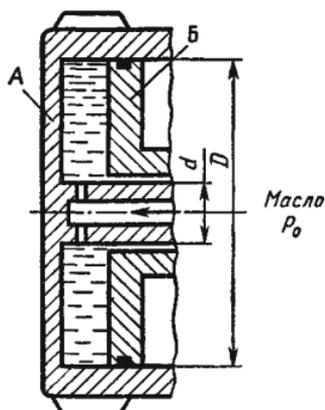
К задаче 1.54



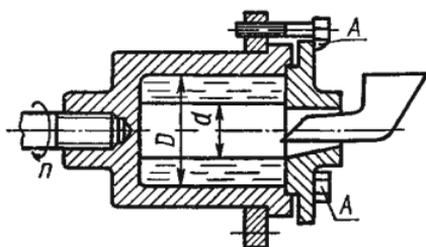
К задаче 1.55

допустимый путь торможения самосвала от скорости $v = 36$ км/ч до остановки исходя из условия, что раствор не выплеснулся из кузова. Для упрощения принять, что кузов самосвала имеет форму прямоугольной коробки размерами $l = 2,5$ м; $h = 0,8$ м; ширина кузова $b = 1,8$ м, а движение автомобиля при торможении равнозамедленное.

Задача 1.56. На рисунке показан элемент одной из возможных схем гидроусилителя сцепления автомобиля (трактора). Масло под давлением $p_0 = 0,5$ МПа подводится внутрь вала и затем через отверстие — в полость между двумя



К задаче 1.56



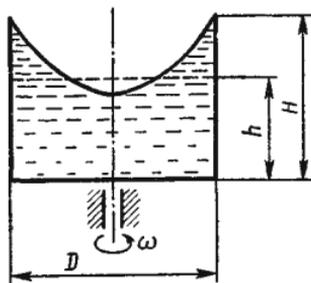
К задаче 1.57

совместно вращающимися цилиндром A и поршнем B , который может скользить вдоль вала. Давление масла, увеличенное благодаря действию центробежных сил, заставляет поршень перемещаться вправо и обеспечивает этим силу нажатия, необходимую для включения сцепления. Определить силу давления масла на поршень B , если его диаметр $D = 120$ мм, диаметр вала $d = 20$ мм, частота вращения $n = 6000$ об/мин, плотность $\rho_m = 920$ кг/м³.

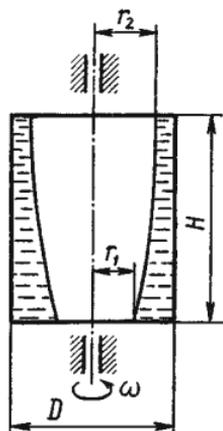
Задача 1.57. В машину для центробежной отливки подшипниковых втулок залита расплавленная бронза ($\rho = 8000$ кг/м³). Определить силу, воспринимаемую болтами A , если шпиндель вращается с частотой $n = 1000$ об/мин, диаметры: $D = 150$ мм, $d = 100$ мм.

Задача 1.58. В сосуд высотой $H = 0,3$ м залита жидкость до уровня $h = 0,2$ м. Определить, до какой угловой скорости ω можно раскрутить сосуд, с тем чтобы жидкость не выплеснулась из него, если его диаметр $D = 100$ мм.

Задача 1.59. При отливке цилиндрической полой заготовки во вращающейся относительно вертикальной оси форме из-за действия сил тяжести нижний внутренний радиус r_1



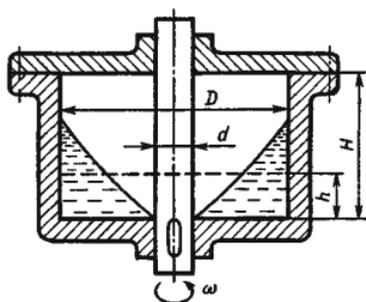
К задаче 1.58



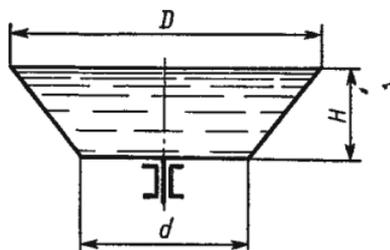
К задаче 1.59

будет меньше верхнего внутреннего радиуса r_2 . Определить их разность, если высота отливки $H=0,5$ м, форма вращается с угловой скоростью $\omega=200$ с⁻¹; ее диаметр $D=200$ мм и она в начальный момент заполнена на 30 % своего объема.

Задача 1.60. Цилиндрический сосуд диаметром $D=80$ мм вращается на вертикальном валу диаметром $d=30$ мм. Определить минимальную угловую скорость ω , при которой жидкость не будет соприкасаться с валом, если первоначально сосуд был заполнен до уровня $h=0,05$ м. Считать, что высота сосуда H достаточно велика, чтобы при этой угловой скорости жидкость не доставала до крышки сосуда.



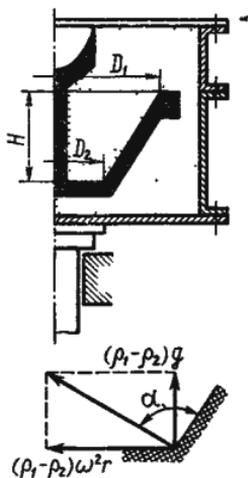
К задаче 1.60



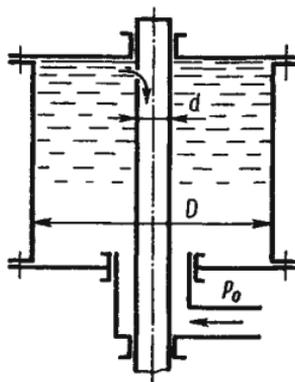
К задаче 1.61

Задача 1.61. Определить минимальную частоту вращения n , которую нужно сообщить сосуду, изображенному на схеме, вокруг его вертикальной оси для полного его опорожнения. Размеры: $D=200$ мм; $d=100$ мм; $H=50$ мм.

Задача 1.62. Определить минимальную угловую скорость литейной формы ω , при которой шлак и легкие включения (плотностью ρ_2) будут иметь возможность выделиться из



К задаче 1.62



К задаче 1.63

расплавленного металла (плотностью ρ_1) в середину формы. Размеры отливаемой детали: $D_1=300$ мм; $D_2=200$ мм; $H=300$ мм.

У к а з а н и е. Легкие включения могут перемещаться к центру формы лишь в том случае, если равнодействующая архимедовой и центростремительной сил будет иметь составляющую, направленную вдоль стенки вниз, т. е. если $\alpha \geq 90^\circ$.

Задача 1.63. Ротор центрифуги, включенной в систему смазки двигателя внутреннего сгорания для очистки масла, представляет собой полый цилиндр, заполненный маслом и вращающийся с частотой $n=7000$ об/мин ($\rho_m=900$ кг/м³). Определить давление p масла на внутренней боковой поверхности ротора и силу давления F , действующую на крышку ротора, если диаметры $D=140$ мм, $d=30$ мм. Масло подводится к центрифуге под давлением $p_0=0,5$ МПа.

ОТВЕТЫ К ГЛАВЕ I

1.1. $\Delta p=30,5$ МПа. 1.2. $p=101$ МПа; $\rho=1088$ кг/м³. 1.4. $p_b=0,005$ МПа; $p_m=0$. 1.5. $\rho_6=700$ кг/м³. 1.6. $G_6=22$ кН. 1.7. $p_{асс}=0,04$ МПа. 1.8. $p_0=0,24$ МПа; $H=27$ м. 1.9. $F_1=77$ кН; $F_2=0$. 1.10. $K=1804$ МПа. 1.11. $\Delta V=1,96$ л; $F=251$ Н. 1.12. $p_1=0,041$ МПа; $p_{вак}=0,06$ МПа. 1.13. $p=0,125$ МПа. 1.14. $F=35,3$ кН. 1.15. $F=113$ кН. 1.16. $p=0,199$ МПа; $G=14,1$ кН. 1.17. $H_{max}=9,71$ м; $F=144$ Н. 1.18. $G=404$ Н. 1.19. $G=191$ Н. 1.20. $H=3$ м. 1.21. $h=0,14$ м. 1.22. $h_{зсб}=135$ мм вод. ст. 1.23. $F=355$ Н. 1.24. $F=3,08$ кН. 1.25. $p_1=0,554$ МПа. 1.26. $p_2=$

= 6,57 МПа. 1.27. $p_{\text{вак}} = 0,96$ кПа. 1.28. $F = 0,271$ МН. 1.29. $F_0 = 0,5$ кН; $F_n = 1$ кН. 1.30. $F = -1,26$ кН; $p_{\text{атм}} = 58,5$ кПа. 1.31. $F = 132$ Н. 1.32. $F = 79,3$ Н. 1.33. $p_1 = 40$ Па. 1.34. $n = 80$; $F = 31,4$ Н. 1.35. $F_A = 15,3$ кН; $F_B = 35$ кН. 1.36. $p_1 = 22,9$ МПа. 1.37. $p_y = 0,41$ МПа. 1.38. $H = 1,58$ м. 1.39. $p_{\text{атм}} = 84,6$ кПа. 1.40. $p_{\text{атм}} = 96$ кПа; $h = 0,28$ м. 1.41. $F_{\text{мин}} = 3,64$ кН. 1.42. $x = 26,4$ мм. 1.43. $l = 740$ мм. 1.44. $d_n = 20,3$ мм. 1.45. $h = 1,58$ м. 1.46. $F = 69,5$ Н. 1.47. $D = 30$ мм, $F_1 = 1,8$ кН. 1.48. $V = 18,4$ л. 1.49. $F = 496$ Н; $p_2 = 5,8$ МПа. 1.50. $p = 3,46$ МПа. 1.51. $D = 237$ мм; $n = 8$. 1.52. $V = 9,1$ л. 1.53. $l_C = 0,84$ м; $h_C = 0,525$ м. 1.54. $F_A = 0,43$ кН; $F_B = 7,4$ кН. 1.55. $S_{\text{мин}} = 15,6$ м. 1.56. $F = 9,27$ кН. 1.57. $F = 660$ Н. 1.58. $\omega = 39,6$ с⁻¹. 1.59. $\Delta r = 1,45$ мм. 1.60. $\omega = 37,8$ с⁻¹. 1.61. $n_{\text{мин}} = 135$ об/мин. 1.62. $n_{\text{мин}} = 232$ об/мин. 1.63. $p = 1,67$ МПа; $F = 16,45$ кН.

ГЛАВА 2. ПРИМЕНЕНИЕ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

При решении некоторых простейших задач о движении жидкостей часто в первом приближении делают допущение о том, что движущаяся жидкость является *идеальной*. Под идеальной понимают жидкость, лишенную перечисленных выше свойств, т. е. жидкость абсолютно несжимаемую и нерасширяемую, не способную сопротивляться растяжению и сдвигу, а также лишенную свойства испаряемости ($p_n = 0$). Главное, чем отличается жидкость идеальная от жидкости реальной, — это отсутствие у нее вязкости, вызывающей способность сопротивления сдвигу, т. е. возникновению касательных напряжений (трения в жидкости).

Следовательно, в движущейся идеальной жидкости возможен лишь один вид напряжений — напряжение сжатия, т. е. давление p , а касательное напряжение $\tau = 0$.

Основными уравнениями, позволяющими решать простейшие задачи о движении идеальной жидкости, являются уравнение расхода и уравнение Бернулли.

Уравнение расхода представляет собой условие неразрывности (сплошности) потока несжимаемой жидкости, или, что то же самое, равенство объемных расходов в каких-то двух поперечных сечениях одного и того же потока, например 1 и 2, т. е. $Q_1 = Q_2$ или $v_1 S_1 = v_2 S_2$. Отсюда следует, что

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{S_2}{S_1}, \quad (2.1)$$

т. е. скорости обратно пропорциональны площадям поперечных сечений потоков. При этом предполагается, что скорость во всех точках данного сечения одинакова.

Уравнение Бернулли для потока идеальной жидкости выражает собой закон сохранения удельной энергии жидкости вдоль потока. Под удельной понимают энергию, отнесенную к единице веса, объема или массы жидкости. Обычно удобнее бывает относить энергию к единице веса. В этом случае уравнение Бернулли, записанное для сечений 1 и 2 элементарной струйки или потока идеальной жидкости, имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = H, \quad (2.2)$$

где z — вертикальные координаты центров тяжести сечений или удельная энергия положения; $p/(\rho g)$ — пьезометрическая высота, или удельная энергия давления; $v^2/(2g)$ — скоростная высота (напор), или удельная кинетическая энергия; H — полный напор, или полная удельная энергия жидкости.

Если энергию жидкости отнести к единице ее объема, то члены уравнения Бернулли будут иметь размерность давления, а само уравнение (2.2) примет вид, которым также часто пользуются:

$$z_1 \rho g + p_1 + \rho \frac{v_1^2}{2} = z_2 \rho g + p_2 + \rho \frac{v_2^2}{2} = H \rho g.$$

Если же энергию жидкости отнести к единице массы, то можно получить 3-ю формулу записи уравнения (2.2):

$$z_1 g + \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = z_2 g + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2}.$$

Для потока реальной (вязкой) жидкости уравнение Бернулли следует писать в таком виде:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_{cp1}}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_{cp2}}{2g} + \sum h, \quad (2.3)$$

где v_{cp} — средняя по сечению скорость, равная $v_{cp} = Q/S$; α — коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения скоростей по сечениям и равный отношению действительной кинетической энергии потока к кинетической энергии того же потока, но при равномерном распределении скоростей; $\sum h$ — суммарная потеря полного напора между сечениями 1 и 2, обусловленная вязкостью жидкости.

Различают два вида гидравлических потерь напора: местные потери и потери на трение по длине.

Местные потери напора происходят в так называемых местных гидравлических сопротивлениях, т. е. в местах изменения формы и размеров русла, где поток так или иначе деформируется — расширяется, сужается, искривляется — или имеет место более сложная деформация. Местные потери выражают формулой Вейсбаха

$$h_m = \zeta_m \frac{v^2}{2g}, \quad (2.4)$$

где v — средняя скорость потока в сечении перед местным сопротивлением (при расширении) или за ним (при сужении) и в тех случаях, когда рассматривают потери напора в гидроарматуре различного назначения; ζ_m — безразмерный коэффициент местного сопротивления.

Числовое значение коэффициента ζ в основном определяется формой местного сопротивления, его геометрическими параметрами, но иногда влияет также число Рейнольдса, которое для труб диаметром d выражается формулой

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{4Q}{\pi d\nu}. \quad (2.5)$$

Здесь ν — кинематическая вязкость жидкости, выражаемая в $\text{м}^2/\text{с}$ или $\text{см}^2/\text{с}$. Для некруглых труб $Re = (vD_r)/\nu$, где D_r — гидравлический диаметр, равный отношению площади сечения трубы к $1/4$ периметра сечения.

Число Рейнольдса определяет режим движения жидкостей (и газов) в трубах.

При $Re < Re_{кр}$, где $Re_{кр} \approx 2300$, режим движения ламинарный, т. е. слоистый — без перемешивания жидкости и без пульсаций скоростей и давлений.

При $Re > Re_{кр}$ режим течения турбулентный, т. е. с перемешиванием жидкости и с пульсациями скоростей и давлений.

Можно считать, что при турбулентном режиме коэффициенты местных сопротивлений ζ от числа Рейнольдса не зависят и, следовательно, как видно из формулы (2.4), потеря напора пропорциональна квадрату скорости (квадратичный режим сопротивления). При ламинарном режиме считают, что

$$\zeta = \frac{A}{Re} + \zeta_{кв}, \quad (2.6)$$

где A — число, определяемое формой местного сопротивления; $\zeta_{кв}$ — коэффициент местного сопротивления на режиме квадратичного сопротивления, т. е. при $Re \rightarrow \infty$.

При турбулентном режиме в случае внезапного расширения трубы происходят вихреобразования и потеря напора

определяется формулой Борда

$$h_{расш} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} = \zeta \frac{v_1^2}{2g}, \quad (2.7)$$

где v_1 и v_2 — скорости до и после расширения трубы; $\zeta_{расш}$ — коэффициент сопротивления, равный для данного случая

$$\zeta_{расш} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2, \quad (2.8)$$

где S_1 и S_2 — площади сечений трубы до и после внезапного расширения.

При внезапном сужении трубы без закругления коэффициент сопротивления определяют по формуле Идельчика [5]:

$$\zeta = 0,5 \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right), \quad (2.9)$$

где S_1 и S_2 — площади сечений трубы до и после сужения.

Коэффициенты сопротивлений для постепенно расширяющихся (конических) труб — диффузоров, плавно сужающихся труб — сопел, поворотов и других, более сложных местных гидравлических сопротивлений (кранов, фильтров и т. п.) — находят в справочной литературе. В задачах данного сборника коэффициенты ζ обычно задаются.

Потери напора на трение по длине l определяются общей формулой Дарси

$$h_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (2.10)$$

где безразмерный коэффициент сопротивления трения λ определяется в зависимости от режима течения:

при ламинарном режиме λ_n однозначно определяется числом Рейнольдса, т. е.

$$\lambda_n = \frac{64}{Re}; \quad (2.11)$$

при турбулентном режиме λ_t помимо числа Рейнольдса зависит еще от относительной шероховатости Δ/d , т. е.

$$\lambda_t = f(Re, \Delta/d).$$

(Подробнее об этом см. в гл. 4.)

Распределение скоростей по поперечному сечению круглой трубы радиусом r при ламинарном режиме течения выражается параболическим законом

$$v = \frac{h_{тр}g}{4vl} (r_0^2 - r^2), \quad (2.12)$$

причем максимальная скорость на оси трубы в два раза больше средней.

При ламинарном течении в зазоре δ между двумя плоскими стенками вместо (2.11) используют

$$\lambda_n = \frac{96}{Re}, \quad (2.13)$$

где число Рейнольдса $Re = 2\delta v/\nu$.

Формула (2.13) справедлива также для зазора, образованного двумя соосными цилиндрическими поверхностями при условии, что зазор δ весьма мал по сравнению с диаметром этих поверхностей. Наличие эксцентриситета этих поверхностей уменьшает потерю напора при том же расходе (или увеличивает расход при том же напоре). При максимальном эксцентриситете (при касании поверхностей) уменьшение напора будет в 2,5 раза.

При ламинарном течении в трубке квадратного сечения вместо (2.11) и (2.13) можно принимать

$$\lambda_n = \frac{57}{Re}. \quad (2.14)$$

УКАЗАНИЯ К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

Часть задач данного раздела рассчитана на применение уравнения Бернулли для струйки идеальной жидкости (2.2), т. е. без учета гидравлических потерь (потерь напора) и неравномерности распределения скоростей (коэффициента Кориолиса). Другая часть задач решается с помощью уравнения Бернулли для потока реальной жидкости (2.3) в общем случае с учетом указанных выше обстоятельств.

Однако коэффициент Кориолиса следует учитывать лишь при ламинарном режиме течения, когда $\alpha = 2$. Для турбулентных потоков можно принимать $\alpha = 1$.

При применении уравнения Бернулли важно правильно выбрать те два сечения, для которых оно записывается.

В качестве сечений рекомендуется брать:

свободную поверхность жидкости в резервуаре (баке), где $v = 0$;

выход в атмосферу, где $p_{изб} = 0$; $p_{абс} = p_a$;

сечение, где присоединен тот или иной манометр, пьезометр или вакуумметр;

неподвижный воздух вдалеке от входа в трубу, в которую происходит всасывание из атмосферы.

Уравнение Бернулли рекомендуется сначала записать в общем виде, а затем переписать с заменой его членов за-

данными буквенными величинами и исключить члены, равные нулю.

При этом необходимо помнить следующее:

вертикальная ордината z всегда отсчитывается от произвольной плоскости вверх;

давление p , входящее в правую и левую части уравнения, должно быть задано в одной системе отсчета (абсолютной или избыточной);

суммарная потеря напора $\sum h$ всегда пишется в правой части уравнения Бернулли со знаком «+»;

величина $\sum h$ в общем случае складывается из местных потерь, которые можно выражать формулой Вейсбаха (2.4), и потерь на трение по длине, определяемых формулой Дарси (2.9);

если в том или ином канале (например, трубе) имеется внезапное расширение, то при турбулентном режиме необходимо учитывать потерю напора по теореме Борда (2.7).

В частном случае, когда жидкость подводится к резервуару, баку и т. п., можно считать, что теряется вся кинетическая энергия жидкости. В случае ламинарного режима при этом необходимо учесть коэффициент α .

При выражении и подсчете гидравлических потерь по формуле Вейсбаха следует обращать внимание на указания относительно того, к какой скорости (или какой площади) отнесены заданные коэффициенты сопротивления ζ .

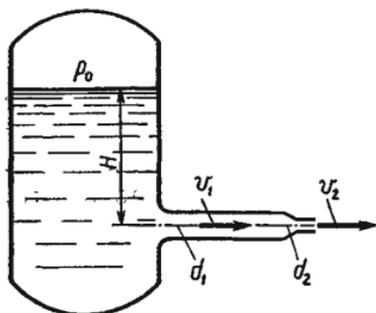
Значения коэффициентов для гидроагрегатов в задачах приведены с учетом потерь напора на вход и выход.

ЗАДАЧИ

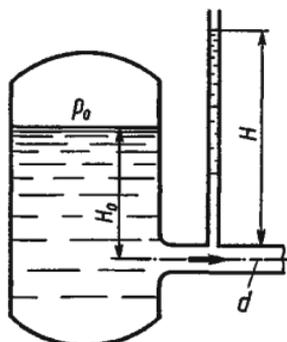
Задача 2.1. Из напорного бака вода течет по трубе диаметром $d_1 = 20$ мм и затем вытекает в атмосферу через насадок (брандспойт) с диаметром выходного отверстия $d_2 = 10$ мм. Избыточное давление воздуха в баке $p_0 = 0,18$ МПа; высота $H = 1,6$ м. Пренебрегая потерями энергии, определить скорости течения воды в трубе v_1 и на выходе из насадка v_2 .

Задача 2.2. Определить расход керосина, вытекающего из бака по трубопроводу диаметром $d = 50$ мм, если избыточное давление воздуха в баке $p_0 = 16$ кПа; высота уровня $H_0 = 1$ м; высота подъема керосина в пьезометре, открытом в атмосферу, $H = 1,75$ м. Потерями энергии пренебречь. Плотность керосина $\rho = 800$ кг/м³.

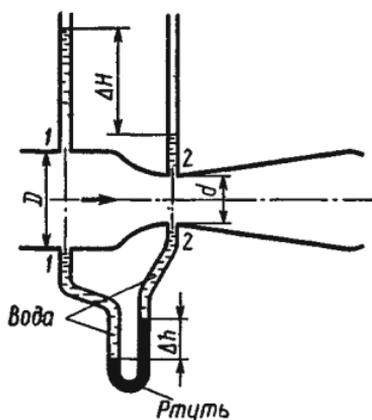
Задача 2.3. К расходомеру Вентури присоединены два пьезометра и дифференциальный ртутный манометр. Выра-



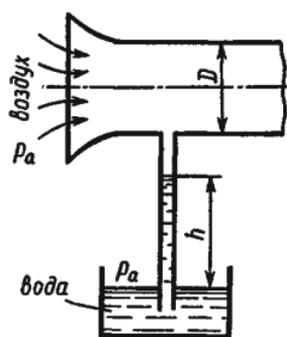
К задаче 2.1



К задаче 2.2



К задаче 2.3

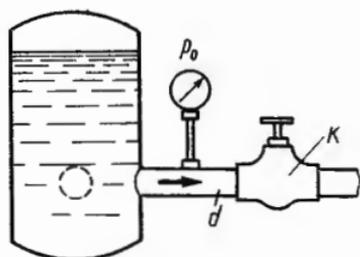


К задаче 2.4

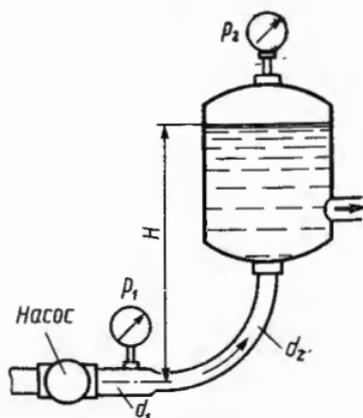
зять расход воды Q через размеры расходомера D и d , разность показаний пьезометров ΔH , а также через показание дифференциального манометра Δh . Дан коэффициент сопротивления ζ участка между сечениями 1—1 и 2—2.

Задача 2.4. Определить весовой расход воздуха по трубе с плавно закругленным входом и цилиндрической частью диаметром $D=200$ мм, если показание вакуумметра в виде вертикальной стеклянной трубки, опущенной в сосуд с водой, $h=250$ мм. Коэффициент сопротивления входной части трубы (до места присоединения вакуумметра) $\zeta=0,1$. Плотность воздуха $\rho_{\text{воз}}=1,25$ кг/м³.

Задача 2.5. От бака, в котором с помощью насоса поддерживается постоянное давление жидкости, отходит трубопровод диаметром $d=50$ мм. Между баком и краном K на трубопроводе установлен манометр. При закрытом положении крана $p_0=0,5$ МПа. Найти связь между расходом жидкости в трубопроводе Q и показанием манометра p при разных открытиях крана, приняв коэффициент сопротивления



К задаче 2.5



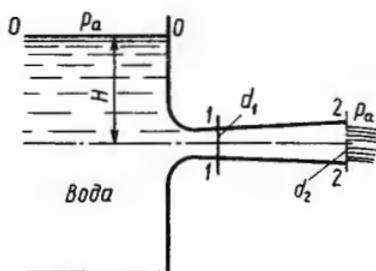
К задаче 2.6

входного участка трубопровода (от бака до манометра) равным $\zeta=0,5$. Плотность жидкости $\rho=800 \text{ кг/м}^3$.

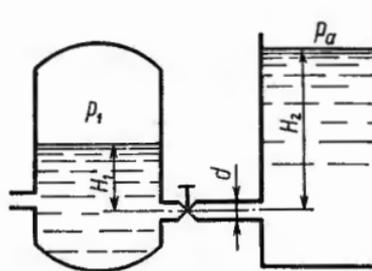
Подсчитать расход жидкости при полном открытии крана, когда показание манометра равно $p=0,485 \text{ МПа}$.

Задача 2.6. Насос нагнетает жидкость в напорный бак, где установились постоянный уровень на высоте $H=2 \text{ м}$ и постоянное давление $p_2=0,2 \text{ МПа}$. Манометр, установленный на выходе из насоса на трубе диаметром $d_1=75 \text{ мм}$, показывает $p_1=0,25 \text{ МПа}$. Определить расход жидкости Q , если диаметр искривленной трубы, подводящей жидкость к баку, равен $d_2=50 \text{ мм}$; коэффициент сопротивления этой трубы принят равным $\zeta=0,5$. Плотность жидкости $\rho=800 \text{ кг/м}^3$.

Задача 2.7. Жидкость вытекает из открытого резервуара в атмосферу через трубу, имеющую плавное сужение до диаметра d_1 , а затем постепенное расширение до d_2 . Истечение происходит под действием напора $H=3 \text{ м}$. Пренебрегая потерями энергии, определить абсолютное давление в узком сечении трубы 1—1, если соотношение диаметров $d_2/d_1 = \sqrt{2}$; атмосферное давление соответствует $h_a = 750 \text{ мм рт. ст.}$; плотность жидкости $\rho=1000 \text{ кг/м}^3$. Найти



К задаче 2.7



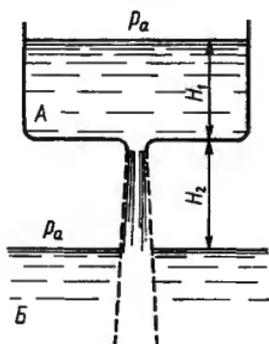
К задаче 2.8

напор $H_{кр}$, при котором абсолютное давление в сечении 1—1 будет равно нулю.

У к а з а н и е. Уравнение Бернулли следует записать два раза, например для сечения 0—0 и 2—2, а затем для сечений 1—1 и 2—2.

Задача 2.8. Вода перетекает из напорного бака, где избыточное давление воздуха $p = 0,3$ МПа, в открытый резервуар по короткой трубе диаметром $d = 50$ мм, на которой установлен кран. Чему должен быть равен коэффициент сопротивления крана для того, чтобы расход воды составлял $Q = 8,7$ л/с? Высоты уровней $H_1 = 1$ м и $H_2 = 3$ м. Учесть потерю напора на входе в трубу ($\zeta_{вх} = 0,5$) и на выходе из трубы (внезапное расширение).

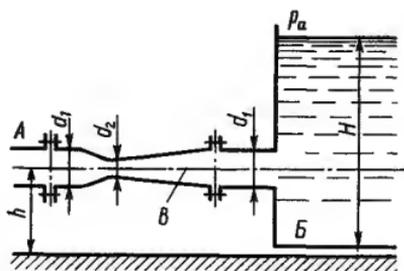
Задача 2.9. Жидкость должна перетекать из резервуара А, где поддерживается постоянный уровень H_1 , в емкость Б. Для этой цели в дне резервуара устроено отверстие с закругленными входными кромками ($\zeta_0 = 0,05$). Но расход жидкости через это отверстие оказался недостаточным. Каким способом и во сколько раз можно увеличить расход через отверстие, не меняя его диаметра и напора? Высота расположения выходного отверстия относительно нижнего уровня $H_2 = H_1$.



К задаче 2.9

У к а з а н и е. Следует установить диффузор (как показано пунктиром), который даст возможность использовать дополнительный напор H_2 и превратить большую часть скоростного напора в давление (создать разрежение в горловине диффузора и, следовательно, эффект подсоса).

Принять коэффициент сопротивления диффузора равным $\zeta_{диф} = 0,2$ (отнесено к скорости в узком сечении), а степень расширения диффузора достаточно большой, чтобы можно было пренебречь скоростным напором на выходе из диффузора.

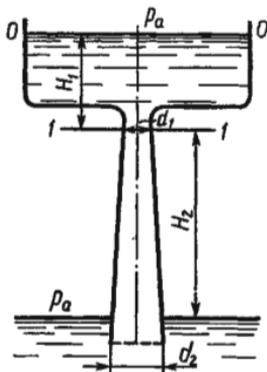


К задаче 2.10

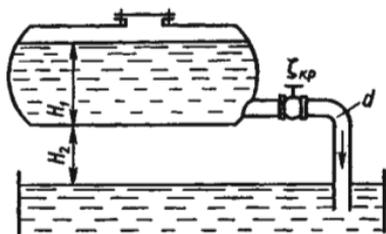
Задача 2.10. Для измерения расхода воды, которая подается по трубе А в бак Б, установлен расходомер Вентури В. Определить максимальный расход, который можно пропускать через данный расходомер при условии отсутствия в нем кавитации, если температура воды $t =$

$= 60^\circ \text{C}$ (давление насыщенных паров соответствует $h_{\text{нп}} = 2 \text{ м вод. ст.}$). Уровень воды в баке поддерживается постоянным, равным $H = 1,5 \text{ м}$; $h = 0,5 \text{ м}$. Размеры расходомера: $d_1 = 50 \text{ мм}$; $d_2 = 20 \text{ мм}$. Атмосферное давление принять равным 760 мм рт. ст. Коэффициент сопротивления диффузора $\zeta_{\text{диф}} = 0,2$.

Задача 2.11. Вода ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$) перетекает из верхнего резервуара в нижний по расширяющейся трубе — диффузору, имеющему малый угол конусности и плавно закругленный вход. Пренебрегая потерей напора на входе в диффузор, определить, при каком уровне воды H_1 в верхнем резервуаре



К задаче 2.11



К задаче 2.12

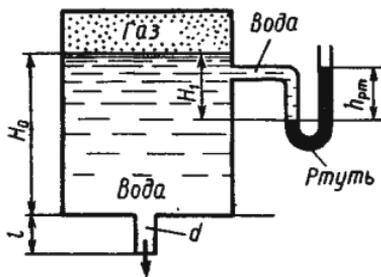
абсолютное давление в узком сечении $1-1$ диффузора делается равным нулю. Коэффициент сопротивления диффузора $\zeta_{\text{диф}} = 0,2$. Размеры: $d_1 = 100 \text{ мм}$; $d_2 = 150 \text{ мм}$; $H_2 = 1,15 \text{ м}$. Учесть потерю на внезапное расширение при выходе из диффузора. Атмосферное давление 750 мм рт. ст.

У к а з а н и е. Учесть потерю кинетической энергии на выходе из диффузора по формуле Борда.

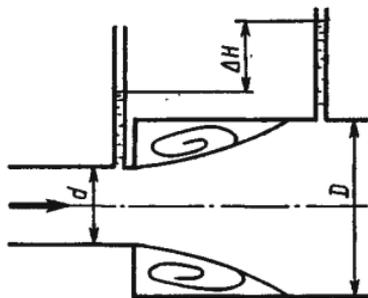
Задача 2.12. Бензин сливается из цистерны по трубе диаметром $d = 50 \text{ мм}$, на которой установлен кран с коэффициентом сопротивления $\zeta_{\text{кр}} = 3$. Определить расход бензина при $H_1 = 1,5 \text{ м}$ и $H_2 = 1,3 \text{ м}$, если в верхней части цистерны имеет место вакуум $h_{\text{вак}} = 73,5 \text{ мм рт. ст.}$ Потерями на трение в трубе пренебречь. Плотность бензина $\rho = 750 \text{ кг/м}^3$.

Задача 2.13. Определить расход воды, вытекающей из бака через короткую трубку (насадок) диаметром $d = 30 \text{ мм}$ и коэффициентом сопротивления $\zeta = 0,5$, если показание ртутного манометра $h_{\text{рт}} = 1,47 \text{ м}$; $H_1 = 1 \text{ м}$; $H_0 = 1,9 \text{ м}$; $l = 0,1 \text{ м}$.

Задача 2.14. При внезапном расширении трубы от d до D получается увеличение давления, которому соответствует разность показаний пьезометров ΔH . Определить, при каком



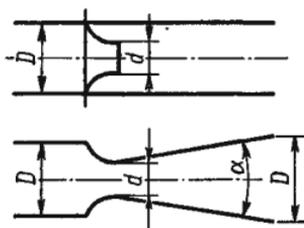
К задаче 2.13



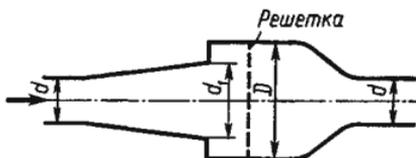
К задаче 2.14

соотношении площадей широкого и узкого сечений трубы ($n = D^2/d^2$) увеличение давления будет наибольшим. Выразить величину ΔH_{\max} через скорость в узком сечении.

Задача 2.15. Сравнить коэффициенты сопротивления мерного сопла d , установленного в трубе D , и расходомера Вентури, состоящего из такого же сопла диаметром d и диффузора. Коэффициенты сопротивления определить как отношение суммарной потери напора к скоростному напору в трубопроводе. Дано отношение диаметров $D/d = 2$. Принять



К задаче 2.15



К задаче 2.16

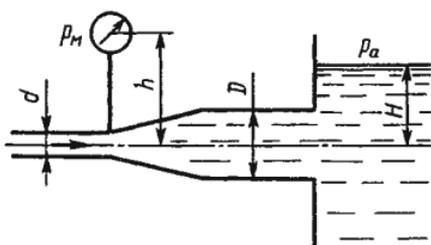
коэффициенты сопротивлений: сопла $\zeta_c = 0,05$; диффузора $\zeta_{\text{диф}} = 0,15$ (оба коэффициента относятся к скорости в узком сечении). Определить потери напора, вызываемые мерным соплом h_c и расходомером h_p , при одинаковой скорости потока в трубе $v = 3$ м/с.

Указание. На выходе из сопла учесть потери напора на внезапное расширение.

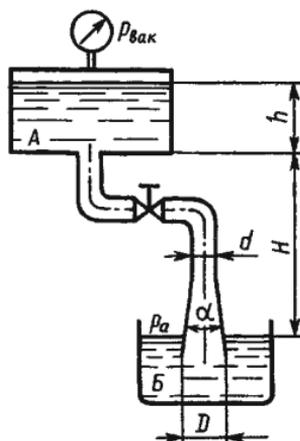
Задача 2.16. Сравнить коэффициенты сопротивления расходомера Вентури, данные которого приведены в предыдущей задаче, и специального расходомера, показанного на рисунке. Последний состоит из диффузора ($\zeta_{\text{диф}} = 0,15$), расширяющего поток до диаметра $d_1 = 1,4d$, внезапного расширения широкой части до диаметра $D = 2,5d$, в которой установлена решетка для выравнивания скоростей ($\zeta_p = 0,05$) и сопла ($\zeta_c =$

$=0,05$). Коэффициенты отнесены к скорости в трубе диаметров d .

Задача 2.17. Определить расход жидкости, вытекающей из трубы диаметром $d=16$ мм через плавное расширение (диффузор) и далее по трубе диаметром $D=20$ мм в бак. Коэффициент сопротивления диффузора $\zeta=0,2$ (отнесен к скорости в трубе), показание манометра $p_m=20$ кПа; высота $h=0,5$ м; $H=5$ м; плотность жидкости $\rho=1000$ кг/м³. Учесть потери на внезапное расширение, потерями на трение пренебречь, режим течения считать турбулентным.



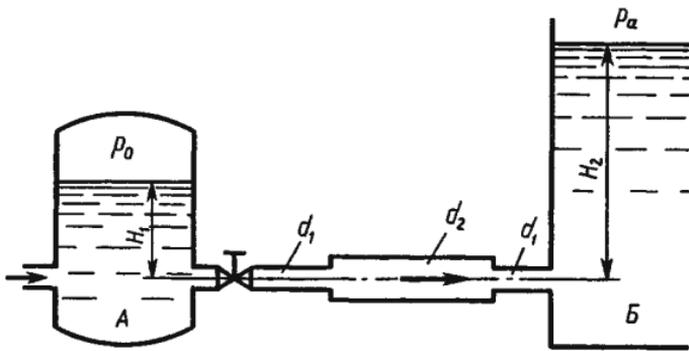
К задаче 2.17



К задаче 2.18

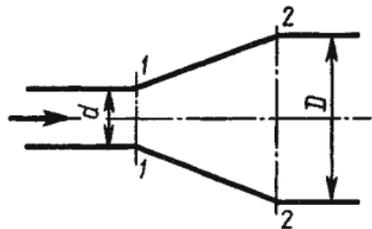
Задача 2.18. Вода перетекает из бака A в резервуар B по трубе длиной $l=2,5$ м и диаметром $d=25$ мм, на которой установлены вентиль ($\zeta_a=3,5$) и диффузор с углом $\alpha=8^\circ$ и диаметром выходного отверстия $D=75$ мм. Показание мановакуумметра $p_{\text{вак}}=10$ кПа; высота $H=2,5$ м, $h=2$ м. Определить расход Q с учетом всех местных сопротивлений и трения по длине ($\lambda=0,03$). Вход в трубу без закруглений, радиус кривизны колен $R=25$ мм. Взаимным влиянием сопротивлений пренебречь.

Задача 2.19. Вода перетекает из напорного бака A в резервуар B через вентиль с коэффициентом сопротивления $\zeta_b=3$ по трубе. Диаметры: $d_1=40$ мм; $d_2=60$ мм. Считая режим течения турбулентным и пренебрегая потерями на трение по длине, определить расход. Учесть потери напора при внезапных сужениях и расширениях. Высоты: $H_1=1$ м, $H_2=2$ м; избыточное давление в напорном баке $p_0=0,15$ МПа.



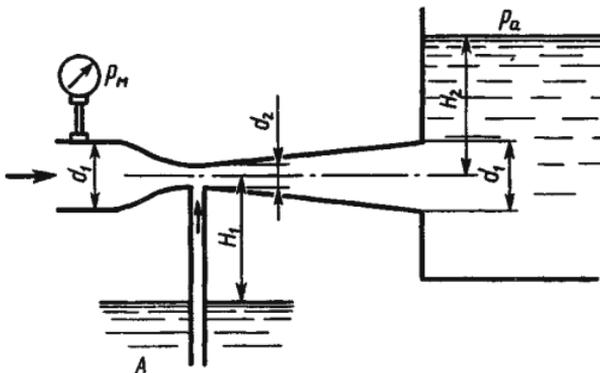
К задаче 2.19

Задача 2.20. Пренебрегая потерями напора, определить степень расширения диффузора $n = (D/d)^2$, при котором давление в сечении 2—2 возрастет в два раза по сравнению с давлением в сечении 1—1. Расчет провести при следующих данных: расход жидкости $Q = 1,5$ л/с; диаметр $d = 20$ мм; давление в сечении 1—1 $p_1 = 10$ кПа; плотность жидкости $\rho = 1000$ кг/м³; режим течения принять: а) ламинарным и б) турбулентным. Поток в диффузоре считать стабилизированным и безотрывным.



К задаче 2.20

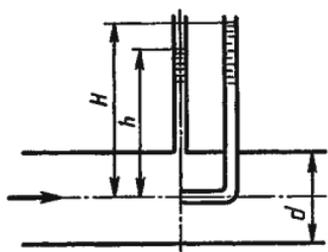
Задача 2.21. Определить минимальное давление p_m , измеряемое манометром перед сужением трубы, при котором будет происходить подсасывание воды из резервуара А в узком сечении трубы. Размеры: $d_1 = 60$ мм; $d_2 = 20$ мм; $H_1 = 6$ м; $H_2 = 1$ м. Принять коэффициенты сопротивления: сопла $\zeta_c = 0,08$, диффузора $\zeta_{диф} = 0,30$.



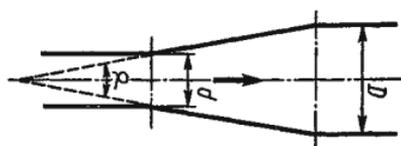
К задаче 2.21

Задача 2.22. По длинной трубе диаметром $d=50$ мм протекает жидкость ($\nu=2$ Ст; $\rho=900$ кг/м³). Определить расход жидкости и давление в сечении, где установлены пьезометр ($h=60$ см) и трубка Пито ($H=80$ см).

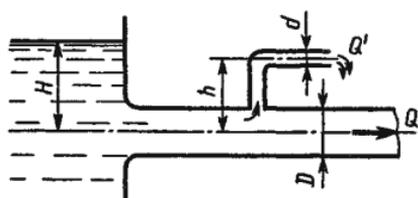
Задача 2.23. Определить потерю давления в диффузоре с начальным $d=10$ мм и конечным $D=20$ мм диаметрами, если вязкость жидкости $\nu=1$ Ст; плотность $\rho=900$ кг/м³; расход $Q=1$ л/с; угол диффузора $\alpha=5^\circ$. При решении задачи считать, что в любом сечении диффузора существует стабилизированное ламинарное течение и справедлив закон Пуазейля.



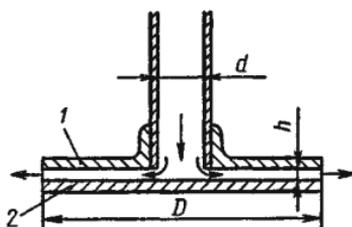
К задаче 2.22



К задаче 2.23



К задаче 2.24



К задаче 2.25

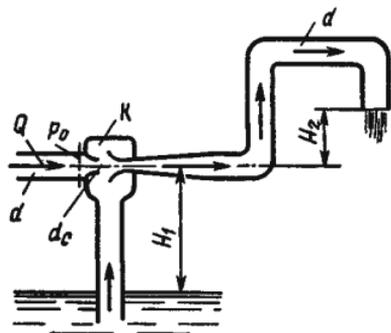
Задача 2.24. Вода течет по трубе диаметром $D=20$ мм, имеющей отвод ($d=8$ мм). Пренебрегая потерями напора, определить расход жидкости в отводе Q' , если расход в основной трубе $Q=1,2$ л/с; высоты $H=2$ м, $h=0,5$ м. Режим течения считать турбулентным.

У к а з а н и е. Считать, что давление перед отводом расходует-ся на создание скоростного напора в отводе и подъем жидкости на высоту h .

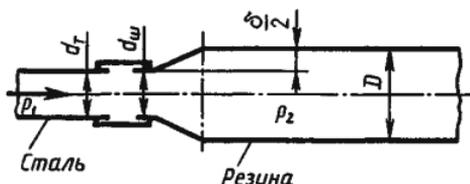
Задача 2.25. Жидкость вытекает из трубы с диаметром d , на конце которой укреплена круглая шайба 1 с диаметром D . На расстоянии $h=d/4$ от этой шайбы помещен диск 2 того же диаметра D . Поток наталкивается на этот диск, после чего жидкость растекается радиально между

двумя плоскостями и затем выходит в атмосферу. Расход и плотность жидкости заданы. Найти закон изменения давления вдоль радиуса диска, считая жидкость идеальной. Принять течение радиальным и безотрывным. Выразить силу, с которой диск притягивается к шайбе, с учетом удара жидкости о диск при изменении осевого движения на радиальное.

У к а з а н и е. Для нахождения силы применить уравнение количества движения.



К задаче 2.26



К задаче 2.27

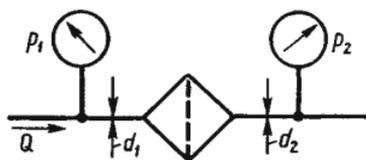
Задача 2.26. На рисунке показана схема водоструйного насоса-эжектора. Вода под давлением p_0 подводится по трубе диаметром $d=40$ мм в количестве Q . Сопло сужает поток до $d_c=15$ мм и тем самым увеличивает скорость, понижая давление. Затем в диффузоре происходит расширение потока до $d=40$ мм и повышение давления. Вода выходит в атмосферу на высоте $H_2=1$ м. Таким образом в камере K создается вакуум, который заставляет воду подниматься из нижнего резервуара на высоту $H_1=3$ м. Определить минимальное давление p_0 перед эжектором, при котором возможен подъем воды на высоту H_1 . Учесть потери напора в сопле ($\zeta_c=0,06$), в диффузоре ($\zeta_{диф}=0,25$) и в коленах ($\zeta_k=0,25$) для каждого. Коэффициенты отнесены к скорости в трубе с диаметром d .

Задача 2.27. Жидкость с плотностью $\rho=1000$ кг/м³ протекает по металлической трубе с диаметром $d_r=10$ мм, а затем по резиновому шлангу, который имеет начальный диаметр $d_ш=10$ мм. Под действием давления жидкости p_2 резиновый шланг растягивается до диаметра D . Жесткость шланга на диаметральное растяжение $c=p_2\pi D\Delta l/\delta=3\cdot 10^6$ Н/м, где δ — приращение диаметра шланга $\Delta l=1$ м. Определить диаметр шланга D , если давление $p_1=0,1$ МПа; расход жидкости $Q=1,2$ л/с.

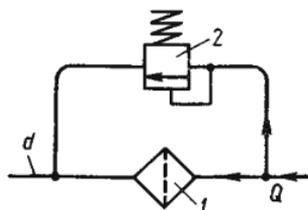
У к а з а н и е. Задачу решить методом последовательных приближений, задаваясь величиной D . Потерями пренебречь.

Задача 2.28. Для определения потерь давления на фильтре установлены манометры, как показано на рисунке. При пропускании через фильтр жидкости, расход которой $Q = 1$ л/с; давления: $p_1 = 0,1$ МПа, $p_2 = 0,12$ МПа. Определить, чему равна потеря давления в фильтре, если известно: $d_1 = 10$ мм, $d_2 = 20$ мм, $\rho_{ж} = 900$ кг/м³.

У к а з а н и е. Потерей давления на участках от мест установки манометров до фильтра пренебречь. Принять $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$.



К задаче 2.28

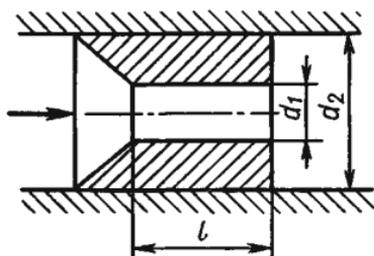


К задаче 2.29

Задача 2.29. В гидросистеме с расходом масла $Q = 0,628$ л/с параллельно фильтру 1 установлен переливной клапан 2, открывающийся при перепаде давления на $\Delta p = 0,2$ МПа. Определить вязкость ν , при которой начнется открытие клапана, если коэффициент сопротивления фильтра связан с числом Рейнольдса формулой $\zeta_{\phi} = A/Re$, где $A = 2640$; Re подсчитывается по диаметру трубы $d = 20$ мм; $\rho = 850$ кг/м³.

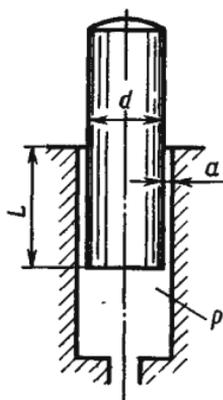
Задача 2.30. Определить коэффициент сопротивления жиклера с конической входной частью ($d_1 = 2$ мм; $l = 6$ мм), установленного в трубе ($d_2 = 10$ мм), если число Рейнольдса потока жидкости в трубе $Re = 100$. Искомый коэффициент рассматривать как отношение потери напора в жиклере к скоростному напору в трубке диаметром d_2 .

У к а з а н и е. Потерю напора в жиклере выразить как сумму двух потерь: на трение по длине l и на внезапное расширение до нулевой скорости. Поток в жиклере считать стабилизированным.

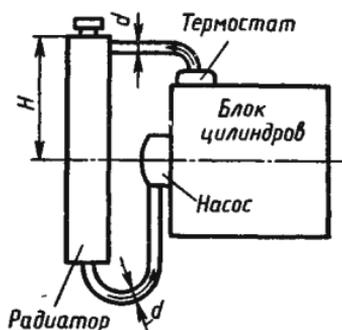


К задаче 2.30

Задача 2.31. Определить максимально возможную секундную утечку жидкости через зазор между насосным плунжером и цилиндром, если диаметр плунжера $d = 20$ мм; радиальный зазор при соосном расположении плунжера и цилиндра $a = 0,01$ мм; свойства жидкости: $\nu = 0,01$ Ст; $\rho = 800$ кг/м³.



К задаче 2.31



К задаче 2.32

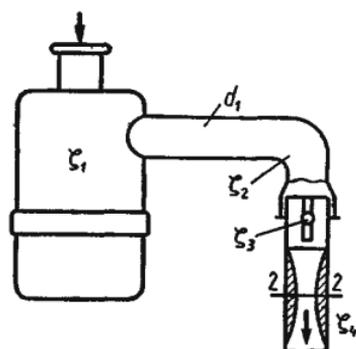
Давление, создаваемое насосом, $p = 25$ МПа; длина зазора $l = 30$ мм.

У к а з а н и е. Использовать формулу (2.13), а также комментарий к ней.

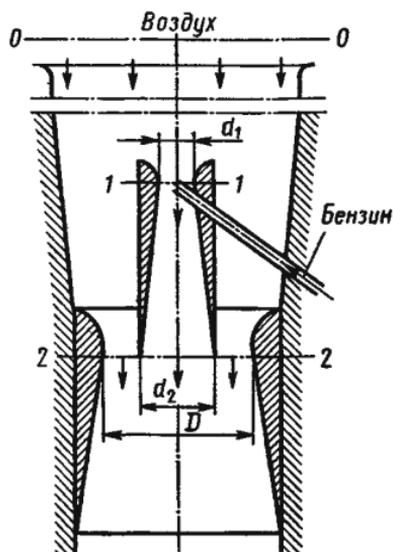
Задача 2.32. Определить напор, создаваемый насосом системы охлаждения автомобильного двигателя, при следующих данных: подача насоса $Q = 3,9$ л/с; коэффициенты сопротивления: блока цилиндров $\zeta_1 = 3,5$; термостата $\zeta_2 = 2,5$; радиатора $\zeta_3 = 4,0$; трубы (шланга) от радиатора до насоса $\zeta_4 = 2,0$. Все коэффициенты отнесены к скорости в трубе диаметром $d = 40$ мм. Чему равно абсолютное давление перед входом в насос, если в верхней части радиатора возник вакуум $p_{\text{вак}} = 1$ кПа; высота $H = 0,4$ м; атмосферное давление соответствует $h_a = 750$ мм рт. ст., $\rho_{\text{ж}} = 1000$ кг/м³?

Задача 2.33. Воздух засасывается двигателем из атмосферы, проходит через воздухоочиститель и затем по трубе диаметром $d_1 = 50$ мм подается к карбюратору. Плотность воздуха $\rho = 1,28$ кг/м³. Определить разрежение в горловине диффузора диаметром $d_2 = 25$ мм (сечение 2—2) при расходе воздуха $Q = 0,05$ м³/с. Принять следующие коэффициенты сопротивления: воздухоочистителя $\zeta_1 = 5$; колена $\zeta_2 = 1$; воздушной заслонки $\zeta_3 = 0,5$ (отнесены к скорости в трубе); сопла $\zeta_4 = 0,05$ (отнесен к скорости в горловине диффузора).

Задача 2.34. На рисунке показана схема двойного диффузора карбюратора, который обеспечивает больший вакуум, чем одинарный. Выходное сечение малого и узкое сечение большого диффузоров совпадают; в узком сечении малого диффузора расположен обрез распылителя бензина (наклонная трубка). Определить величину разрежения в сечении 1—1 при расходе воздуха $G = 2$ Н/с и следующих размерах:



К задаче 2.33



К задаче 2.34

$D=40$ мм; $d_1=12$ мм; $d_2=20$ мм. Принять следующие значения коэффициентов сопротивления участков воздушного потока: от $0-0$ при $p_0=p_a$ и $v=0$ до $1-1$ $\zeta_1=0,1$; от $1-1$ до $2-2$ (внутри малого диффузора) $\zeta_2=0,2$ (отнесены к площади $\pi d_1^2/4$); от $0-0$ до $2-2$ (горловины большого диффузора) $\zeta_3=0,12$ (отнесено к площади $\pi(D^2-d_2^2)/4$). Воздух считать несжимаемым, плотность $\rho_{\text{воз}}=1,25$ кг/м³. Давление в горловине большого диффузора ($2-2$) считать равным давлению на выходе из малого диффузора.

У к а з а н и е. Следует записать уравнение суммы расходов через диффузоры G_1 и G_2 и уравнения Бернулли для воздушных потоков от $0-0$ до $2-2$ внутри малого диффузора и вне его. Система трех уравнений с тремя неизвестными G_1 , G_2 и p_a-p_2 позволяет найти расход через малый диффузор G_1 . Затем из уравнения Бернулли для сечений $1-1$ и $2-2$ (внутри малого диффузора) определяется искомое разрежение (вакуум) p_a-p_1 . Расходом бензина пренебречь.

ОТВЕТЫ К ГЛАВЕ 2

- 2.1. $v_2=19,8$ м/с; $v_1=4,96$ м/с. 2.2. $v=5$ м/с; $Q=9,8$ л/с.
 2.4. $v=59,5$ м/с; $Q=2,35$ м³/с. 2.5. $v=5$ м/с; $Q=9,8$ л/с. 2.6. $Q=14,6$ л/с.
 2.7. $p=0,012$ МПа; $H_{\text{кр}}=3,4$ м. 2.8. $\zeta_{\text{кр}}=27,1$.
 2.9. $Q_2/Q_1=2,9$. 2.10. $Q_{\text{max}}=4,83$ л/с. 2.11. $H_1=4,83$ м. 2.12. $v=2,53$ м/с; $Q=4,95$ л/с. 2.13. $v=16,6$ м/с; $Q=11,7$ л/с. 2.14. $n=2$.
 2.15. $\zeta_c=9,8$; $\zeta_p=3,2$; $h_c=4,5$ м; $h_p=1,47$ м. 2.16. $\zeta=0,37$.
 2.17. $Q=2,24$ л/с. 2.18. $Q=1,47$ л/с. 2.19. $Q=9,2$ л/с. 2.20. $n_d=1,33$; $n_\tau=2,85$.
 2.21. $p_m=51$ кПа. 2.22. $Q=2,75$ л/с; $p=5,3$ кПа.

2.23. $\Delta p_{\text{тр}} = 12$ кПа. 2.24. $Q' = 194$ см³/с. 2.26. $p_{0 \text{ min}} = 0,01$ МПа.
 2.27. $D = 12$ мм. 2.28. $\Delta p_{\phi} = 0,05$ МПа. 2.29. $v = 17,5$ Ст. 2.30. $\zeta_{\text{ж}} = 1490$.
 2.31. С учетом максимального эксцентриситета $Q = 13,3$ см³/с. 2.32. $H_n = 5,9$ м; $p_{\text{абс}} = 0,07$ МПа. 2.33. $p_{\text{вак}} = 9,7$ кПа.
 2.34. $p_{\text{вак}} = 21,8$ кПа.

ГЛАВА 3. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ, НАСАДКИ, ДРОССЕЛИ И КЛАПАНЫ

В процессе истечения жидкости происходит преобразование потенциальной энергии жидкости в кинетическую.

Из уравнения Бернулли легко выводится выражение для скорости истечения:

$$v = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (3.1)$$

где H — расчетный напор, который в общем случае равен сумме геометрического и пьезометрического напоров, т. е.

$$H = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho g}, \quad (3.2)$$

φ — коэффициент скорости, определяемый как

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}}. \quad (3.3)$$

Здесь α — коэффициент Кориолиса; ζ — коэффициент местного сопротивления.

Расход жидкости при истечении через отверстия, насадки, дроссели и клапаны определяется произведением скорости истечения на площадь сечения струи. Однако последняя часть бывает меньше площади отверстия вследствие сжатия струн. Поэтому вводится коэффициент сжатия

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S_0}, \quad (3.4)$$

где S_c и S_0 — площади сечения струи и отверстия.

Отсюда расход равен

$$Q = S_c v = \varepsilon S_0 \varphi \sqrt{2gH} = \mu S_0 \sqrt{2gH}. \quad (3.5)$$

Вместо расчетного напора H часто используется расчетный перепад давления $\Delta p = H\rho g$ и вместо (3.5) пишут:

$$Q = \mu S_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}. \quad (3.6)$$

Истечение жидкости может происходить либо в газовую среду, например в атмосферный воздух, либо в среду той же жидкости. В последнем случае вся кинетическая энергия струи теряется на вихреобразования.

Отверстием в тонкой стенке называется отверстие, диаметр которого больше толщины стенки δ . В этом случае коэффициент расхода μ и другие коэффициенты однозначно определяются числом Рейнольдса, а в приближенных расчетах обычно принимают: $\varepsilon=0,64$; $\varphi=0,97$; $\alpha=1$; $\zeta=0,065$; $\mu=0,62$.

При внешнем цилиндрическом насадке, который представляет собой короткую трубу, приставленную к отверстию снаружи, или при отверстии, диаметр которого d_0 в 2...6 раз меньше толщины стенки δ , возможны два режима истечения: безотрывный и отрывный. Коэффициенты при 1-м режиме в приближенных расчетах обычно принимают $\mu=\varphi=0,82$; $\zeta=0,5$; $\varepsilon=1$.

При 2-м режиме коэффициенты ничем не отличаются от истечения через отверстие в тонкой стенке.

Внутренний цилиндрический насадок — это короткая трубка, приставленная к отверстию изнутри. Возможны два режима истечения аналогично предыдущему, но с другими значениями коэффициентов:

при 1-м режиме $\mu=0,71$; $\zeta=1,0$.

при 2-м режиме $\mu \approx \varepsilon=0,5$.

Сопло, или коноидальный насадок, обеспечивает плавное, безотрывное сужение потока внутри насадка и параллельно-струйное течение на выходе. Для сопла в расчетах можно принимать: $\mu=\varphi=0,97$; $\zeta=0,06$.

Диффузорный насадок с закругленным входом, применяемый в особых случаях, имеет коэффициент расхода, изменяющийся в широких пределах в зависимости от угла конусности и степени расширения диффузора. Приблизительно коэффициент сопротивления ζ такого насадка может быть определен как сумма коэффициентов сопротивления сопла и диффузора, а коэффициент расхода μ можно определить по ζ , положив $\varepsilon=1$.

УКАЗАНИЯ К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

Задачи данного раздела можно решать без записи уравнения Бернулли. Так, если дана задача на истечение через отверстие, насадок или дроссель (жиклер) и задан коэффициент расхода μ , то следует применить основное выражение (3.5). При этом следует помнить, что расчетный напор в об-

шем случае складывается из разностей геометрических и пьезометрических высот (3.2).

Следует знать, что коэффициент расхода μ однозначно определяется коэффициентами сжатия струи ε и скорости φ (или сопротивления ζ).

Указанное выше основное выражение для расхода справедливо при истечении через отверстия, насадки и дроссели.

Последние могут иметь форму отверстия или насадка, но всегда истечение через них происходит в среду, заполненную той же самой жидкостью (истечение под уровень). При этом кинетическая энергия, теряемая на вихрообразования, учитывается коэффициентом расхода.

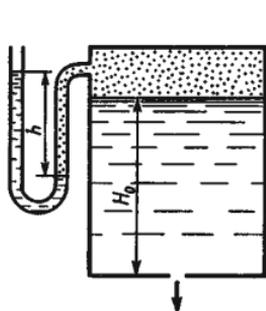
Если истечение жидкости происходит при переменном напоре (опорожнение резервуаров), то в каждый данный момент движение жидкости можно рассматривать как установившееся.

ЗАДАЧИ

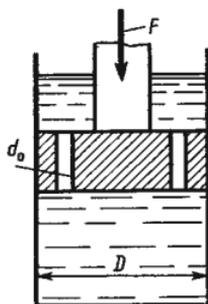
Задача 3.1. Определить расход жидкости ($\rho=800 \text{ кг/м}^3$), вытекающей из бака через отверстие площадью $S_o=1 \text{ см}^2$. Показание ртутного прибора, измеряющего давление воздуха, $h=268 \text{ мм}$, высота $H=2 \text{ м}$, коэффициент расхода отверстия $\mu=0,60$.

Задача 3.2. Определить скорость перемещения поршня вниз, если к его штоку приложена сила $F=10 \text{ кН}$. Поршень диаметром $D=50 \text{ мм}$ имеет пять отверстий диаметром $d_o=2 \text{ мм}$ каждое. Отверстия рассматривать как внешние цилиндрические насадки с коэффициентом расхода $\mu=0,82$; $\rho=900 \text{ кг/м}^3$.

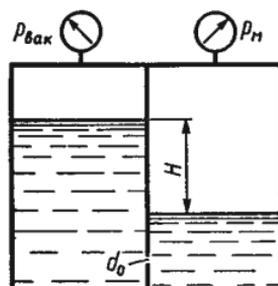
Задача 3.3. Определить направление истечения жидкости ($\rho=\rho_{\text{вод}}$) через отверстие $d_o=5 \text{ мм}$ и расход, если разность уровней $H=2 \text{ м}$, показание вакуумметра $p_{\text{вак}}$ соответствует



К задаче 3.1



К задаче 3.2

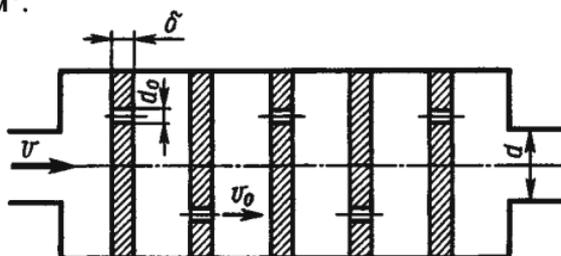


К задаче 3.3

147 мм рт. ст., показание манометра $p_m = 0,25$ МПа, коэффициент расхода $\mu = 0,62$.

Задача 3.4. Определить коэффициент сопротивления многоступенчатого дросселя, отнесенный к скорости в трубке диаметром $d = 10$ мм, если дроссель состоит из пяти ступеней.

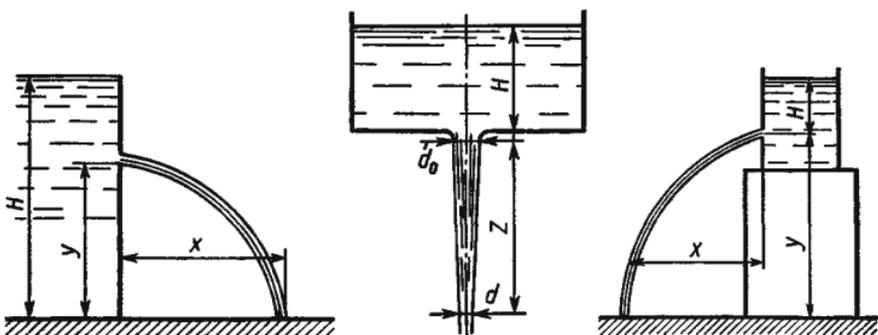
Каждая ступень представляет собой отверстие диаметром $d_o = 2$ мм в стенке толщиной $\delta = 1,0$ мм. Принять коэффициент расхода такого отверстия равным $\mu = 0,62$ и считать, что взаимное влияние ступеней дросселя отсутствует (скорость в промежутках между стенками гасится до нуля), а полная потеря напора распределяется между ступенями поровну. Определить полную потерю давления в дросселе при скорости течения в трубке $v = 1$ м/с, если плотность жидкости $\rho = 850$ кг/м³.



К задаче 3.4

Задача 3.5. Из резервуара, установленного на полу и заполненного жидкостью до высоты H , происходит истечение жидкости через отверстие в стенке. На какой высоте y должно быть отверстие, чтобы расстояние x до места падения струи на пол было максимальным? Определить это расстояние. Жидкость считать идеальной.

Задача 3.6. Жидкость вытекает через сопло диаметром d_o , устроенное в горизонтальном дне сосуда. Найти связь между диаметром струи d и высотой z , если напор равен H . Сопротивления пренебречь.



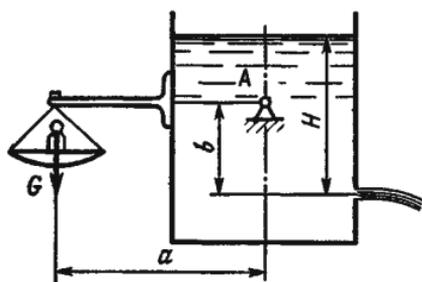
К задаче 3.5

К задаче 3.6

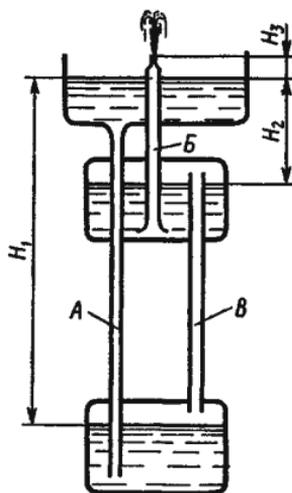
К задаче 3.8

Задача 3.7. При исследовании истечения через круглое отверстие диаметром $d_o=10$ мм получено: диаметр струи $d_c=8$ мм; напор $H=2$ м; время наполнения объема $V=10$ л; $t=32,8$ с. Определить коэффициенты сжатия ϵ , скорости ϕ , расхода μ и сопротивления ζ . Распределение скоростей по сечению струи принять равномерным.

Задача 3.8. При истечении жидкости через отверстие диаметром $d_o=10$ мм измерены: расстояние $x=5,5$ м (см. рис.), высота $y=4$ м, напор $H=2$ м и расход жидкости $Q=0,305$ л/с. Подсчитать коэффициенты сжатия ϵ , скорости ϕ , расхода μ и сопротивления ζ . Распределение скоростей по сечению струи считать равномерным. Сопротивлением воздуха пренебречь.



К задаче 3.9



К задаче 3.10

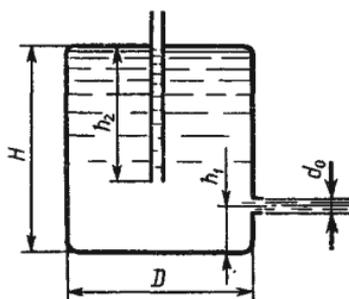
Задача 3.9. На рисунке показана схема устройства для исследования истечения через отверстия и насадки. Резервуар с жидкостью укреплен на двух опорах A и имеет возможность покачиваться в плоскости чертежа. При истечении из отверстия или насадка сила реакции струи выводит резервуар из положения равновесия, однако груз весом G возвращает его в это положение. Подсчитать коэффициенты сжатия струи ϵ , скорости ϕ , расхода μ и сопротивления ζ при истечении воды, если известны размеры $a=1$ м, $b=1$ м, диаметр отверстия $d_o=10$ мм. При опыте измерены: напор $H=2$ м, расход $Q=0,305$ л/с и вес груза $G=1,895$ Н. Распределение скоростей в сечении струи принять равномерным.

Задача 3.10. На рисунке изображена схема устройства, известного под названием «Геронов фонтан». Трубы A и B заполнены водой, а труба B — воздухом. Объяс-

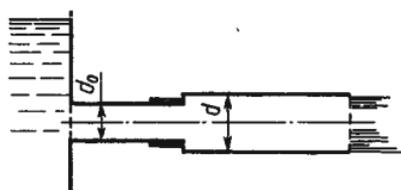
нить принцип действия и определить скорость истечения воды из насадка (сопла) этого фонтана, если размеры $H_1=24$ м, $H_2=4$ м, $H_3=0,4$ м. Потерями напора в системе и весом воздуха в трубе B пренебречь.

Задача 3.11. «Сосуд Мариотта» представляет собой плотно закрытый сосуд, в крышке которого укреплена трубка, сообщающая сосуд с атмосферой. Трубка может быть укреплена на различной высоте. В стенке сосуда имеется отверстие диаметром $d_0=10$ мм, через которое происходит истечение в атмосферу. Какое давление установится в сосуде на уровне нижнего обреза трубки при истечении? Определить скорость истечения и время опорожнения «сосуда Мариотта» от верха до нижнего обреза трубки. Объемом жидкости в трубке и сопротивлением при истечении пренебречь ($\epsilon=1$).

Форма сосуда цилиндрическая, $D=100$ мм; $H=2$ м, $h_1=0,2$ м, $h_2=1$ м.



К задаче 3.11



К задаче 3.12

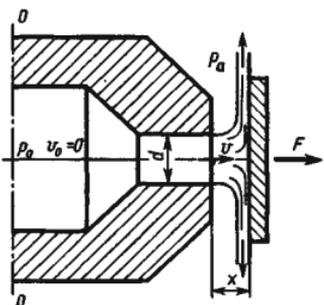
Задача 3.12. Как изменится расход воды Q (%) через внешний цилиндрический насадок ($\mu=0,82$) диаметром $d_0=20$ мм, если к нему привинтить цилиндрическую трубку диаметром $d=30$ мм и получить истечение с заполнением выходного сечения трубки? Потерей на трение по длине пренебречь. Подсчитать максимальный расход, при котором возможно такое истечение. Принять коэффициент сжатия струи внутри насадка $\epsilon=0,64$; $h_A=750$ мм рт. ст.; $h_{нп}=40$ мм рт. ст.

Задача 3.13. Для сопла-заслонки, изображенной на схеме, определить силу, с которой жидкость воздействует на заслонку в следующих случаях: 1) когда заслонка плотно прижата к торцу сопла ($x=0$) и истечения жидкости не происходит и 2) когда расстояние x достаточно велико и истечение происходит так, как показано на схеме. Давление в широкой части сопла (сечение $0-0$) $p_0=3$ МПа, скорость

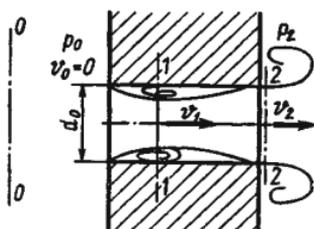
$v_0=0$ в обоих случаях. Диаметр выходного канала сопла $d=2$ мм; а коэффициент расхода $\mu=\varphi=0,85$.

Чему было бы равно отношение сил F_2/F_1 в двух случаях при отсутствии потерь напора в сопле?

У к а з а н и е. Во 2-м случае следует записать уравнение количества движения в направлении струи.



К задаче 3.13



К задаче 3.14

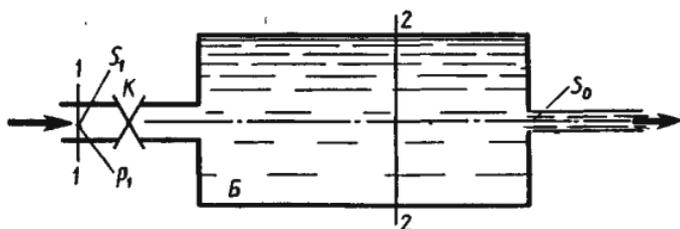
Задача 3.14. Через жиклер, представляющий собой отверстие диаметром $d_0=2$ мм в стенке толщиной $\delta=5$ мм, происходит истечение жидкости в полость, заполненную той же жидкостью при избыточном давлении $p_2=1$ МПа. Определить давление по другую сторону стенки p_0 , при котором внутри жиклера возникает кавитация. Давление насыщенных паров жидкости соответствует $h_{н.п.}=60$ мм рт. ст., $\rho=850$ кг/м³. Коэффициент сжатия струи внутри жиклера принять равным $\epsilon=0,64$; коэффициент расхода, равный коэффициенту скорости, $\mu=\varphi=0,82$.

Какой будет расход Q при начале кавитации?

У к а з а н и е. Следует записать уравнение Бернулли для сечений 1—1 и 2—2, при этом учесть потерю напора на внезапное расширение по теореме Борда и использовать уравнение расхода.

Задача 3.15. Вода под избыточным давлением $p_1=0,3$ МПа подается по трубе с площадью поперечного сечения $S_1=5$ см² к баллону B , заполненному водой. На трубе перед баллоном установлен кран K с коэффициентом местного сопротивления $\zeta=5$. Из баллона B вода вытекает в атмосферу через отверстие площадью $S_0=1$ см²; коэффициент расхода отверстия равен $\mu=0,63$. Определить расход воды Q .

У к а з а н и е. Записать уравнение Бернулли для сечений 1—1 и 2—2 и основную формулу для расхода при истечении.

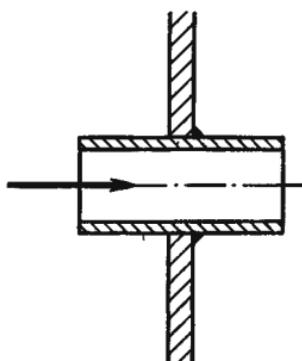


К задаче 3.15

Задача 3.16. Дан диффузорный насадок с плавно закругленным входом в виде сопла ($\zeta_c = 0,06$) и диффузора с оптимальным углом конусности ($\alpha = 5^\circ 30'$) и с соотношением диаметров $D_2/D_1 = 3$, для которого можно принять коэффициент сопротивления $\zeta = 0,125$. Коэффициенты сопротивления отнесены к узкому сечению. Определить для данного насадка коэффициент расхода μ , отнесенный к площади выходного отверстия (D_2), и коэффициент расхода μ' , отнесенный к площади узкого сечения (D_1).



К задаче 3.16



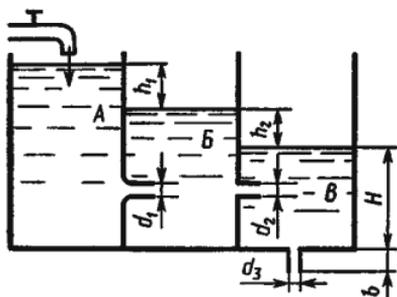
К задаче 3.17

Задача 3.17. Для выпуска воды из бака в его стенке устроено отверстие и введена труба, как показано на рисунке. Однако пропускная способность полученного насадка (внутреннего цилиндрического) оказалась недостаточной. Во сколько раз можно увеличить пропускную способность указанной трубы, не меняя ее диаметра и напора, если приставить к ней сопло (внутри бака) и диффузор снаружи? Трением внутри трубки пренебречь. Значения коэффициентов сопротивления сопла и диффузора, а также степень расширения диффузора взять из предыдущей задачи. Режим истечения в обоих случаях считать безотрывным и бескавитационным.

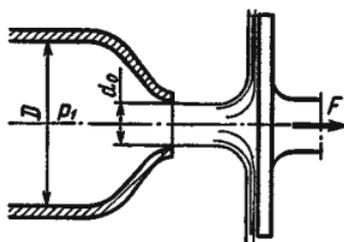
Задача 3.18. Вода по трубе T подается в резервуар A , откуда через сопло диаметром $d_1 = 8$ мм перетекает в ре-

резервуар *Б*: Далее через внешний цилиндрический насадок $d_2=10$ мм вода попадает в резервуар *В* и, наконец, вытекает в атмосферу через внешний цилиндрический насадок $d_3=6$ мм. При этом $H=1,1$ м; $b=25$ мм. Определить расход воды через систему и перепады уровней h_1 и h_2 . Коэффициенты истечения принять: $\mu_1=0,97$, $\mu_2=\mu_3=0,82$.

Задача 3.19. При испытании модели гидротурбинного сопла диаметром $d_0=65$ мм были произведены следующие измерения: давление воды в широкой части сопла (диаметром $D=160$ мм) $p_1=0,9$ МПа; расход $Q=96$ л/с; диаметр струи



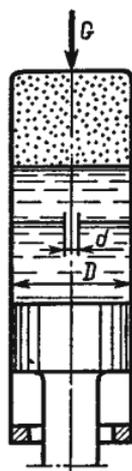
К задаче 3.18



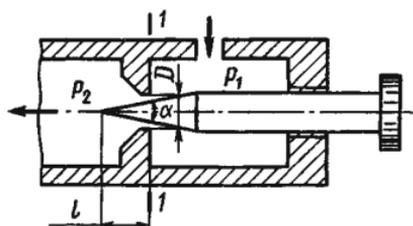
К задаче 3.19

$d_c=55$ мм. При помощи динамометра измерена сила воздействия струи на преграду $F=3,88$ кН (диск установлен нормально к струе). Определить коэффициенты расхода μ и сопротивления ζ двумя различными способами.

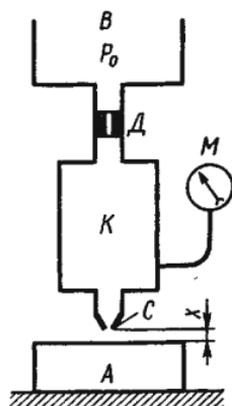
Задача 3.20. На рисунке показана упрощенная схема самолетного гидropневмоамортизатора. Процесс амортизации при посадке самолета происходит за счет проталкивания рабочей жидкости через отверстие $d=8$ мм и за счет сжатия воздуха. Диаметр поршня $D=100$ мм. Определить скорость движения цилиндра относительно поршня в начальный момент амортизации, если первоначальное давление воздуха в верхней части амортизатора $p_1=0,2$ МПа, расчетное усилие вдоль штока $G=50$ кН, коэффициент расхода отверстия $\mu=0,75$, плотность рабочей жидкости $\rho=900$ кг/м³.



Задача 3.21. На рисунке изображена схема регулируемого игольчатого дросселя. Определить, на какое расстояние l необходимо вдвинуть иглу в дросселирующее отверстие для обеспечения перепада давления $\Delta p=p_1-p_2=3$ МПа, если угол иглы $\alpha=30^\circ$, диаметр дросселирующего отверстия $D=6$ мм, К задаче 3.20



К задаче 3.21



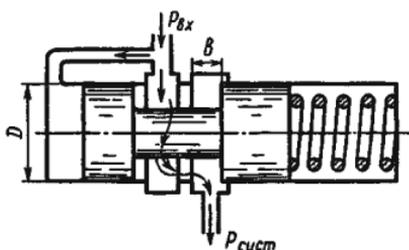
К задаче 3.22

его коэффициент расхода $\mu = 0,8$, расход жидкости $Q = 1,2$ л/с, плотность рабочей жидкости $\rho = 900$ кг/м³.

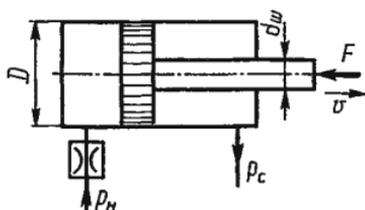
У к а з а н и е. Площадь дросселирующего кольца определить по приближенной формуле $S = S_0 - S_n$, где S_0 — площадь отверстия, S_n — площадь иглы в сечении 1—1.

Задача 3.22. Воздух под избыточным давлением p_0 подается к пневмодатчику детали A . Проходя через пневмодроссель D с проходным сечением (диаметром $d = 1$ мм), затем через зазор, образуемый срезом сопла C и поверхностью детали A , воздух поступает в атмосферу. Определить, при каком зазоре x показание манометра M будет равно $0,5p_0$, если диаметр среза сопла $d_2 = 1,5$ мм. Коэффициенты расхода через дроссель D и зазор одинаковы. Считать воздух несжимаемым, его скорость в камерах B и K равна нулю.

Задача 3.23. Определить ширину проходного отверстия b и жесткость пружины c переливного клапана, который начинает перекрывать проходное отверстие при падении давления на входе $p_{вх}$ до 10 МПа и полностью перекрывает его при $p_{вх} = 9$ МПа. Перепад давления на агрегате $\Delta p = p_{вх} - p_{сисг}$ при полностью открытом золотнике и расходе $Q =$



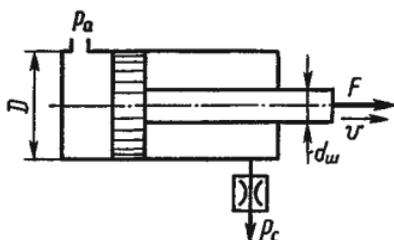
К задаче 3.23



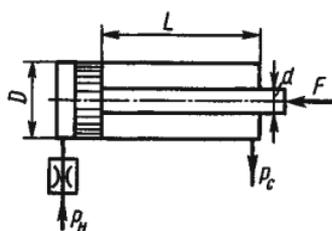
К задаче 3.24

$= 1,5$ л/с должен быть $0,3$ МПа. Проходное отверстие выполнено в виде кольцевой щели, диаметр золотника $D = 12$ мм, коэффициент расхода окна золотника $\mu = 0,62$; $\rho = 850$ кг/м³.

Задача 3.24. Определить значение силы F , преодолеваемой штоком гидроцилиндра при движении его против нагрузки со скоростью $v = 20$ мм/с. Давление на входе в дроссель $p_n = 20$ МПа; давление на сливе $p_c = 0,3$ МПа; коэффициент расхода дросселя $\mu = 0,62$; диаметр отверстия дросселя $d = 1,2$ мм; $D = 70$ мм; $d_{ш} = 30$ мм; $\rho = 900$ кг/м³.



К задаче 3.25



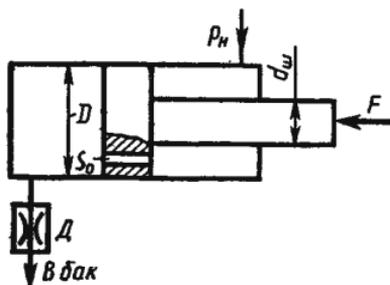
К задаче 3.26

Задача 3.25. Определить диаметр отверстия дросселя, установленного на сливе из гидроцилиндра, при условии движения штока цилиндра под действием внешней нагрузки $F = 60$ кН со скоростью $v = 200$ мм/с. Диаметры: штока $d_{ш} = 40$ мм, цилиндра $D = 80$ мм, коэффициент расхода дросселя $\mu = 0,65$, плотность жидкости $\rho = 850$ кг/м³, давление на сливе $p_c = 0,3$ МПа.

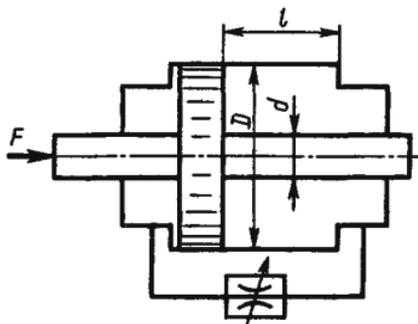
Задача 3.26. Определить время полного хода поршня гидроцилиндра при движении против нагрузки, если давление на входе в дроссель $p_n = 16$ МПа, давление на сливе $p_c = 0,3$ МПа. Нагрузка вдоль штока $F = 35$ кН, коэффициент расхода дросселя $\mu = 0,62$, диаметр отверстия в дросселе $d_{др} = 1$ мм, плотность масла $\rho = 900$ кг/м³, диаметры: цилиндра $D = 60$ мм, штока $d = 30$ мм; ход штока $L = 200$ мм.

Задача 3.27. Жидкость с плотностью $\rho = 850$ кг/м³ подается от насоса в гидроцилиндр, а затем через отверстие в поршне площадью $S_o = 5$ мм² и гидродроссель D в бак ($p_6 = 0$).

1) Определить, при какой площади проходного сечения дросселя D поршень будет находиться в неподвижном равновесии под действием силы $F = 3000$ Н, если диаметр поршня $D = 100$ мм, диаметр штока $d_{ш} = 80$ мм, коэффициент расхода отверстия в поршне $\mu_o = 0,8$, коэффициент расхода дроссе-



К задаче 3.27



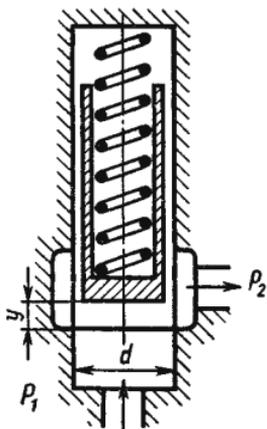
К задаче 3.28

ля $\mu_{др} = 0,65$, давление насоса $p_n = 1$ МПа. 2) Определить площадь проходного сечения дросселя D , при которой поршень будет перемещаться со скоростью $v_n = 1$ см/с вправо.

Задача 3.28. Правая и левая полости цилиндра гидротормоза, имеющего диаметр поршня $D = 140$ мм и диаметр штока $d_{ш} = 60$ мм, сообщаются между собой через дроссель с площадью проходного сечения $S_{др} = 20$ мм² и коэффициентом расхода $\mu = 0,65$. Определить время, за которое поршень переместится на величину хода $l = 350$ мм под действием силы $F = 15$ кН, плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³.

Задача 3.29. Изображенный на рисунке переливной клапан плунжерного типа предназначен для того, чтобы поддерживать заданное давление жидкости на входе p_1 путем непрерывного ее слива. Однако точность поддержания давления зависит от размера клапана и характеристики пружины. Найти связь между расходом через клапан Q и давлением p_1 , если известны следующие величины: диаметр клапана d ;

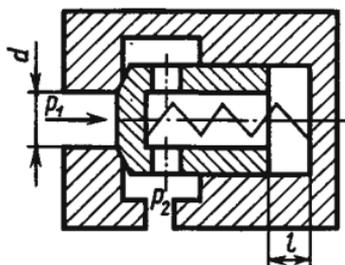
постоянное давление на выходе из клапана p_2 ; сила пружины $F_{пр}$ при $y = 0$; жесткость пружины c ; коэффициент расхода щелевого отверстия μ , не зависящий от высоты подъема y . Можно считать, что давление p_1 равномерно распределено по площади клапана $\pi d^2/4$. Задачу решить в общем виде.



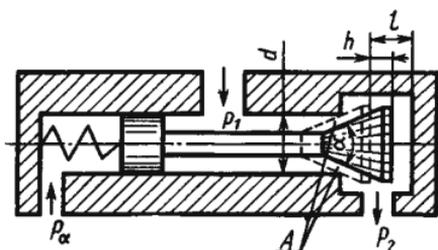
К задаче 3.29

Указание. Следует записать выражение для расхода через коэффициент μ , площадь щели и перепад давления, а также уравнение равновесия клапана.

Задача 3.30. Обратный клапан диаметром $d=20$ мм служит для пропуска жидкости ($\rho=900$ кг/м³) только в одном направлении. Определить перепад давления $\Delta p=p_1-p_2$ на клапане, если $p_1=1,6$ МПа. Жесткость пружины $c=13$ Н/мм, ее предварительное поджатие $y_0=8$ мм, максимальный ход клапана $l=3$ мм, коэффициент расхода $\mu=0,8$, объемный расход $Q=1$ л/с.



К задаче 3.30

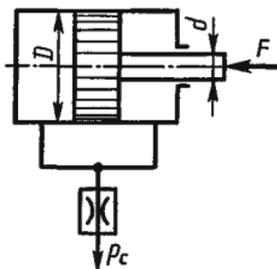


К задаче 3.31

Задача 3.31. Редукционный клапан предназначен для обеспечения постоянного давления на выходе из него $p_2=11$ МПа. Определить требуемые жесткость пружины и ее предварительное поджатие (при полностью открытом клапане), обеспечивающие изменение давления за клапаном $\Delta p_2=\pm 4\%$ p_2 , если его диаметр $d=12$ мм, максимальный ход $t=3$ мм, угол конуса $\alpha=60^\circ$, коэффициент расхода дросселирующей щели A $\mu=0,8$, плотность рабочей жидкости $\rho=900$ кг/м³. Каков максимальный расход жидкости через клапан, если максимальное давление перед ним $p_1=12$ МПа?

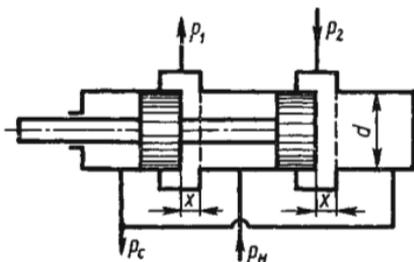
Указание. Площадь проходного сечения конусной щели A определить по упрощенной формуле $S_{щ}=\pi dh \sin(\alpha/2)$, где h — ход клапана.

Задача 3.32. Считая жидкость несжимаемой, определить скорость движения поршня под действием силы $F=10$ кН на штоке, диаметр поршня $D=80$ мм, диаметр штока $d=30$ мм, проходное сечение дросселя $S_{др}=2$ мм², его коэффициент расхода $\mu=0,75$, избыточное давление слива $p_c=0$, плотность рабочей жидкости $\rho=900$ кг/м³.

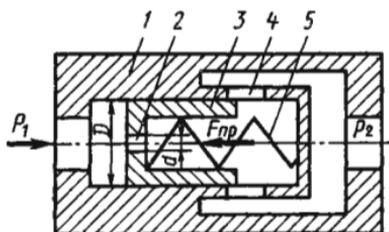


К задаче 3.32

Задача 3.33. Определить перепад давления $\Delta p=p_1-p_2$ в системе гидропривода за дросселирующим распределителем при перемещении его золотника на $x=2$ мм, если подача насоса равна расходу на сливе: $Q_n=Q_c=1$ л/с;



К задаче 3.33



К задаче 3.34

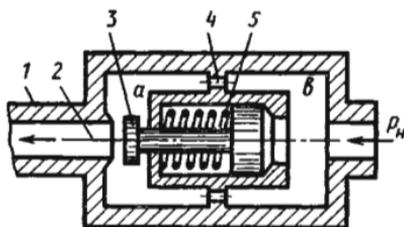
давление насоса $p_n = 5$ МПа; давление слива $p_c = 0,2$ МПа; коэффициенты расхода дросселирующих щелей $\mu = 0,75$; диаметр золотника распределителя $d = 12$ мм, плотность рабочей жидкости $\rho = 900$ кг/м³.

Задача 3.34. На рисунке представлена конструктивная схема регулятора расхода (клапан, обеспечивающий постоянство расхода). Он состоит из корпуса 1 с дросселирующими отверстиями 4, подвижного плунжера 3 с дросселирующим отверстием 2 и пружины 5. Определить, при каком значении силы пружины $F_{пр}$ регулятор будет обеспечивать расход $Q = 5$ л/мин, если диаметры $D = 20$ мм, $d = 3$ мм; коэффициенты расхода дросселирующих отверстий $\mu = 0,8$; плотность рабочей жидкости $\rho = 900$ кг/м³. Считать, что в пределах рабочего хода плунжера сила пружины остается постоянной.

Задача 3.35. На рисунке показан гидроаппарат, назначение которого заключается в том, что в случае разрушения трубопровода 1 клапан 3 перекрывает отверстие 2 и тем самым препятствует выбросу рабочей жидкости из гидросистемы. При нормальной работе перепад давления в полостях a и b , обусловленный сопротивлением отверстий 4, недостаточен для сжатия пружины 5 и клапан 2 под действием силы предварительного поджатия пружины $F_0 = 200$ Н находится в крайнем правом положении. Определить минимальное значение расхода Q , при котором клапан 3 начнет перемещаться влево, если известно:

$D = 20$ мм; суммарная площадь отверстий 4 $S_0 = 0,5$ см²; коэффициент расхода отверстий $\mu = 0,62$; плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³.

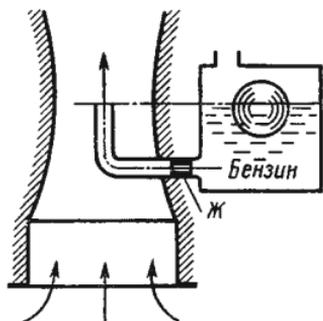
Выразить в общем виде силу, с которой клапан 3 будет прижиматься к седлу в



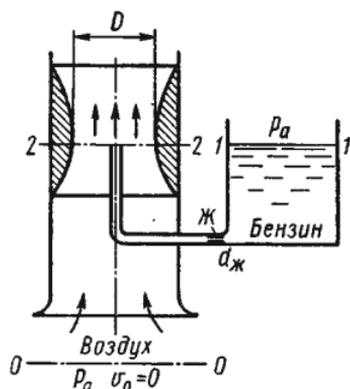
К задаче 3.35

случае разрушения трубопровода 1, приняв: максимальный ход клапана x ; жесткость пружины s ; диаметр отверстия $2d$; давление на входе в гидроаппарат p_n .

Задача 3.36. Определить расход бензина через жиклер Ж карбюратора диаметром $d=1,2$ мм, если коэффициент расхода жиклера $\mu=0,8$. Сопротивлением бензотрубки пренебречь. Давление в поплавковой камере атмосферное. Дано разрежение (вакуум) в горловине диффузора $p_{\text{вак}} = 18$ кПа, $\rho_6=750$ кг/м³.



К задаче 3.36

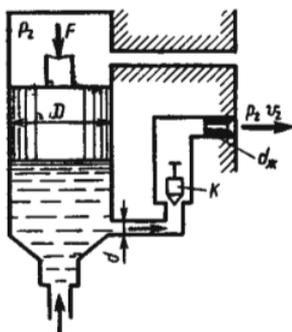


К задаче 3.37

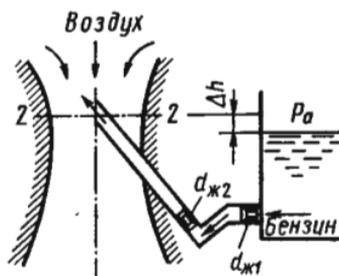
Задача 3.37. На рисунке показан простейший карбюратор двигателя внутреннего сгорания. Поток воздуха, засасываемого в двигатель, сужается в том месте, где установлен распылитель бензина (обрез трубки). Скорость воздуха в этом сечении возрастает, а давление падает. Благодаря этому бензин подсасывается из поплавковой камеры и вытекает через распылитель, смешиваясь с потоком воздуха. Найти соотношение между массовыми расходами воздуха и бензина $Q_{\text{воз}}/Q_6$, если известны: размеры $D=30$ мм; $d_{\text{ж}}=1,8$ мм; коэффициент сопротивления воздушного канала до сечения 2—2 $\zeta_{\text{в}}=0,05$; коэффициент расхода жиклера $\mu=0,8$. Сопротивлением бензотрубки пренебречь. Плотности: воздуха $\rho_{\text{воз}}=1,25$ кг/м³; бензина $\rho_6=750$ кг/м³.

Указание. Следует записать уравнение Бернулли для воздушного потока (сечение 0—0 и 2—2) и уравнение истечения для бензина. При этом учесть, что давления бензина и воздуха в сечении 2—2 одинаковы.

Задача 3.38. К поршню ускорительного насоса карбюратора диаметром $D=16$ мм приложена сила $F=5$ Н. Вследствие этого бензин движется по каналу диаметром $d=2$ мм через клапан К, а затем через жиклер диаметром $d_{\text{ж}}=0,8$ мм



К задаче 3.38

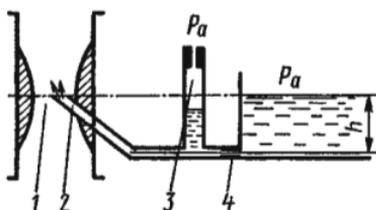


К задаче 3.39

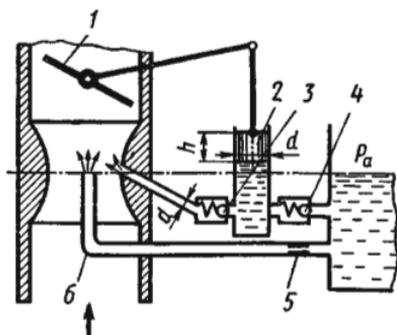
вытекает в воздушный поток. Определить расход бензина, приняв следующие коэффициенты: сопротивления клапана $\zeta_{\text{к}} = 10$ (отнесено к d); расхода жиклера $\mu_{\text{ж}} = 0,8$ (отнесено к $d_{\text{ж}}$). Давления воздуха над поршнем и в воздушном потоке одинаковы. Сопротивлением канала (диаметром d) пренебречь, плотность бензина $\rho = 750 \text{ кг/м}^3$.

Задача 3.39. Даны разрежение в горловине диффузора карбюратора $p_{\text{вак}} = 10 \text{ кПа}$ и диаметры жиклеров: экономического $d_{\text{ж1}} = 1 \text{ мм}$ и главного $d_{\text{ж2}} = 0,8 \text{ мм}$. Определить расход бензина через главную дозирующую систему, считая коэффициенты расхода жиклеров одинаковыми: $\mu = 0,8$; $\rho_{\text{б}} = 700 \text{ кг/м}^3$; $\Delta h = 0$.

Задача 3.40. На рисунке изображена схема автомобильного карбюратора, которая обеспечивает обеднение смеси при большом разрежении в диффузоре 1 за счет того, что в распылитель 2 кроме топлива через основной дозирующий жиклер 4 будет поступать воздух через трубку 3. Определить максимальный расход топлива Q без подсоса воздуха в распылитель, если высота жидкости в поплавковой камере $h = 20 \text{ мм}$; диаметр жиклера 4 $d_{\text{ж}} = 3 \text{ мм}$; коэффициент расхода $\mu = 0,8$.



К задаче 3.40



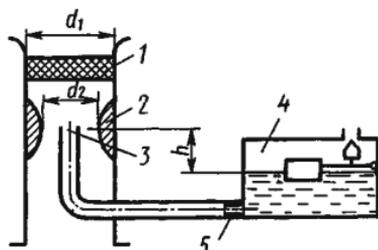
К задаче 3.41

Задача 3.41. На рисунке изображена система карбюратора двигателя внутреннего сгорания с ускорительным насосом для мгновенного обогащения топливной смеси. При резком открытии дроссельной заслонки 1 поршень 2 ускорительного насоса движется вниз. Под действием давления, возникшего под поршнем, открывается клапан 3 (клапан 4 закрыт) и топливо подается в диффузор карбюратора дополнительно, помимо основной дозирующей системы, состоящей из жиклера 5 и распылителя 6. Определить, во сколько раз увеличится подача топлива в диффузор, если в его горловине давление $p_{\text{вак}}=0,02$ МПа; расход топлива через основную дозирующую систему $Q=8$ см³/с; диаметр трубопровода ускорительного насоса $d=2$ мм; коэффициент расхода клапана $\mu_k=0,78$; проходное сечение клапана $S_k=0,4$ мм²; скорость движения поршня ускорительного насоса $v=0,1$ м/с; диаметр поршня $D=10$ мм; высота $h=20$ мм; радиальный зазор между поршнем и цилиндром $\delta=0,1$ мм; вязкость топлива $\nu=0,01$ Ст, его плотность $\rho=800$ кг/м³. Потерями напора в трубопроводах пренебречь. Учесть утечки через щелевой зазор между поршнем и цилиндром, считая их соосными.

Задача 3.42. Воздух плотностью $\rho_v=1,28$ кг/м³ всасывается двигателем через фильтр 1 с коэффициентом сопротивления $\zeta_{\text{ф}}=3$ (отнесен к d_1), затем по трубе диаметром $d_1=50$ мм попадает в диффузор 2 карбюратора, сопло которого имеет коэффициент сопротивления $\zeta_c=0,1$ (отнесен к d_2). В узком сечении диффузора диаметром $d_2=30$ мм расположено выходное отверстие распылителя 3. Благодаря разрежению, возникающему в горловине диффузора, бензин с плотностью $\rho_6=790$ кг/м³ подсасывается из поплавковой камеры 4 и через жиклер 5 с коэффициентом расхода $\mu=0,6$ и распылитель попадает в воздушный поток. Свободная поверхность бензина в поплавковой камере находится ниже выходного отверстия распылителя на высоту $h=10$ мм. Определить диаметр отверстия жиклера d для обеспечения коэффициента избытка воздуха $\alpha=1$, если

$$\alpha = \frac{Q_v}{14,8Q_6},$$

Q_v — массовый расход воздуха;
 $Q_6=15,0$ кг/ч — массовый расход бензина. Гидравлическими потерями трубки распылителя пренебречь.



К задаче 3.42

Задача 3.43. Определить время полного опорожнения цилиндрического бака, заполненного жидкостью. Площадь основания бака $S=1 \text{ м}^2$ и высота $H=1 \text{ м}$. Истечение происходит в атмосферу через отверстие в дне бака с закругленными кромками (сопло) диаметром $d_1=10 \text{ мм}$.

Задачу решить, если:

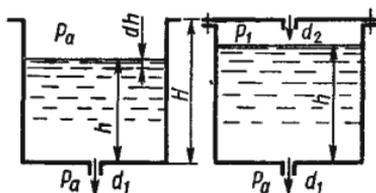
1) бак открыт и давление воздуха на поверхности жидкости атмосферное;

2) бак закрыт, но в крышке имеется отверстие диаметром $d_2=3 \text{ мм}$.

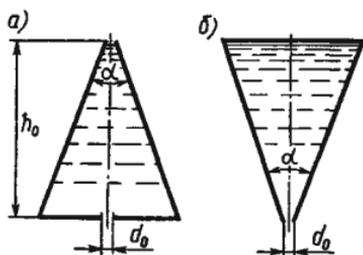
Воздух при опорожнении бака всасывается через это отверстие внутрь и над поверхностью жидкости создается разрежение.

Коэффициент расхода отверстий принять $\mu=1$.

Указание. В обоих случаях записать равенство между объемом жидкости, вытекшей за время dt , и уменьшением объема жидкости в баке (снижение уровня на dh). Во втором случае, кроме того, следует записать уравнение расхода для потока воздуха. Затем в обоих случаях следует выполнить интегрирование в пределах от $h=H$ до $h=0$. Воздух считать несжимаемым, плотность $\rho_{\text{воз}}=1,3 \text{ кг/м}^3$.



К задаче 3.43



К задаче 3.44

Задача 3.44. Сравнить времена опорожнения одинаковых конических сосудов с углом конуса L и высотой h_0 , один из которых расположен вершиной вверх (а), а другой — вершиной вниз (б). В обоих случаях истечение происходит через отверстие диаметром d_0 с коэффициентом расхода μ . Давление на свободной поверхности жидкости считать атмосферным, а течение — установившимся. Принять, что $h_0 \gg d_0$.

Задача 3.45. Определить время опорожнения бака прямоугольного сечения через внешний цилиндрический насадок, устроенный в дне:

1) при постоянном значении коэффициента расхода $\mu_0=0,81$, что соответствует числам Рейнольдса, большим предельного, т. е. $Re > Re_{\text{пр}}$, где $Re=d\sqrt{2gH}/\nu$, а $Re_{\text{пр}}=10^5$;

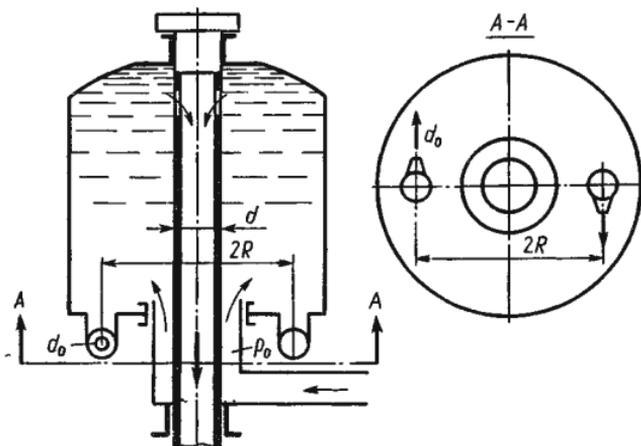
2) с учетом зависимости коэффициента расхода от числа Рейнольдса при $Re < Re_{пр}$, имеющей вид $\mu = ARe^m$, где $m = 0,1$ и $A = 0,256$. Длиной насадка пренебречь.

Размеры бака $0,5 \times 1,2$ м; диаметр отверстия насадка $d = 50$ мм; начальный напор (максимальный) $H_0 = 0,5$ м; кинематическая вязкость жидкости $\nu = 0,01$ см²/с.

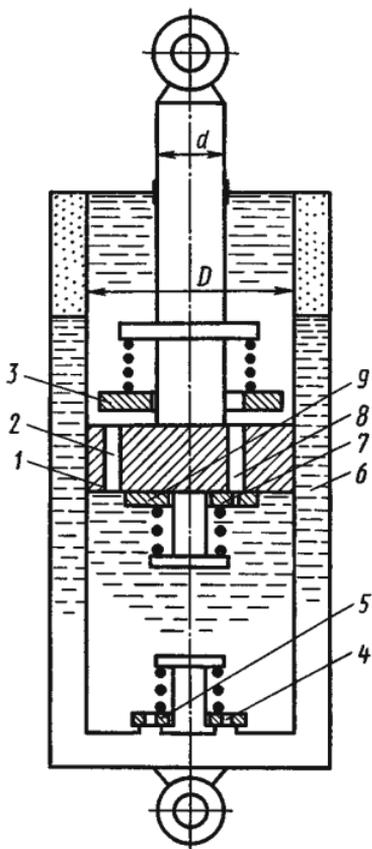
У к а з а н и е Интегрирование исходного дифференциального уравнения во втором случае провести сначала для промежутка времени от $t = 0$ ($H = H_0$) до $t = t_{пр}$ ($H = H_{пр}$) при $\mu = const$, затем для $H < H_{пр}$ при условии $\mu = var$ от $t = t_{пр}$ до $t = t_k$ ($H = 0$). (Индекс «пр» означает предельное значение параметра, соответствующее предельному числу Рейнольдса.)

Задача 3.46. В напорную линию системы смазки двигателя внутреннего сгорания включена центрифуга, выполняющая роль фильтра тонкой очистки масла от абразивных и металлических частиц. Ротор центрифуги выполнен в виде полого цилиндра, к которому подводится масло под давлением $p_0 = 0,5$ МПа, как показано на схеме, а отводится через полюю ось, снабженную отверстиями. Часть подводимого масла вытекает через два сопла, расположенные тангенциально так ($A-A$), что струи масла создают реактивный момент, вращающий ротор. Определить скорость истечения масла через сопла (относительно ротора) и реактивный момент при частоте вращения ротора $n = 7000$ об/мин. Диаметр отверстий сопел $d_0 = 2,5$ мм; $\mu = \varphi = 0,65$; расстояние от оси отверстий до оси вращения ротора $R = 60$ мм; $\rho_m = 900$ кг/м³. Считать, что в роторе масло вращается с той же угловой скоростью, что и ротор.

Задача 3.47. На рисунке показана схема автомобильного гидроамортизатора двойного действия. При плавном движе-



К задаче 3.46



К задаче 3.47

нии поршня *1* вниз (ход сжатия) жидкость из-под поршня перетекает в пространство над поршнем через отверстия *2* и *7*, а через отверстия *4* закрытого клапана *5* в компенсационную кольцевую полость *6*, в верхней части которой воздух сжимается.

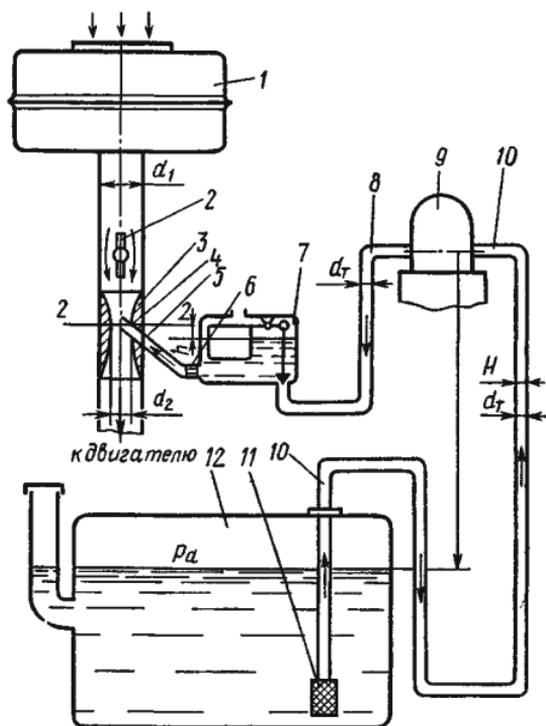
При обратном плавном движении поршня *1* вверх (ход отбоя) жидкость перетекает в нижнюю полость через отверстия *7* и *8*. Кроме того, часть жидкости возвращается из компенсационной полости через открывающийся при этом клапан *5*. При резком отбое перетекание жидкости обеспечивается еще открытием клапана *9* (при резком ходе сжатия открывается клапан, который на схеме не показан).

Так как пружины клапанов *3* и *5* являются слабыми, а каналы достаточно велики, то сопротивление этих клапанов

пренебрежимо мало. Поэтому основным сопротивлением потоку жидкости при ходе сжатия являются калиброванные отверстия *4* в клапане *5*, а при ходе отбоя — калиброванные отверстия *7* в клапане *9*. Определить скорости перемещения поршня относительно цилиндра при плавном ходе сжатия (v_1) и плавном ходе отбоя (v_2), если значение силы вдоль штока $F = 400$ Н, которая направлена в первом случае вниз, а во втором — вверх. Диаметры: поршня $D = 40$ мм, штока $d = 16$ мм. Площадь отверстий *7* $S_1 = 1,0$ мм²; площадь отверстий *4* $S_2 = 0,2$ мм². Коэффициенты расхода отверстий принять одинаковыми $\mu = 0,60$. Давление воздуха в полости *6* не учитывать, $\rho = 850$ кг/м³.

У к а з а н и е. Ввиду малости сопротивлений клапанов *3* и *5* считать при ходе сжатия давления жидкости по обе стороны поршня одинаковыми, а при ходе отбоя давление под поршнем принять за атмосферное. Для обоих случаев записать уравнение равновесия поршня и уравнение истечения.

Задача 3.48. Воздух засасывается двигателем из атмосферы, проходит через воздушный фильтр 1 (ζ_1) и затем по трубе диаметром d_1 минуя дроссельную заслонку 2 (ζ_2) подается в диффузор 4 карбюратора, сопло 3 которого имеет коэффициент сопротивления ζ_3 . В узком сечении 2—2 диффузора расположено выходное отверстие распылителя 5.



К задаче 3.48

Бензин засасывается из бака 12 через сетчатый фильтр 11 с коэффициентом сопротивления ζ_ϕ на высоту H по всасывающему трубопроводу 10 диаметром d_7 и длиной l насосом 9 и по трубопроводу 8 подается в поплавковую камеру карбюратора 7. Все колена (повороты) в трубопроводе считать одинаковыми; коэффициенты сопротивления ζ_k .

Благодаря разрежению, возникающему в горловине диффузора 4, бензин подсасывается из поплавковой камеры карбюратора 7, проходит через жиклер 6 с коэффициентом расхода μ и вытекает в воздушный поток через распылитель 5.

Определить: абсолютное давление бензина перед входом в насос; диаметр жиклера.

Имеем следующие данные: $\zeta_1=3$; $\zeta_2=1$; $\zeta_3=0,1$; $\zeta_k=0,8$; $\zeta_\phi=6$; $\mu=0,75$; $d_1=50$ мм; $d_2=35$ мм; $d_7=5$ мм; $H=5$ м;

$h=0$; $l=5$ м; $h_a=750$ мм рт. ст.; $\rho_6=750$ кг/м³; $v_6=$
 $=0,01$ см²/с; $\rho_a=1,28$ кг/м³; $\alpha=1$; $Q_6=150$ Н/ч.

Следует учесть: коэффициент избытка воздуха $\alpha=$
 $=Q_a/14,8Q_6$; коэффициенты ζ_1 и ζ_2 отнесены к диаметру d_1 ,
 ζ_3 — к d_2 , а ζ_k и ζ_ϕ — к d_T ; сопротивлением трубки распылителя пренебречь.

У к а з а н и е. Для определения диаметра жиклера необходимо составить уравнение Бернулли для потока воздуха и уравнение истечения бензина через жиклер.

ОТВЕТЫ К ГЛАВЕ 3

3.1. $Q=0,68$ л/с. 3.2. $v=0,7$ м/с. 3.3. $Q=0,27$ л/с. 3.4. $\zeta=8130$;
 $\Delta p=3,5$ МПа. 3.5. $y=1/2H$; $X=H$. 3.7. $\epsilon=0,64$; $\varphi=0,968$; $\mu=0,62$;
 $\zeta=0,067$. 3.8. $\epsilon=0,638$; $\varphi=0,972$; $\mu=0,62$; $\zeta=0,058$. 3.9. $\epsilon=0,625$,
 $\varphi=0,992$, $\zeta=0,017$, $\mu=0,62$. 3.10. $v=19,6$ м/с. 3.11. $p=p_a$; $t=$
 $=25,2$ с. 3.12. $\Delta Q/Q_0=22,4$ %; $Q_{\max}=4,3$ л/с. 3.13. $F_1=9,42$ Н;
 $F_2=13,6$ Н; $F_2/F_1=2$ (при $\varphi=1$). 3.14. $p_0=2,31$ МПа; $Q=$
 $=0,143$ л/с. 3.15. $Q=1,49$ л/с. 3.16. $\mu=0,25$; $\mu'=2,25$. 3.17. $Q/Q'=$
 $=3,2$. 3.18. $Q=0,109$ л/с; $h_1=0,254$ м; $h_2=0,146$ м. 3.19. $\mu=0,678$;
 $\zeta=0,116$. 3.20. $v=0,56$ м/с. 3.21. $l=6,6$ мм. 3.22. $x=$
 $=0,17$ мм. 3.23. $c_{np}=46,8$ Н/мм; $b=2,42$ мм. 3.24. $F=55$ кН.
3.25. $d=2,8$ мм. 3.26. $t=13,4$ с. 3.27. 1) $S_{др}=3,62$ мм²; 2) $S_{др}=$
 $=0,74$ мм². 3.28. $t=6,6$ с. 3.30. $\Delta p=0,042$ МПа. 3.31. $c=33$ Н/мм;
 $h_0=36$ мм; $Q=2,56$ л/с. 3.32. $v_n=0,376$ м/с. 3.33. $\Delta p=4,52$ МПа.
3.34. $F_{np}=30,7$ Н. 3.35. $Q=69$ л/мин. 3.36. $Q=22,4$ л/ч. 3.37.
 $Q_a/Q_6=13,8$. 3.38. $Q=10,9$ л/ч. 3.39. $Q=6,5$ л/ч. 3.40. $Q=12,8$ л/ч.
3.41. $Q_n/Q=1,42$. 3.42. $d_{ж}=1,8$ мм. 3.43. 1) $t=1,6$ ч; 2) $t=$
 $=1,72$ ч. 3.44. $t_1/t_2=8/3$. 3.45. 1) $t=2$ мин, 2) $t=2,15$ мин.
3.46. $v=35,9$ м/с; $M_p=0,638$ Н·м. 3.47. $v_{сж}=0,041$ м/с; $v_{отб}=$
 $=0,017$ м/с. 3.48. $p_{вх}=0,063$ МПа; $d_{ж}=1,8$ мм.

ГЛАВА 4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

При гидравлических расчетах рассматривается несколько видов трубопроводов.

Простые — трубопроводы, которые не содержат разветвлений, они могут быть соединены так, что образуют последовательные параллельные соединения. Если трубопровод имеет несколько труб, выходящих из одного места, он называется *разветвленным*. Трубопровод, содержащий как последовательные, так и параллельные соединения труб или разветвлений, называется *сложным*.

В основе расчета трубопроводов лежат формула Дарси (2.10) для определения потерь напора на трение по длине и формула Вейсбаха (2.4) для местных потерь.

При ламинарном режиме вместо формул (2.10) и (2.11) обычно бывает удобнее воспользоваться зависимостью, называемой законом Пуазейля,

$$h_{\text{тр}} = \frac{128\nu l Q}{\pi g d^4}, \quad (4.1)$$

или

$$\rho_{\text{тр}} = \frac{128\nu\rho l Q}{\pi d^4}. \quad (4.2)$$

Формулу Дарси (2.10) обычно выражают через расход и получают

$$h_{\text{тр}} = \lambda_{\text{т}} \frac{l}{d} \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4}. \quad (4.3)$$

Коэффициент сопротивления трения $\lambda_{\text{т}}$, или коэффициент Дарси при турбулентном режиме, в общем случае зависит от числа Рейнольдса Re и относительной шероховатости Δ/d . Если для так называемых гидравлически гладких труб шероховатость на сопротивление не влияет, то коэффициент $\lambda_{\text{т}}$ однозначно определяется числом Re . Наиболее употребительной для этого случая является формула Блазиуса

$$\lambda_{\text{т}} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (4.4)$$

Универсальной формулой, учитывающей одновременно оба фактора, является формула Альтшуля

$$\lambda_{\text{т}} = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}. \quad (4.5)$$

При малых значениях Re и Δ/d вторым слагаемым можно пренебречь и (4.5) обращается в (4.4). Наоборот, при больших Re и Δ/d первое слагаемое делается ничтожно малым и формула (4.5) принимает вид

$$\lambda_{\text{т}} = 0,11 \sqrt[4]{\frac{\Delta}{d}}. \quad (4.6)$$

Для удобства пользования формулой Альтшуля в Приложении 4 дан график зависимости $\lambda_{\text{т}}$ от числа Рейнольдса Re .

Суммарная потеря напора в простом трубопроводе складывается из потерь на трение по длине и местных потерь:

$$\Sigma h = h_{\text{тр}} + \Sigma h_{\text{м}} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4}. \quad (4.7)$$

Формула (4.7) в принципе справедлива для обоих режимов течения, однако при ламинарном режиме чаще используют формулу (4.1) с заменой в ней фактической длины трубопровода расчетной, равной $l_{\text{расч}} = l + l_{\text{эк}}$, где $l_{\text{эк}}$ — длина, эквивалентная всем местным гидравлическим сопротивлениям в трубопроводе.

Если в трубопроводе необходимо обеспечить расход жидкости Q , то потребный для этого напор $H_{\text{потр}}$, т. е. пьезометрическая высота в начальном сечении $p_1/(\rho g)$, определяется по формуле

$$p_1/(\rho g) = H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + \Sigma h, \quad (4.8)$$

где $H_{\text{ст}}$ — статический напор, включающий геометрическую высоту Δz , на которую необходимо поднять жидкость в процессе ее движения по трубопроводу, и пьезометрическую высоту в конечном сечении трубопровода $p_2/(\rho g)$, т. е.

$$H_{\text{ст}} = \Delta z + \frac{p_2}{\rho g}; \quad (4.9)$$

Σh — суммарные потери напора на сопротивление в трубопроводе.

Обычно потери выражают через расход, и тогда формула (4.8) принимает вид

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + kQ^m. \quad (4.10)$$

С достаточной степенью точности можно принять: для ламинарного режима течения

$$k = \frac{128\nu l_{\text{расч}}}{\pi g d^4}, \quad m = 1; \quad (4.11)$$

для турбулентного режима течения

$$k = \left(\lambda_{\text{т}} \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{8}{g\pi^2 d^4}, \quad m = 2. \quad (4.12)$$

Согласно формулам (4.11) и (4.12), характеристики потребного напора $H_{\text{потр}} = f(Q)$ и трубопроводов $\Sigma h = \varphi(Q)$ при ламинарном режиме течения представляют прямые линии, а при турбулентном — параболы 2-й степени.

Если трубопровод состоит из n последовательно соединенных участков, то справедливы равенства

$$\begin{cases} Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots = Q_n; \\ \Sigma h = \Sigma h_1 + \Sigma h_2 + \dots + \Sigma h_n. \end{cases} \quad (4.13)$$

При параллельном соединении n трубопроводов (n — количество разветвлений)

$$\begin{cases} Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n; \\ \Sigma h_1 = \Sigma h_2 = \dots = \Sigma h_n, \end{cases} \quad (4.14)$$

где Q — расход в точке разветвления.

На равенствах (4.13) и (4.14) основывается способ построения характеристик сложных трубопроводов, состоящих из последовательных и параллельных соединений простых трубопроводов. Для того чтобы построить характеристику потребного напора сложного трубопровода, целесообразно:

представить трубопровод в виде соединения простых участков;

рассчитать и построить характеристики каждого простого участка трубопровода;

провести графическое сложение характеристик параллельных участков;

провести графическое сложение последовательных участков.

Если подача жидкости по трубопроводу осуществляется насосом с заданной характеристикой, то принцип расчета такого трубопровода заключается в совместном построении в координатах $H - Q$ линии потребного напора трубопровода и характеристики насоса. Точка пересечения этих линий соответствует рабочему режиму.

УКАЗАНИЯ К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

Задачи на расчет простого трубопровода можно разбить на три типа. Приводим порядок их решения.

I тип. Даны расход жидкости Q в трубопроводе; все размеры ($l, d, \Delta z$); шероховатость труб; давление в конечном сечении (для всасывающих трубопроводов — в начальном) и свойства жидкости (ρ, ν). Местные сопротивления либо заданы коэффициентами ζ или эквивалентными длинами $l_{эк}$, либо оцениваются по справочным данным.

Требуется найти потребный напор $H_{потр}$.

По Q, d и ν находится число Рейнольдса и определяется режим течения.

При ламинарном режиме искомый напор находится по формулам (4.10) и (4.11).

При турбулентном режиме задача решается с помощью формул (4.10) и (4.12) с использованием формул (4.4) или (4.5) в зависимости от шероховатости труб.

II т и п. Даны напор $H_{расп}$, который будем называть располагаемым, и все величины, перечисленные в I типе, кроме расхода Q .

Так как число Рейнольдса в данной задаче подсчитать нельзя, то поступить можно двояко. Либо задаться режимом течения, основываясь на роде жидкости — значении вязкости (вода, бензин, керосин — режим обычно турбулентный; маслá — ламинарный) — с последующей проверкой режима после решения задачи и определения числа Рейнольдса. Либо по формулам (4.10) и (4.11) выразить расход через критическое число Рейнольдса и определить $H_{кр}$, соответствующее смене режима. Сравнив $H_{кр}$ с $H_{расп}$, однозначно определяем режим течения.

При ламинарном режиме течения задача решается просто с помощью формул (4.10) и (4.11).

При турбулентном режиме в уравнениях (4.10) и (4.12) содержатся две неизвестные Q и λ_t , зависящие от числа Рейнольдса. Поэтому для решения задачи рекомендуется метод последовательных приближений. Для этого в первом приближении следует задаться коэффициентом λ_t (например, $\lambda_t = 0,03$) или, если задана шероховатость Δ , определить его из (4.5) при $Re = \infty$. Обычно бывает достаточно второго приближения.

III т и п. Даны расход Q , располагаемый напор $H_{расп}$ и все величины, перечисленные ранее, кроме диаметра трубопровода d .

Так как число Рейнольдса, как и в предыдущей задаче, подсчитать нельзя, то режимом течения либо задаются, либо по формулам (4.10) и (4.11) выражают диаметр через критическое число Рейнольдса и определяют $H_{кр}$, соответствующее смене режима. Сравнивая $H_{кр}$ и $H_{расп}$, определяют режим течения.

При ламинарном режиме задача решается просто на основании формул (4.10) и (4.11).

При турбулентном режиме задачу решают графически. Для этого задаются рядом значений диаметра d и по ним подсчитывают $H_{потр}$. Затем строят график $H_{потр} = f(d)$ и по нему, зная $H_{расп}$, определяют d .

Задачи на параллельные трубопроводы решаются с помощью системы уравнений (4.14). Выразив суммарные потери напора через сопротивления трубопроводов k и расходы Q в степени m (где $m = 1$ или $m = 2$ в зависимости от режима), всегда можно составить систему уравнений, число которых равно числу параллельных участков.

Типичная задача на параллельные трубопроводы: дан

расход в точке разветвления, а требуется найти расходы в каждом из параллельных трубопроводов.

Для разветвленного трубопровода число неизвестных в системе уравнений (4.14) на единицу больше числа ветвей потому, что добавляется потребный напор в точке разветвления, но и в этом случае число уравнений соответствует числу неизвестных.

При графоаналитическом расчете сложных трубопроводов следует руководствоваться изложенными выше методами.

Подробно о расчете трубопроводов см. [1].

ЗАДАЧИ

Задача 4.1. Жидкость с плотностью $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ и вязкостью $\gamma = 2 \text{ Ст}$ подается на расстояние $l = 20 \text{ м}$ по горизонтальной трубе диаметром $d = 20 \text{ мм}$ в количестве $Q = 1,57 \text{ л/с}$. Определить давление и мощность, которые требуются для указанной подачи. Местные гидравлические сопротивления отсутствуют.

Задача 4.2. Керосин перекачивается по горизонтальной трубе длиной $l = 50 \text{ м}$ и диаметром $d = 50 \text{ мм}$ в количестве $Q = 9,8 \text{ л/с}$. Определить потребное давление и необходимую мощность, если свойства керосина: $\nu = 0,025 \text{ Ст}$; $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$. Труба гидравлически гладкая. Местными гидравлическими сопротивлениями пренебречь.

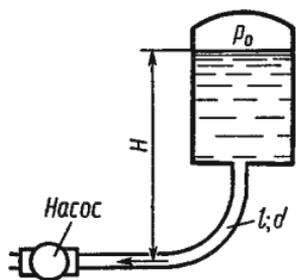
Задача 4.3. По трубопроводу диаметром $d = 10 \text{ мм}$ и длиной $l = 10 \text{ м}$ подается жидкость с вязкостью $\nu = 1 \text{ Ст}$ под действием перепада давления $\Delta p = 4 \text{ МПа}$; $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$. Определить режим течения жидкости в трубопроводе.

У к а з а н и е. Воспользоваться выражением для числа Re через Q и законом Пуазейля, исключить из них расход Q и, определив критический перепад давления, соответствующий смене режима, сравнить его с заданным перепадом.

Задача 4.4. Определить режим течения жидкости при температуре $10 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\nu = 0,4 \text{ Ст}$) по трубопроводу длиной $l = 3 \text{ м}$, который при перепаде давления $\Delta p = 2 \text{ МПа}$ должен обеспечивать расход $Q = 1 \text{ л/с}$. Плотность $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$.

У к а з а н и е. Воспользоваться выражением для числа Re через Q и законом Пуазейля, исключить из них диаметр d и, определив перепад давления, соответствующий смене режима, сравнить его с заданным перепадом.

Задача 4.5. На рисунке показан всасывающий трубопровод гидросистемы. Длина трубопровода $l = 1 \text{ м}$, диаметр



К задаче 4.5

$d=20$ мм, расход жидкости $Q=0,314$ л/с, абсолютное давление воздуха в баке $p_0=100$ кПа, $H=1$ м, плотность жидкости $\rho=900$ кг/м³. Определить абсолютное давление перед входом в насос при температуре рабочей жидкости $t=+25$ °С ($\nu=0,2$ Ст). Как изменится искомое давление в зимнее время, когда при этом же расходе температура жидкости упадет до -35 °С ($\nu=10$ Ст).

Задача 4.6. Общая длина одной из исполнительных магистралей гидросистемы $l=10$ м; диаметр $d=10$ мм; скорость движения рабочей жидкости $v=7,5$ м/с; вязкость $\nu=0,5$ Ст. В связи с нагреванием рабочей жидкости в системе происходит понижение вязкости до $\nu=0,15$ Ст и турбулизация потока в гидравлически гладкой трубе. Насколько изменится суммарная потеря напора в указанной магистрали при турбулизации потока и неизменном расходе жидкости?

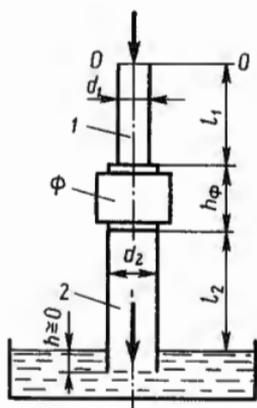
Задача 4.7. Определить расход керосина в гладкой горизонтальной трубе длиной $l=40$ м; диаметром $d=40$ мм, если разность давлений в начальном и конечном сечениях трубы $\Delta p=160$ кПа. Вязкость керосина $\nu=0,02$ Ст; плотность $\rho=800$ кг/м³.

У к а з а н и е. Задачу следует решать методом последовательных приближений, задавшись сначала значением коэффициента λ_r в первом приближении.

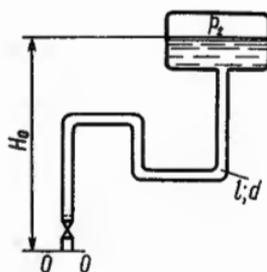
Задача 4.8. Жидкость с плотностью $\rho=900$ кг/м³ и вязкостью $\nu=0,01$ Ст нагнетается по горизонтальному трубопроводу длиной $l=4$ м и диаметром $d=25$ мм. Определить давление в начальном сечении, если в конечном сечении трубопровода давление атмосферное, расход жидкости $Q=6$ л/с; шероховатость стенок трубопровода $\Delta=0,06$ мм.

Задача 4.9. Жидкость из гидросистемы вытекает в бак через трубопровод 1 длиной $l_1=3$ м и диаметром $d_1=15$ мм; фильтр Φ , сопротивление которого эквивалентно сопротивлению трубопровода, длиной $l=300d_1$ и трубопровод 2 длиной $l_2=5$ м и диаметром $d_2=25$ мм. Определить расход жидкости, если ее вязкость $\nu=0,5$ Ст; плотность $\rho=900$ кг/м³; давление в сечении 0—0 $p_0=0,25$ МПа; высота фильтра $h=0,3$ м. Учесть потерю напора при выходе из трубы в бак.

Задача 4.10. Определить потребный напор, который необходимо создать в сечении 0—0 для подачи в бак воды с вязкостью $\nu=0,008$ Ст, если длина трубопровода $l=80$ м; его диаметр $d=50$ мм; расход жидкости $Q=15$ л/с; высота



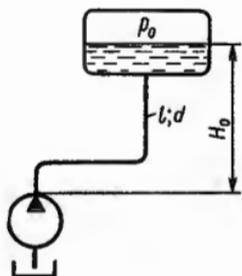
К задаче 4.9



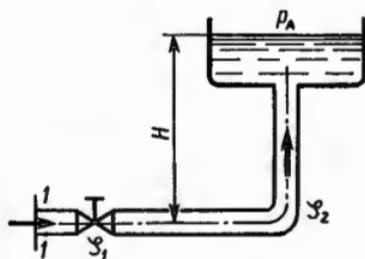
К задаче 4.10

$H_0 = 30$ м; давление в баке $p_2 = 0,2$ МПа; коэффициент сопротивления крана $\zeta_1 = 5$; колена $\zeta_2 = 0,8$; шероховатость стенок трубы $\Delta = 0,04$ мм.

Задача 4.11. При каком диаметре трубопровода подача насоса составит $Q = 1$ л/с, если на выходе из него располагаемый напор $H_{расп} = 9,6$ м; длина трубопровода $l = 10$ м; эквивалентная шероховатость $\Delta_s = 0,05$ мм; давление в баке $p_0 = 30$ кПа; высота $H_0 = 4$ м; вязкость жидкости $\nu = 0,015$ Ст и ее плотность $\rho = 1000$ кг/м³? Местными гидравлическими сопротивлениями в трубопроводе пренебречь. Учесть потери при входе в бак.



К задаче 4.11

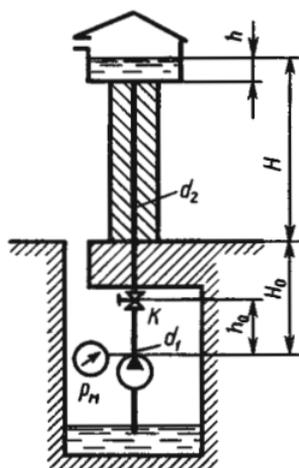


К задаче 4.12

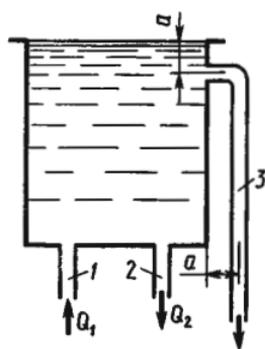
Задача 4.12. Определить расход в трубе для подачи воды (вязкость $\nu = 0,01$ Ст) на высоту $H = 16,5$ м, если диаметр трубы $d = 10$ мм; ее длина $l = 20$ м; располагаемый напор в сечении трубы перед краном $H_{расп} = 20$ м; коэффициент сопротивления крана $\zeta_1 = 4$, колена $\zeta_2 = 1$. Трубу считать гидравлически гладкой.

Указание. Задачу решить методом последовательных приближений, задавшись коэффициентом Дарси λ_r , а затем уточняя его.

Задача 4.13. Вода с вязкостью $\nu=0,02$ Ст нагнетается насосом из колодца в водонапорную башню по вертикальному трубопроводу. Определить диаметр трубы от крана K до бака d_2 , если высота башни $H=10$ м; глубина погружения насоса $H_0=5$ м; высота уровня жидкости в баке $h=1$ м; длина участка трубопровода от насоса до крана $h_0=3$ м; его диаметр $d_1=40$ мм; коэффициент сопротивления крана $\zeta_k=3$ (отнесен к диаметру d_1); показание манометра $p_m=0,3$ мПа; подача насоса $Q=1,5$ л/с. Учесть потерю скоростного напора при входе в бак. Трубы считать гидравлически гладкими.



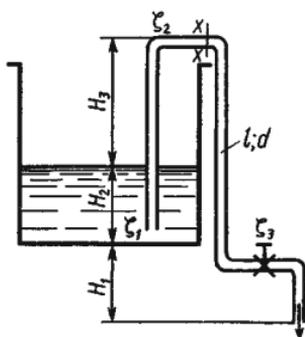
К задаче 4.13



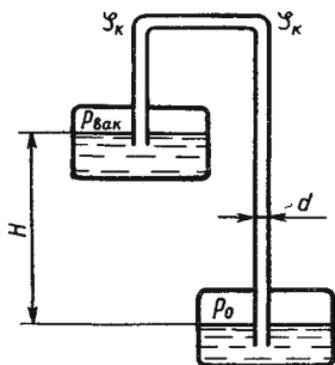
К задаче 4.14

Задача 4.14. Вода по трубе 1 подается в открытый бак и вытекает по трубе 2. Во избежание переливания воды через край бака устроена вертикальная сливная труба 3 диаметром $d=50$ мм. Определить необходимую длину L трубы 3 из условия, чтобы при $Q_1=10$ л/с и перекрытой трубе 2 ($Q_2=0$) вода не переливалась через край бака. Режим течения считать турбулентным. Принять следующие значения коэффициентов сопротивления: на входе в трубу $\zeta_1=0,5$; в колене $\zeta_2=0,5$; на трение по длине трубы $\lambda_r=0,03$; $a=0$.

Задача 4.15. Определить расход воды через сифонный трубопровод, изображенный на рисунке, если высота $H_1=1$ м; $H_2=2$ м; $H_3=4$ м. Общая длина трубы $l=20$ м; диаметр $d=20$ мм. Режим течения считать турбулентным. Учесть потери при входе в трубу $\zeta_1=1$; в коленях $\zeta_2=0,20$; в вентиле $\zeta_3=4$ и на трение в трубе $\lambda_r=0,035$. Подсчитать вакуум в верхнем сечении $x-x$ трубы, если длина участка от входа в трубу до этого сечения $l_x=8$ м.



К задаче 4.15



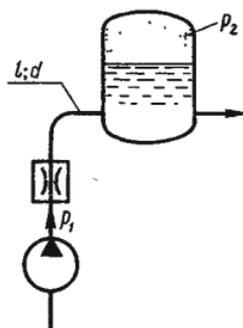
К задаче 4.16

Задача 4.16. Труба, соединяющая два бака, заполнена жидкостью с вязкостью $\nu = 0,01$ Ст и плотностью $\rho = 1000$ кг/м³. Определить, при какой высоте H жидкость будет двигаться из верхнего бака в нижний с расходом $Q = 0,05$ л/с, а при какой высоте H будет двигаться в обратном направлении с тем же расходом, если длина трубы $l = 2,5$ м; ее диаметр $d = 8$ мм; коэффициент сопротивления каждого колена $\zeta = 0,5$; избыточное давление в нижнем баке $p_0 = 7$ кПа; вакуум в верхнем баке $p_{\text{вак}} = 3$ кПа. Трубу считать гидравлически гладкой.

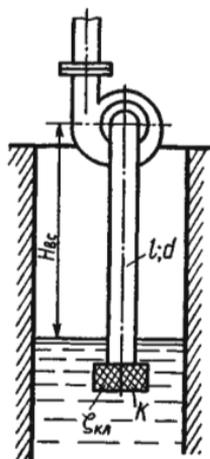
Задача 4.17. Какое давление должен создавать насос при подаче масла $Q = 0,4$ л/с и при давлении воздуха в пневмогидравлическом аккумуляторе $p_2 = 2$ МПа, если коэффициент сопротивления квадратичного дросселя $\zeta = 100$; длина трубопровода от насоса до аккумулятора $l = 4$ м; диаметр $d = 10$ мм? Свойства масла $\rho = 900$ кг/м³; $\nu = 0,5$ Ст. Коэффициент ζ отнесен к трубе $d = 10$ мм.

Задача 4.18. Определить абсолютное давление воды перед входом в центробежный насос при подаче $Q = 0,628$ л/с и высоте всасывания $H_{\text{вс}} = 5$ м. Всасывающую трубу, длина которой $l = 8$ м, диаметр $d = 20$ мм, считать гидравлически гладкой. Учесть сопротивление приемного клапана K с фильтрующей сеткой $\zeta_{\text{кл}} = 3$. Вязкость воды $\nu = 0,01$ Ст. Атмосферное давление — 750 мм рт. ст.

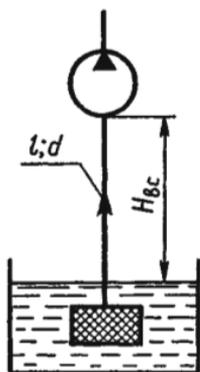
Задача 4.19. Определить предельную высоту всасывания масла насосом при подаче $Q = 0,4$ л/с из условия бескавитационной работы насоса, считая, что абсолютное давление перед входом в насос должно быть $p \geq 30$ кПа. Раз-



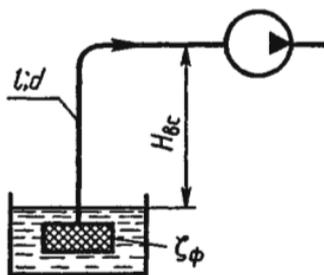
К задаче 4.17



К задаче 4.18



К задаче 4.19



К задаче 4.20

меры трубопровода: $l=2$ м; $d=20$ мм. Свойства масла: $\rho=900$ кг/м³, $\nu=2$ Ст. Атмосферное давление 750 мм рт. ст. Сопротивлением входного фильтра пренебречь.

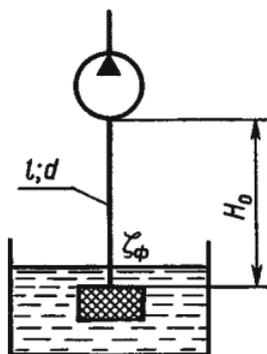
Задача 4.20. Определить максимальный расход бензина Q , который можно допустить во всасывающем трубопроводе насоса бензоколонки из условия отсутствия кавитации перед входом в насос, если высота всасывания $H_{вс}=4$ м, размеры трубопровода: $l=6$ м; $d=24$ мм; предельное давление бензина принять $p_{н.п}=40$ кПа. Режим течения считать турбулентным. Коэффициент сопротивления приемного фильтра $\zeta_{\phi}=2$; коэффициент сопротивления трения $\lambda_{\tau}=0,03$; $h_0=750$ мм рт. ст.; $\rho_{б}=750$ кг/м³.

Задача 4.21. Определить минимально возможный диаметр всасывающего трубопровода, если подача насоса $Q=1$ л/с; высота всасывания $H_0=2,5$ м; длина трубопровода $l=3$ м; шероховатость трубы $\Delta=0,08$ мм; коэффициент сопротивления входного фильтра $\zeta_{\phi}=5$; максимально допустимый вакуум перед входом в насос $p_{в.в.к}=0,08$ МПа; вязкость рабочей жидкости $\nu=0,01$ Ст; плотность $\rho=1000$ кг/м³.

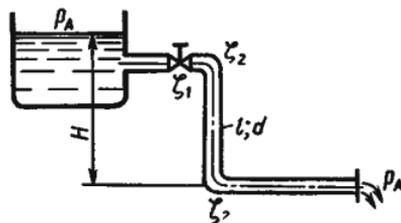
Задача 4.22. Определить расход воды с вязкостью $\nu=0,01$ Ст, вытекающей через трубу из бака, если диаметр трубы $d=20$ мм; длина $l=10$ м; высота $H=8$ м; коэффициент сопротивления крана $\zeta_1=3$; колена $\zeta_2=1$; шероховатость трубы $\Delta=0,05$ мм.

У к а з а н и е. Задачу решить методом последовательных приближений, задавшись коэффициентом λ .

Задача 4.23. Определить давление в напорном баке p , необходимое для получения скорости истечения из бран-

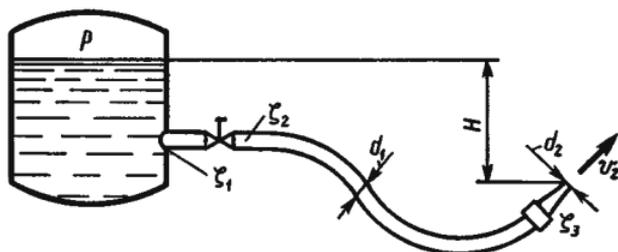


К задаче 4.21



К задаче 4.22

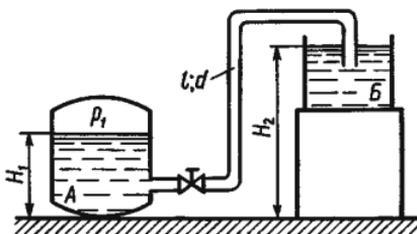
дспойта $v_2 = 20$ м/с. Длина шланга $l = 20$ м; диаметр $d_1 = 20$ мм; диаметр выходного отверстия брандспойта $d_2 = 10$ мм. Высота уровня воды в баке над отверстием брандспойта $H = 5$ м. Учесть местные гидравлические сопротивления при входе в трубу $\zeta_1 = 0,5$; в кране $\zeta_2 = 3,5$; в брандспойте $\zeta_3 = 0,1$, который отнесен к скорости v_2 . Шланг считать гидравлически гладким. Вязкость воды $\nu = 0,01$ Ст.



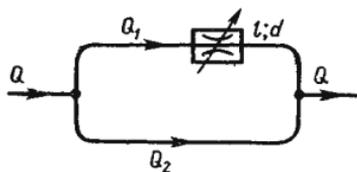
К задаче 4.23

Задача 4.24. Вода перетекает из бака *A* в резервуар *B* по трубе диаметром $d = 25$ мм, длиной $l = 10$ м. Определить расход воды Q , если избыточное давление в баке $p_1 = 200$ кПа; высоты уровней $H_1 = 1$ м; $H_2 = 5$ м. Режим течения считать турбулентным. Коэффициенты сопротивления принять: на входе в трубу $\zeta_1 = 0,5$; в вентиле $\zeta_2 = 4$; в коленах $\zeta_3 = 0,2$; на трение $\lambda_r = 0,025$.

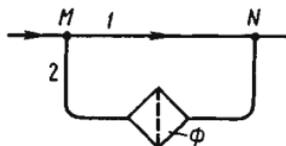
Задача 4.25. Даны расход в основной гидролинии $Q = 3$ л/с и размеры одинаковых по длине l и диаметру d параллельных ветвей ($l = 1$ м, $d = 10$ мм). В одной из них установлен дроссель с коэффициентом сопротивления $\zeta = 9$. Считая режим



К задаче 4.24



К задаче 4.25

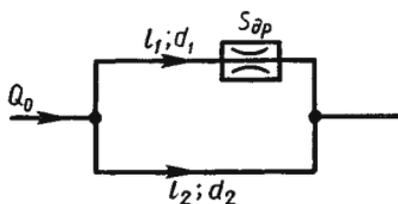


К задаче 4.26

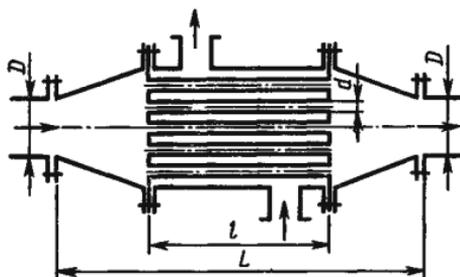
течения турбулентным и приняв $\lambda_T = 0,03$, определить расходы в ветвях Q_1 и Q_2 .

Задача 4.26. Трубопровод с расходом жидкости $Q = 0,32$ л/с в точке M разветвляется на два трубопровода: 1-й размерами $l_1 = 1,0$ м, $d_1 = 10$ мм; 2-й размерами $l_2 = 2,0$ м, $d_2 = 8$ мм. В точке N эти трубопроводы смыкаются. Во 2-м трубопроводе установлен фильтр Φ , сопротивление которого эквивалентно трубе длиной $l_3 = 200 d_2$. Определить расход и потерю давления в каждом трубопроводе при $\rho = 900$ кг/м³ и $\nu = 1$ Ст.

Задача 4.27. Определить, при каком проходном сечении дросселя расходы в параллельных трубопроводах будут одинаковыми, если длины трубопроводов $l_1 = 5$ м и $l_2 = 10$ м; их диаметры $d_1 = d_2 = 12$ мм; коэффициент расхода дросселя $\mu = 0,7$; вязкость рабочей жидкости $\nu = 0,01$ Ст; расход жидкости перед разветвлением $Q = 0,2$ л/с. Трубопровод считать гидравлически гладким.



К задаче 4.27



К задаче 4.28

наковыми, если длины трубопроводов $l_1 = 5$ м и $l_2 = 10$ м; их диаметры $d_1 = d_2 = 12$ мм; коэффициент расхода дросселя $\mu = 0,7$; вязкость рабочей жидкости $\nu = 0,01$ Ст; расход жидкости перед разветвлением $Q = 0,2$ л/с. Трубопровод считать гидравлически гладким.

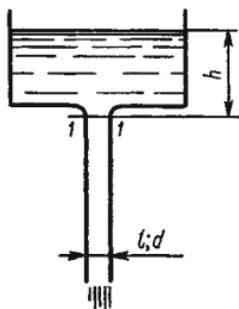
Задача 4.28. На трубопроводе диаметром $D = 400$ мм, подводящем воду к ТЭЦ, установлен трубчатый подогреватель воды. Сумма живых сечений трубок ($d = 25$ мм) сделана примерно равной площади сечения трубопровода; длина трубок $l = 0,5 L$; число трубок $n = 256$. Пренебрегая сопротивлением конусов и потерями на входе в трубки и на выходе из них, определить, во сколько раз сопротивление подогревателя больше сопротивления участка трубопровода диаметром D и длиной L , на место которого установлен подогреватель. Использовать формулу Блазиуса.

Задача 4.29. Из открытого резервуара жидкость вытекает в атмосферу по вертикальной трубе, имеющей закругленный вход.

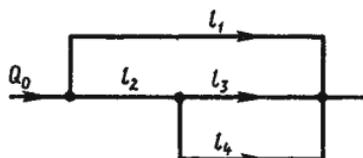
Требуется найти зависимость расхода Q и избыточного давления в начальном сечении $I-I$ трубы от напора в баке высотой h и длины трубы l . Определить напор, при котором давление вдоль всей длины трубы l будет равно атмосферному и расход Q не будет зависеть от длины трубы.

Построить пьезометрическую линию вдоль длины трубы, откладывая положительные избыточные давления вправо, а отрицательные — влево для двух значений напора $h = 0,6$ м и $h = 2,5$ м.

Дано: длина трубы $l = 3$ м; диаметр $d = 30$ мм; коэффициент сопротивления трения $\lambda = 0,03$. Сопротивлением входа пренебречь.



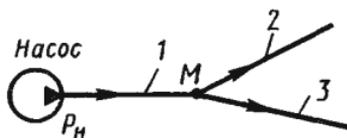
К задаче 4.29



К задаче 4.30

Задача 4.30. На рисунке показан сложный трубопровод. Определить расходы в каждом из простых трубопроводов, если их длины соответственно равны: $l_1 = 5$ м, $l_2 = 3$ м, $l_3 = 3$ м, $l_4 = 6$ м, а суммарный расход $Q = 6$ л/мин. Считать, что режим течения ламинарный, а диаметры трубопроводов одинаковы.

Задача 4.31. Насос подает масло по трубопроводу 1 длиной $l_1 = 5$ м и диаметром $d_1 = 10$ мм в количестве $Q = 0,3$ л/с. В точке M трубопровод 1 разветвляется на два трубопровода (2 и 3), имеющие размеры: $l_2 = 8$ м; $d_2 = 8$ мм и $l_3 = 2$ м; $d_3 = 5$ мм. Определить давление, создаваемое насосом, и расход масла в каждой ветви трубопровода (Q_2 и Q_3) при вязкости масла $\nu = 0,5$ Ст и плотности $\rho = 900$ кг/м³. Режим течения на всех трех участках считать ламинарным. Местные гидравлические сопротивления отсутствуют. Дав-

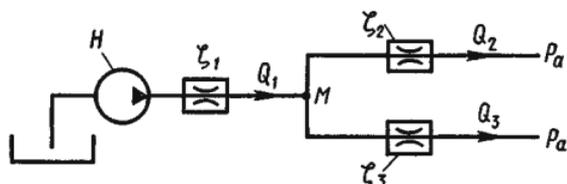


К задаче 4.31

ление в конечных сечениях труб атмосферное, и геометрические высоты одинаковы.

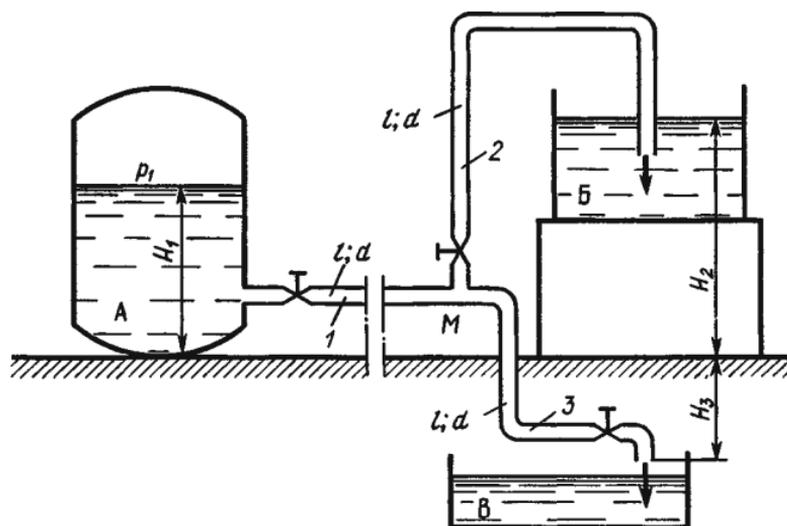
Указание. Составить три уравнения с неизвестными: p_n , Q_2 и Q_3 .

Задача 4.32. Насос обеспечивает расход $Q_1=0,6$ л/с по трубопроводу, в котором установлен дроссель с коэффициентом сопротивления $\zeta_1=3$. В точке M трубопровод разветвляется на два трубопровода, один из которых содержит дроссель с коэффициентом сопротивления $\zeta_2=10$, а другой — с $\zeta_3=40$. Пренебрегая потерями давления на трение по длине, определить расходы жидкости в ветвях и давление насоса. Диаметр труб $d=10$ мм ($\rho=\rho_{\text{вод}}$; $\nu=0,01$ Ст).



К задаче 4.32

Задача 4.33. Вода подается из бака A в количестве $Q_1=3,2$ л/с по трубе 1 длиной $l=6$ м и диаметром $d=30$ мм к разветвлению M , от которого по двум одинаковым трубам 2 и 3 длиной l и диаметром d подается в резервуары B и B . Приняв коэффициент сопротивления трения одинаковым и равным $\lambda_\tau=0,03$, а также коэффициенты сопро-

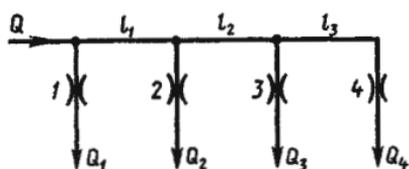


К задаче 4.33 и 4.34

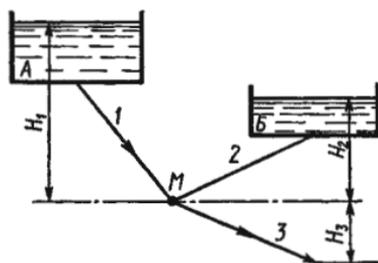
тивлений всех трех кранов одинаковыми и равными $\zeta_k = 3,5$, определить расходы воды Q_2 и Q_3 , подаваемой в бак B и резервуар B , а также давление в баке A . Сопротивлением колен и тройника пренебречь. Высоты: $H_1 = 7,4$ м; $H_2 = 4$ м; $H_3 = 0,6$ м.

Задача 4.34. Предыдущую задачу решить в другой постановке, а именно: при всех тех же размерах и также значениях коэффициентов сопротивлений определить расход Q_1 на выходе из бака A , а также расходы воды Q_2 и Q_3 , подаваемой в резервуары B и B . Избыточное давление в баке A считать заданным и равным $p_1 = 86,4$ кПа.

Указание. Задачу рекомендуется решать графически. Для этого следует рассчитать и построить кривые потребных напоров $p/(\rho g)$ для трубопроводов 2 и 3 и сложить их по правилу сложения характеристик (кривых потребных напоров) параллельных трубопроводов. Далее, используя известное давление в баке A p_1 , следует построить зависимость напора в точке разветвления M [$p_M/(\rho g)$] от расхода, которая в отличие от предыдущих будет нисходящей кривой. Точка пересечения последней с суммарной кривой определяет собой Q_1 , Q_2 и Q_3 .



К задаче 4.35



К задаче 4.36

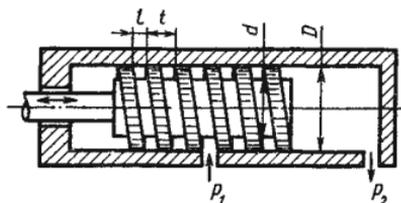
Задача 4.35. По трубопроводу длиной $l = l_1 + l_2 + l_3$ движется жидкость, истекающая по пути следования через дроссели 1...4 в атмосферу. Движение жидкости в трубопроводе на всех участках происходит в области квадратичного сопротивления. Коэффициенты сопротивлений всех дросселей одинаковы и равны ζ . Найти соотношение между участками трубопровода l_1 ; l_2 ; l_3 , если $Q_3 = 2Q_4$; $Q_2 = 2Q_3$; $Q_1 = 2Q_2$, а диаметр всех труб d .

Задача 4.36. Резервуары A и B соединены трубами 1 и 2, к которым далее присоединена трубка 3, через которую жидкость вытекает в атмосферу (см. рис.). Даны напоры, отсчитываемые от точки разветвления M : $H_1 = 3,7$ м; $H_2 = 2$ м; $H_3 = 2$ м. Размеры всех трех участков труб одинаковы: длина $l = 6$ м; диаметр $d = 30$ мм. Приняв коэффициент сопротивления трения $\lambda_T = 0,03$ и пренебрегая

скоростными напорами и местными сопротивлениями, определить: 1) направление движения жидкости в трубе 2; 2) расходы жидкости в трубах Q_1 , Q_2 и Q_3 .

У к а з а н и е. Для ответа на первый вопрос следует сделать предположение, что $Q_2=0$, и для этого случая определить напор $p_m/(\rho g)$ в точке разветвления M . Сравнив найденную величину с заданным напором H , нетрудно сообразить, в каком направлении движется жидкость.

Второй пункт задачи проще решить графоаналитическим способом. Для этого следует составить уравнения, связывающие между собой заданные напоры, напор в точке разветвления $p_m/(\rho g)$ и потери напора на трение по длине для каждой из трех труб, выраженные через расходы Q_1 , Q_2 и Q_3 . Из этих уравнений выразить $p_m/(\rho g)$ и построить кривые зависимости этого напора от расхода для каждой из трех труб. Первая из них будет нисходящей, третья — восходящей, а характер второй кривой будет зависеть от направления движения жидкости во второй трубе. Далее необходимо сложить кривые для труб, которые являются ветвями разветвления, по правилу сложения характеристик параллельных трубопроводов и найти точку пересечения суммарной кривой с той кривой, которая построена для последовательно присоединенной трубы. Точка пересечения определяет расходы Q_1 , Q_2 и Q_3 .



К задаче 4.37



К задаче 4.38

Задача 4.37. Определить перепад давления на линейном дросселе $\Delta p = p_1 - p_2$, если жидкость проходит через $n = 2,5$ витка однозаходного винта прямоугольного профиля. При расчете принять диаметры: винта $D = 20$ мм, впадин витков $d = 16$ мм; их толщина $b = 2$ мм; шаг $t = 4$ мм; расход жидкости $Q = 0,2$ л/с; плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³; ее вязкость $\nu = 0,5$ Ст.

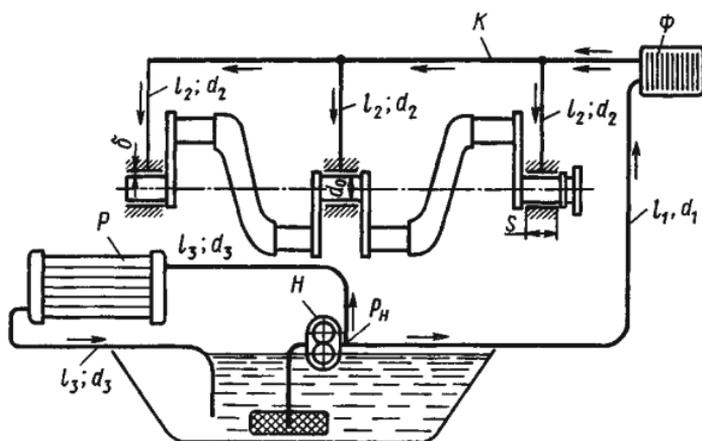
У к а з а н и е. Длину витка подсчитать по упрощенной формуле и среднему диаметру $l_b = \pi D_{cp}$, используя формулу (2.14).

Задача 4.38. Двадцать одинаковых дросселей соединены в гидравлическую сеть, расположенную в горизонтальной плоскости так, как показано на рисунке. Гидравлическими потерями на трение, на слияние и разветвление потоков пренебречь. Течение в области квадратичного сопротивления.

Гидравлические потери на одном дросселе при расходе $Q = 1$ л/с составляют 10 м. Определить гидравлические потери между точками A и B при том же расходе, подводимом к гидравлической сети.

У к а з а н и е. Прямой AB следует расщепить систему на две симметричные и независимые подсистемы. Далее принцип симметрии применить и к другим разветвлениям.

Задача 4.39. В двигателе внутреннего сгорания подача масла для смазки коренных подшипников коленчатого вала производится насосом H по трубе размерами $l_1 = 1$ м; $d_1 = 10$ мм через фильтр Φ и распределительный канал K , от которого отходят три отводных канала размерами $l_2 = 250$ мм; $d_2 = 4$ мм к средним подшипникам. Часть подачи

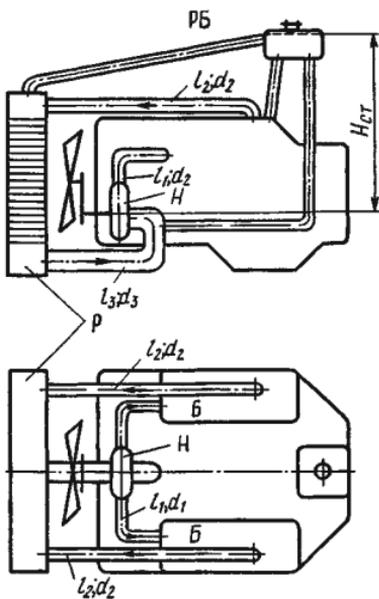


К задаче 4.39

насоса по трубке размерами $l_3 = 1$ м; $d_3 = 5$ мм подается в радиатор p , из которого по такой же трубке сливается в картер. Определить давление насоса и расход масла через подшипники и радиатор (диаметр шейки коленчатого вала $d_0 = 50$ мм, длина подшипника $s = 60$ мм). Зазор в подшипниках считать концентрическим и равным $\delta = 0,1$ мм. Влиянием вращения вала пренебречь. Сопротивление фильтра и радиатора принять эквивалентным сопротивлению трубок длиной $l_\Phi = 100 d_1$ и $l_p = 1300 d_3$. Свойства масла: $\rho = 900$ кг/м³; $\nu = 0,3$ Ст. Давление в распределительном канале считать постоянным по длине. Режим течения считать ламинарным.

Характеристика насоса задана:

Q , л/с	0	0,10	0,12
p_n , МПа	0,7	0,6	0



К задаче 4.40

Задача 4.40. Дана схема в двух проекциях жидкостного тракта системы охлаждения V-образного двигателя (дизеля) большой мощности. Центробежный насос H , имеющий один вход и два выхода, нагнетает жидкость в охлаждающие рубашки блоков B цилиндров по трубам $l_1; d_1$. Из блоков жидкость движется по трубам $l_2; d_2$ в радиатор P , а из радиатора — снова в насос H по трубе $l_3; d_3$.

По данным размерам труб, значениям коэффициентов сопротивления блока $\zeta_{\text{бл}}$, радиатора ζ_p и колена ζ_k , а также коэффициента Дарси (режим течения турбулентный) и по характеристике насоса H при

частоте вращения $n = 1500$ об/мин, требуется:

1. Выразить суммарную потерю напора как функцию расхода и построить характеристику системы, т. е. график $\Sigma h = f(Q)$, считая режим сопротивления квадратичным.

2. На том же графике построить характеристику насоса при частоте вращения $n = 2400$ об/мин в виде кривых H и η по Q (способ пересчета характеристики насоса изложен в гл. 5).

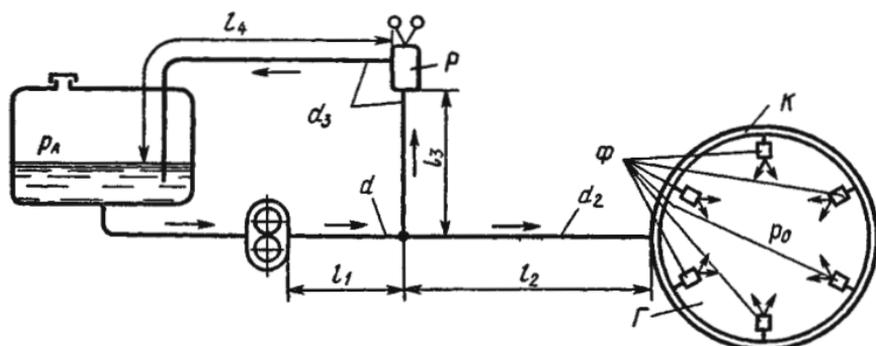
3. Определить расход воды в системе; напор, создаваемый насосом; к.п.д. насоса и потребляемую мощность.

Расход через расширительный бачок считать равным нулю. Данные для расчета: $l_1 = 0,8$ м; $d_1 = d_2 = 30$ мм; $l_2 = 1,8$ м; $l_3 = 0,8$ м; $d_3 = \sqrt{2}d_1$; $\zeta_{\text{бл}} = 4$; $\zeta_p = 7$; $\zeta_k = 0,3$; $\lambda_T = 0,035$.

Характеристика насоса при $n = 1500$ об/мин:

Q , л/с0	1	2	3	4	5	6	7	8
H , м6,25	6,35	6,27	6,10	5,9	5,5	5,16	4,6	3,75
η , %0	24,0	35,0	39,5	40,0	37,0	30,0	20,0	7,0

Задача 4.41. Автомобильный газотурбинный двигатель большой мощности удерживается на заданном режиме центробежным регулятором P , который пропускает через себя в бак часть подачи насоса. Топливо с плотностью $\rho = 800$ кг/м³ подается в камеру сгорания Γ , где давление



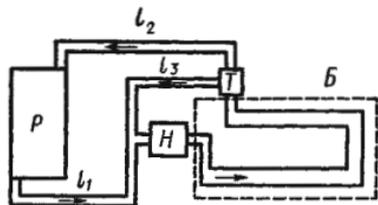
К задаче 4.41

$p_0 = 0,5$ МПа через коллектор K (кольцевую трубу) и шесть форсунок Φ с отверстиями $d_\phi = 1$ мм и коэффициентами расхода $\mu = 0,25$. Определить весовой расход топлива двигателем и мощность, потребляемую насосом, при следующих размерах труб: $l_1 = 4$ м; $l_2 = 4$ м; $l_3 = 1$ м; $l_4 = 5$ м; $d_1 = d_2 = 5$ мм; $d_3 = 4$ мм. Принять режим течения турбулентным, а коэффициент Дарси $\lambda_r = 0,04$. Рабочий объем насоса $V = 5$ см³/об; частота вращения $n = 8400$ об/мин; полный к.п.д. насоса $\eta = 0,80$ при давлении $p = 1,2$ МПа ($\eta_0 = 0,86$).

Центробежный регулятор рассматривать как дроссель с отверстием, площадь которого $S = 1$ мм²; коэффициент расхода $\mu = 0,7$.

Задача 4.42. На рисунке показана упрощенная схема системы охлаждения автомобильного двигателя, состоящая из центробежного насоса H , охлаждающей рубашки блока цилиндров B , термостата T , радиатора P и трубопроводов. Черными стрелками показано движение охлаждающей жидкости при прогревом двигателя, а светлыми стрелками — при холодном двигателе, когда радиатор посредством термостата T отключен. Расчетно-графическим методом определить расход Q охлаждающей жидкости в системе в двух случаях: двигатель прогрет и двигатель холодный.

Даны следующие величины: длина трубы от радиатора до насоса $l_1 = 0,4$ м; от блока до радиатора $l_2 = 0,3$ м; от блока цилиндров до насоса $l_3 = 0,2$ м; диаметр всех труб $d = 30$ мм; коэффициенты сопротивлений: охлаждающей рубашки $\zeta_1 = 2,8$; радиатора $\zeta_2 = 1,4$; термостата при отключенном радиаторе $\zeta_3 = 1,2$ и при включенном радиаторе $\zeta'_3 = 0,3$; плотность охлаждающей жидкости $\rho =$



К задаче 4.42

$= 1010 \text{ кг/м}^3$; ее кинематическая вязкость на прогретом двигателе $\nu = 0,28 \text{ Ст}$ и на холодном двигателе $\nu' = 0,55 \text{ Ст}$; частота вращения вала насоса $n = 4000 \text{ об/мин}$.

Характеристика насоса при частоте вращения $n_1 = 3500 \text{ об/мин}$ задана:

Q , л/мин	0	100	200	300	400	500	600
H , м	14,0	13,7	13,3	13,0	12,2	10,8	9,5

У к а з а н и е. Следует рассчитать и построить характеристику системы охлаждения для двух указанных случаев. На тот же график нанести характеристику насоса, пересчитанную с частоты вращения n_1 на частоту n (см. гл. 5).

ОТВЕТЫ К ГЛАВЕ 4

- 4.1. $p = 1,38 \text{ МПа}$; $N = 2,16 \text{ кВт}$. 4.2. $p = 0,18 \text{ МПа}$; $N = 1,77 \text{ кВт}$. 4.3. Режим — ламинарный. 4.4. Режим — турбулентный. 4.5. $p_1 = 0,106 \text{ МПа}$; $p_2 = 0,036 \text{ МПа}$. 4.6. $\Delta h = 14,6 \text{ м}$. 4.7. $Q = 5,8 \text{ л/с}$. 4.8. $p = 0,268 \text{ МПа}$. 4.9. $Q = 1,23 \text{ л/с}$. 4.10. $H_{\text{пот}} = 169,5 \text{ м}$. 4.11. $d = 24,1 \text{ мм}$. 4.12. $Q = 0,078 \text{ л/с}$. 4.13. $d = 19,9 \text{ мм}$. 4.14. $L = 11,7 \text{ м}$. 4.15. $Q = 0,37 \text{ л/с}$; $p_{\text{вак}} = 0,05 \text{ МПа}$. 4.16. $H_1 = 1,67 \text{ м}$; $H_2 = 0,37 \text{ м}$. 4.17. $p_1 = 3,47 \text{ МПа}$. 4.18. $p = 0,026 \text{ МПа}$. 4.19. $H_{\text{вс}} = 3,6 \text{ м}$. 4.20. $Q = 1,7 \text{ л/с}$. 4.21. $d = 19,8 \text{ мм}$. 4.22. $Q = 0,88 \text{ л/с}$. 4.23. $p = 0,445 \text{ МПа}$. 4.24. $Q = 2,17 \text{ л/с}$. 4.25. $Q_1 = 1 \text{ л/с}$; $Q_2 = 2 \text{ л/с}$. 4.26. $p_{\text{тр}} = 0,107 \text{ МПа}$; $Q_2 = 0,032 \text{ л/с}$; $Q_1 = 0,288 \text{ л/с}$. 4.27. $S_{\text{ар}} = 45,9 \text{ мм}^2$. 4.28. 16 раз. 4.29. $h = 1 \text{ м}$. 4.30. $Q_1 = 3 \text{ л/мин}$; $Q_2 = 3 \text{ л/мин}$; $Q_3 = 2 \text{ л/мин}$; $Q_4 = 1 \text{ л/мин}$. 4.31. $Q_2 = 0,186 \text{ л/с}$; $Q_3 = 0,114 \text{ л/с}$; $p_n = 0,942 \text{ МПа}$. 4.32. $p_n = 0,22 \text{ МПа}$; $Q_2 = 0,4 \text{ л/с}$; $Q_3 = 0,2 \text{ л/с}$. 4.33. $Q_2 = 0,858 \text{ л/с}$; $Q_3 = 2,342 \text{ л/с}$; $p_1 = 86,4 \text{ кПа}$. 4.34. $Q_1 = 3,2 \text{ л/с}$; $Q_2 = 0,858 \text{ л/с}$; $Q_3 = 2,342 \text{ л/с}$. 4.35. $l_1:l_2:l_3 = (48/49):(12/9):3$. 4.36. $Q_1 = 1,75 \text{ л/с}$; $Q_2 = 0,6 \text{ л/с}$; $Q_3 = 2,35 \text{ л/с}$. 4.37. $\Delta p = 2,26 \text{ МПа}$. 4.38. $h_{\text{ДВ}} = 7,5 \text{ м}$. 4.41. $G = 0,264 \text{ Н/с}$; $N = 0,077 \text{ кВт}$.

ГЛАВА 5. ГИДРОМАШИНЫ

Понятие «гидромашины» включает в себя насосы и гидродвигатели. В насосе происходит преобразование энергии приводящего двигателя в энергию потока жидкости, а гидродвигатель преобразует энергию потока жидкости в механическую работу.

По принципу действия гидромашины делят на объемные и динамические.

Объемными называют гидромашины, рабочий процесс которых основан на попеременном заполнении рабочих камер

жидкостью и вытеснением ее из этих камер. Рабочей камерой объемной гидромашины называют ограниченное пространство внутри машины, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщающееся с входом и выходом.

В объемных насосах перемещение жидкости осуществляется путем вытеснения ее из рабочих камер вытеснителями, которые совершают поступательное (поршневые насосы), вращательное или сложное вращательно-поступательное движение (роторные насосы).

В данной главе приводятся в основном задачи на расчет роторных насосов, наиболее широко используемых в машиностроении.

Подача объемного насоса определяется по формуле

$$Q = Vn\eta_0, \quad (5.1)$$

где V — рабочий объем гидромашины, равный расчетному объему жидкости, вытесненной за один оборот вала*; n — частота вращения вала; η_0 — объемный к.п.д. гидромашины.

Объемный к.п.д. η_0 учитывает утечки и перетечки жидкости через зазоры. Режим течения жидкости в зазорах обычно ламинарный. Поэтому объемный к.п.д. и, следовательно, подача насоса уменьшаются с увеличением давления по линейному закону [1]. Момент на валу роторного насоса определяется по формуле

$$M = \frac{1}{2\pi} p_n V \frac{1}{\eta_m}, \quad (5.2)$$

где p_n — давление, создаваемое на выходе из насоса; η_m — механический к.п.д. гидромашины, учитывающий потери на трение в ее деталях.

Объемные гидродвигатели по характеру движения выходного звена делятся на: гидроцилиндры, осуществляющие возвратно-поступательное движение; поворотные гидродвигатели с поворотным движением выходного звена на ограниченный угол; гидромоторы с вращательным движением выходного звена, в качестве которых используются роторные гидромашины.

Частота вращения вала гидромотора определяется по формуле

$$n = \frac{Q}{V} \eta_0, \quad (5.3)$$

где Q — расход жидкости, подведенный к гидромотору.

* Формулы для определения рабочих объемов роторных гидромашин различных типов приведены в [2].

Момент, развиваемый на валу гидромотора, равен

$$M = \frac{1}{2\pi} \Delta p_m V \eta_m, \quad (5.4)$$

где Δp_m — перепад давления на гидромоторе, равный разности давлений на входе и выходе гидромотора.

Основной разновидностью *динамических* насосов являются лопастные и, в частности, центробежные насосы. В центробежном насосе передача мощности от двигателя к жидкости происходит в процессе движения ее по межлопаточным каналам быстро вращающегося рабочего колеса из центральной его части к периферии.

Теоретический напор, создаваемый центробежным насосом с бесконечно большим числом лопаток ($z = \infty$), равен

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} (u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u}),$$

где u_2 и u_1 — окружные скорости рабочего колеса на выходе и на входе; v_{2u} и v_{1u} — окружные составляющие абсолютных скоростей на выходе и входе в колесо.

При отсутствии предварительной закрутки потока на входе в колесо $u_{1u} = 0$ и напор определяют по формуле

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 v_{2u}}{g}. \quad (5.5)$$

Если ввести в (5.5) подачу насоса Q , то

$$H_{T\infty} = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{Q \operatorname{ctg} \beta_2}{2\pi r_2 b_2} \right), \quad (5.6)$$

где r_2 и b_2 — радиус и ширина колеса на выходе; β_2 — угол между касательной к лопатке на выходе из колеса и касательной к окружности колеса (см. рис. к задаче 5.14).

Действительный напор центробежного насоса равен

$$H_n = \eta_r k_z H_{T\infty}. \quad (5.7)$$

Здесь k_z — коэффициент влияния числа лопаток, который можно оценить по следующей приближенной формуле:

$$k_z = \frac{1}{1 + \frac{2 \sin \beta_2}{z \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]}}$$

где z — число лопаток; r_1 — радиус окружности входных кромок лопаток; η_r — гидравлический к.п.д., учитывающий гидравлические потери внутри насоса.

Полный (общий) к.п.д. центробежного насоса равен произведению трех частных к.п.д., а именно:

$$\eta = \eta_r \eta_o \eta_m,$$

или

$$\eta = \frac{Q\gamma H_n}{N_{\text{потр}}} = \frac{Q\rho_n}{M\omega}, \quad (5.8)$$

где η_m — механический к.п.д. насоса, учитывающий механические потери энергии в насосе; $N_{\text{потр}}$ — мощность, потребляемая насосом.

Формула (5.5) позволяет построить теоретическую характеристику центробежного насоса.

Действительная характеристика получается из теоретической умножением ординат (напоров) на $k_z \eta_r$. Однако обычно пользуются экспериментальными кривыми $H_n = f(Q)$, которые имеют вид плавно спадающих кривых. Кривая зависимости к.п.д. насоса от подачи Q выходит из начала координат (при $Q=0$), достигает максимума при некоторой оптимальной подаче и пересекает ось абсцисс при $H_n=0$.

Для двух геометрически подобных центробежных насосов и для подобных режимов их работы справедливы следующие соотношения:

$$\begin{aligned} \frac{Q_1}{Q_2} &= \frac{n_1 D_1^3}{n_2 D_2^3}, \\ \frac{H_1}{H_2} &= \frac{n_1^2 D_1^2}{n_2^2 D_2^2}, \\ \frac{N_1}{N_2} &= \frac{n_1^3 D_1^5}{n_2^3 D_2^5}, \end{aligned} \quad (5.9)$$

где D — диаметры рабочих колес.

Приведенные формулы позволяют производить пересчет характеристик центробежных насосов с одной частоты n_1 и диаметра D_1 на другую частоту n_2 и другой диаметр D_2 . Для одного и того же насоса $D_1 = D_2$ и формулы упрощаются.

Гидравлический и объемный к.п.д. насоса при сохранении подобия режимов его работы остаются приблизительно постоянными в силу автомодельности. Полный к.п.д. насоса при этом в первом приближении можно считать также постоянным.

Когда абсолютное давление на входе в центробежный насос оказывается слишком низким, на входных элементах

лопаток рабочего колеса возникает кавитация. При этом напор, создаваемый насосом, и его к.п.д. резко падают.

Кавитационным запасом называют разность между полным напором жидкости во входном патрубке насоса и давлением насыщенных паров жидкости, т. е.

$$\Delta h_{\text{кав}} = \frac{p_{\text{в}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{в}}^2}{2g} - \frac{p_{\text{н.п}}}{\rho g}, \quad (5.10)$$

где $p_{\text{в}}$ и $v_{\text{в}}$ — давление и скорость во входном патрубке насоса; $p_{\text{н.п}}$ — давление насыщенных паров жидкости при данной температуре.

Значение кавитационного запаса, при котором начинается кавитация в насосе, называют критическим или минимально допустимым кавитационным запасом и обозначают $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}}$. Эта величина будет тем больше, чем больше подача насоса и частота вращения его колеса, и может быть найдена по следующей формуле С. С. Руднева:

$$\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}} = 10 \frac{(n^2 Q)^{2/3}}{C^{4/3}}, \quad (5.11)$$

где $C = 800 \dots 1000$ — коэффициент для обычных насосов. Для насосов с повышенными кавитационными свойствами $C \leq \leq 1300$. Это значение соответствует при подстановке в формулу (5.10) Δh (м); n (об/мин); Q (м³/с).

Формула С. С. Руднева позволяет находить минимально допустимое абсолютное давление $p_{\text{в.мин}}$ перед входом в насос при заданных Q и n , или Q_{max} при заданных $p_{\text{в}}$ и n , или n_{max} при заданных $p_{\text{в}}$ и Q .

УКАЗАНИЯ К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

Задачи данной главы сводятся к определению мощности, потребляемой насосом, подачи насоса, рабочего объема, построению характеристик центробежных насосов при различной частоте вращения. Для их решения необходимо использовать формулы и соотношения (5.1) ... (5.11), а также известные формулы для определения геометрических размеров.

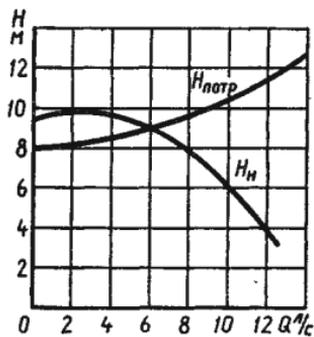
ЗАДАЧИ

Задача 5.1. При испытании насоса получены следующие данные: избыточное давление на выходе из насоса $p_2 = 0,35$ МПа; вакуум перед входом в насос $h_{\text{вак}} = 294$ 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 мощность, развиваемую насосом, потребляемую мощность и к.п.д. насоса. Диаметры всасывающего и напорного трубопроводов считать одинаковыми.

Задача 5.2. Центробежный насос системы охлаждения двигателя имеет рабочее колесо диаметром $D_2=200$ мм с семью радиальными лопатками ($\beta_2=90^\circ$); диаметр окружности входа $D_1=100$ мм. Какую частоту вращения нужно сообщить валу этого насоса при работе на воде для получения давления насоса $p=0,2$ МПа? Гидравлический к.п.д. насоса принять равным $\eta_r=0,7$.

Задача 5.3. Центробежный насос работает с частотой вращения $n_1=1500$ об/мин и перекачивает жидкость по трубопроводу, для которого задана кривая потребного напора $H_{\text{потр}}=f(Q)$ (см. рис.). На том же графике дана характеристика насоса H_n при указанной частоте вращения. Какую частоту вращения нужно сообщить данному насосу, чтобы увеличить подачу жидкости в два раза?



К задаче 5.3

Задача 5.4. Подача центробежного насоса $Q=5$ л/с; частота вращения $n=5000$ об/мин; средний диаметр окружности, на которой расположены входные кромки лопаток, $D_1=60$ мм; ширина лопатки на входе $b_1=20$ мм. Рабочее колесо радиальное. Определить угол лопатки на входе β_1 , соответствующий безотрывному входу потока в межлопаточные каналы. Толщиной лопаток пренебречь. Считать, что жидкость подводится к колесу без закрутки.

Задача 5.5. Центробежный насос системы охлаждения двигателя имеет рабочее колесо диаметром $D=150$ мм и ширину выходной части $b_2=12$ мм. Угол между касательной к лопатке и касательной к окружности колеса $\beta_2=30^\circ$. Определить напор, создаваемый насосом, при подаче $Q=25$ л/с, частоте вращения $n=3000$ об/мин, приняв коэффициент влияния числа лопаток $k_z=0,75$ и гидравлический к.п.д. $\eta_r=0,85$.

У к а з а н и е. По расходу Q , диаметру D и ширине b_2 определить радиальную проекцию абсолютной скорости выхода жидкости из колеса v_{2r} , построить параллелограмм скоростей и из него определить тангенциальную составляющую той же скорости v_{2a} при $z=\infty$, а затем и действительный напор при заданном числе лопаток.

Задача 5.6. Номинальная частота вращения двигателя внутреннего сгорания $n=4000$ об/мин. Насос системы охлаждения потребляет при этом 1,5 % полезной мощности.

Определить долю мощности, потребляемую насосом на форсированном режиме ($n=6000$ об/мин) и на режиме холостого хода ($n=1000$ об/мин). Принять, что мощность двигателя растет пропорционально числу оборотов; характеристика системы охлаждения квадратична.

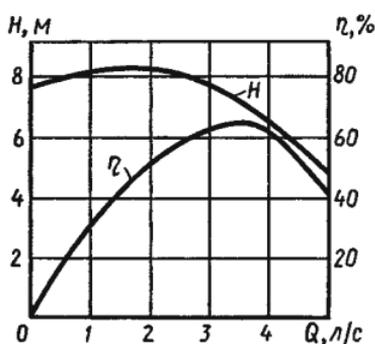
Задача 5.7. При каком значении угла β_2 наклона лопаток рабочего колеса на выходе величины подач, соответствующие максимальному гидравлическому к.п.д. и номинальным гидравлическим потерям, совпадают?

Задача 5.8. Показать, что зависимость механического к.п.д. от подачи $\eta_m = f(Q)$ для центробежного насоса монотонно приближается к пределу при угле между относительной и окружной скоростями $\beta_2 \geq 90^\circ$ и имеет экстремум при $\beta_2 < 90^\circ$. Считать мощность механических потерь не зависящей от подачи.

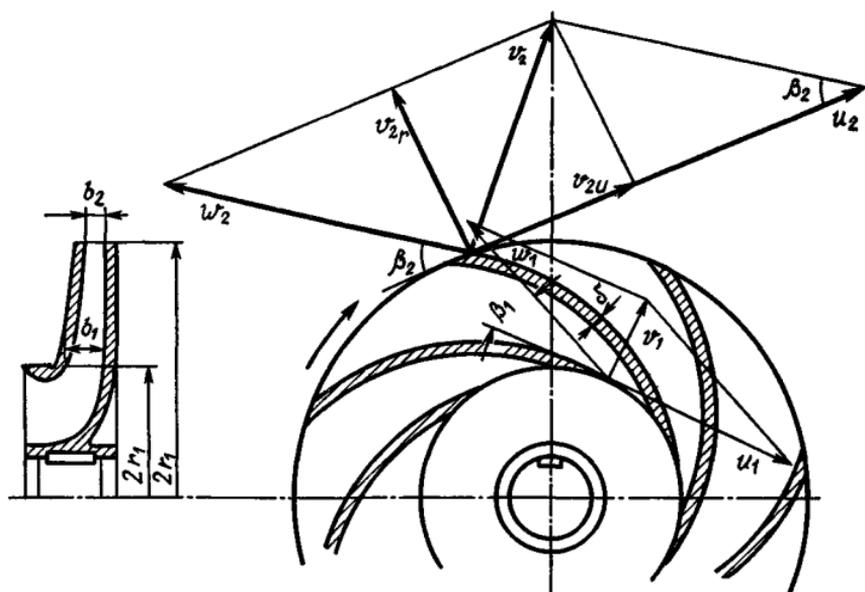
Задача 5.9. Компенсационный бачок системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания расположен на 0,5 м выше оси вращения вала насоса и соединен с атмосферой. Определить кавитационный запас и разность между ним и критическим кавитационным запасом при температуре воды $t=80^\circ\text{C}$ ($p_{н.л.}=45$ кПа), если кавитационный коэффициент быстроходности, по формуле Руднева, $C=1200$; $Q=5$ л/с; $n=6000$ об/мин; $h_a=740$ мм рт. ст. Диаметр входного трубопровода $d=40$ мм.

Задача 5.10. Определить разность между кавитационным запасом и критическим кавитационным запасом для центробежного насоса предыдущей задачи при движении по шоссе (высота над уровнем моря $H=4200$ м, атмосферное давление $h_a=740$ мм рт. ст.).

Задача 5.11. Центробежный насос, характеристика которого при $n_1=1400$ об/мин дана в виде графиков $H=f(Q)$ и $\eta=f(Q)$, работает в системе охлаждения двигателя и при указанной частоте вращения создает напор $H_1=7,2$ м и подачу $Q=3,5$ л/с. Определить частоту вращения n_2 , которую нужно сообщить этому насосу для того, чтобы при увеличении суммарного сопротивления системы (включением дополнительного агрегата) подача насоса осталась неизменной и равной $Q=3,5$ л/с. Чему при этом будут равны к.п.д. насоса η и потребляемая мощность?



К задаче 5.11



К задаче 5.14

Задача 5.12. Центробежный насос с рабочим колесом, диаметр которого $D = 60$ мм, имеет следующие параметры: $H_1 = 8$ м; $Q_1 = 6$ л/с; $n_1 = 3000$ об/мин. Для системы охлаждения двигателя необходимо иметь насос, обеспечивающий на подобном режиме работы подачу $Q_2 = 9$ л/с при $n_2 = 4000$ об/мин. Как надо изменить диаметр рабочего колеса указанного выше насоса, чтобы обеспечить требуемые параметры. Каков при этом будет напор насоса H_2 ?

Задача 5.13. Центробежный насос с рабочим колесом, диаметр которого $D_1 = 250$ мм, при частоте вращения $n_1 = 1800$ об/мин создает напор $H_1 = 12$ м и подает $Q = 6,4$ л/с. Требуется определить частоту вращения n_2 и диаметр D_2 колеса насоса, который при подобном режиме работы создает напор $H_2 = 18$ м и обеспечивает подачу $Q_2 = 10$ л/с.

Задача 5.14. На рисунке изображено рабочее колесо одноступенчатого центробежного насоса со всеми размерами и необходимыми углами.

Требуется определить нормальную подачу насоса * и соответствующий ей действительный напор, который создает

* Нормальной (или расчетной) подачей для центробежного насоса называется подача при безотрывном обтекании потоком входной части лопатки колеса, когда относительная скорость входа направлена по касательной к лопатке.

насос с данным колесом при частоте вращения $n = 1450$ об/мин.

Имеем: радиус окружности входных кромок лопаток $r_1 = 75$ мм; радиус колеса $r_2 = 150$ мм; ширина колеса на выходе $b_2 = 12$ мм; ширина колеса на входе $b_1 = 24$ мм; число лопаток $z = 7$; толщина лопаток $\delta = 3$ мм.

Углы между касательными к лопатке и окружности колеса: на входе $\beta_1 = 15^\circ$; на выходе $\beta_2 = 30^\circ$.

Гидравлический к.п.д. насоса принять $\eta_r = 0,85$.

Считать, что перед входом жидкости в колесо поток не имеет «закрутки», т. е. жидкость растекается по межлопаточным каналам радиально.

У к а з а н и е. Рекомендуется следующий порядок расчета: 1) из треугольника скоростей на входе при безотрывном обтекании лопатки найти абсолютную скорость входа v_1 ; 2) определить площадь входа с учетом стеснения лопатками, считая последние срезанными под углом β_1 ; 3) найти нормальную подачу насоса Q_n ; 4) определить окружную скорость колеса и радиальную составляющую абсолютной скорости на выходе (с учетом стеснения лопатками) и построить параллелограмм скоростей на выходе; 5) подсчитать теоретический напор при бесконечном числе лопаток; 6) определить действительный напор при нормальной подаче.

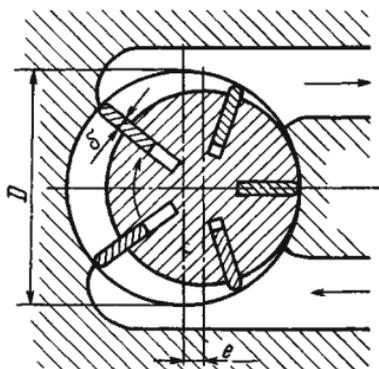
Задача 5.15. Центробежный насос, характеристика которого описывается уравнением $H_n = H_0 - k_1 Q^2$, нагнетает жидкость в трубопровод, потребный напор для которого пропорционален квадрату расхода: $H_{\text{потр}} = k_2 Q^2$. Определить подачу насоса и его напор, если $H_0 = 5$ м, $k_1 = k_2 = 0,05 \cdot 10^6$ с²/м⁵. Какими будут подача насоса и напор, если частота его вращения увеличится вдвое и вдвое возрастет сопротивление трубопровода, т. е. $k_2' = 0,1 \times 10^6$ с²/м⁵?

Задача 5.16. Подача центробежного насоса, характеристика которого при $\omega = 250$ с⁻¹ описывается уравнением $H_n = H_0 + k_1 Q - k_2 Q^2$, при работе на заданный трубопровод составляет $Q = 5$ л/с. Определить, с какой скоростью должно вращаться колесо насоса для создания напора, в два раза большего при той же подаче, если $H_0 = 4$ м; $k_1 = 0,2 \cdot 10^3$ с/м²; $k_2 = 0,06 \cdot 10^6$ с²/м⁵.

Задача 5.17. Центробежный насос системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания работал с подачей $Q = 8 \cdot 10^{-3}$ м³/с и с частотой вращения $n = 250$ с⁻¹. После модернизации системы охлаждения двигателя диаметр рабочего колеса увеличили в 1,3 раза. Определить напор нового насоса, если его подача и частота вращения остались не-

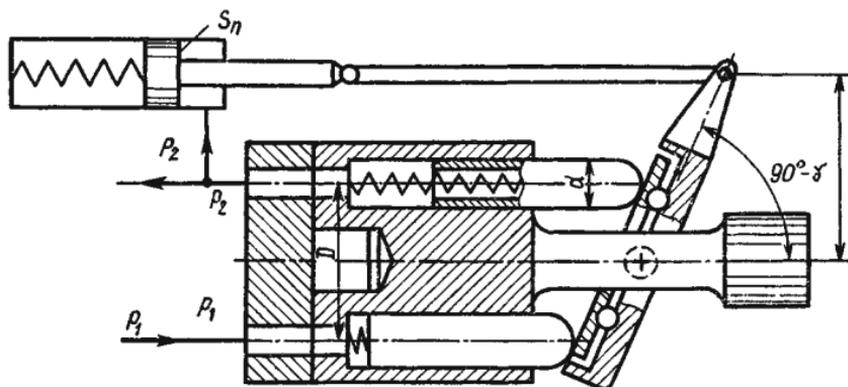
изменными. Принять, что характеристика исходного насоса описывается тем же уравнением, что и в задаче 5.16.

Задача 5.18. Пластинчатый насос имеет следующие размеры: диаметр внутренней поверхности статора $D=100$ мм; эксцентриситет $e=10$ мм; толщина пластин $\delta=3$ мм; ширина пластин $b=40$ мм. Определить мощность, потребляемую насосом при частоте вращения $n=1450$ об/мин и давлении на выходе из насоса $p=5$ МПа. Механический к.п.д. принять равным $\eta_m=0,9$.



К задаче 5.18

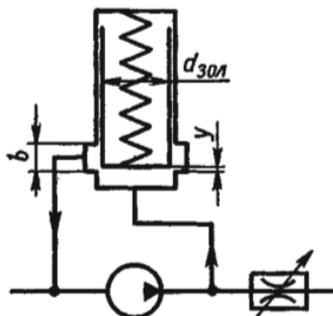
Задача 5.19. Аксиальный роторно-поршневой насос с наклонным диском снабжен автоматом-ограничителем давления (на рисунке дана его упрощенная схема), к которому подводится жидкость под давлением p_2 в напорной линии. Ограничение давления и уменьшение подачи происходят благодаря повороту диска на меньший угол γ , что осуществляется воздействием поршня автомата на диск. Требуется рассчитать и построить характеристику насоса в системе координат $p_n=f(Q)$ по следующим данным: диаметр поршней $d=12$ мм; число поршней $z=7$; диаметр окружности, на которой расположены оси поршней в роторе, $D=70$ мм; максимальный угол наклона диска, при котором $p_n=0$ и $Q=Q_{\max}$, $\gamma=30^\circ$; плечо силы давления жидкости на поршень автомата $L=55$ мм; сила пружины автомата при γ_{\max} $F_{\text{пр } 0}=200$ Н; жесткость этой пружины $c=1,5$ Н/мм; активная площадь поршня автомата $S_n=0,2$ см²; частота вращения ротора насо-



К задаче 5.19

са $n = 1450$ об/мин. Объемный к.п.д. насоса при $p_n = 15$ МПа принять равным $\eta_o = 0,94$. При расчете момент, действующий на диск со стороны поршней насоса, не учитывать.

Задача 5.20. Объемный роторный насос с постоянным рабочим объемом $V = 100$ см³ снабжен переливным клапаном золотникового типа с диаметром золотника $d_{зол} = 6$ мм. Сила пружины при закрытом клапане ($y = 0$) $F_{про} = 200$ Н. Наклон линеаризованной характеристики клапана $\Delta p / \Delta Q = 0,5$ МПа·с/л. Требуется рассчитать и построить характеристику насоса, работающего совместно с переливным клапаном, при частоте вращения $n = 1450$ об/мин. Объемный к.п.д. насоса при $p_n = 10$ МПа равен $\eta_o = 0,9$.



К задаче 5.20 и 5.21

Задача 5.21. Определить максимальное давление объемного роторного насоса $p_{n\max}$ (при $Q = 0$) и давление в начале открытия переливного клапана $p_{кло}$ ($y = 0$) при следующих данных: рабочий объем

насоса $V = 120$ см³; угловая скорость ротора насоса $\omega = 200$ с⁻¹; объемный к.п.д. насоса $\eta_o = 0,94$ при давлении $p_n = 12$ МПа; диаметр клапана $d = 8$ мм; ширина кольцевой проточки $b = 3$ мм; коэффициент расхода подклапанной щели $\mu = 0,7$; жесткость пружины $c = 23$ Н/мм; сила пружины при $y = 0$ $F_{про} = 250$ Н, плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³.

У к а з а н и е. Величину $p_{n\max}$ рекомендуется определять методом последовательных приближений.

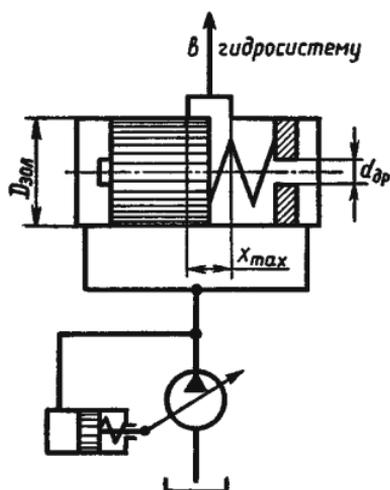
Задача 5.22. Дана характеристика объемного роторного насоса с переливным клапаном. Характеристика состоит из линеаризованных участков со следующими координатами определяющих точек:

Q , л/с	. . .	0,5	0,475	0
p_n , МПа	. . .	0	13,0	15,0

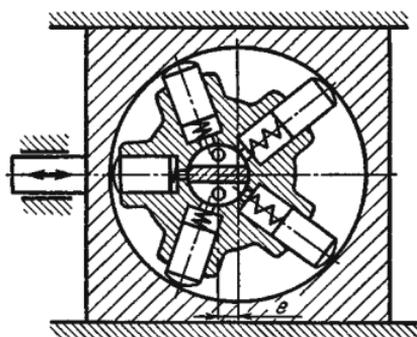
Построить аналогичную характеристику того же насоса при другом режиме работы, когда частота вращения ротора возросла в 1,5 раза; вязкость жидкости вследствие прогрева уменьшилась в 6 раз, а силу предварительного поджатия пружины клапана уменьшили на 30 %.

У к а з а н и е. Утечки в насосе считать обратно пропорциональными вязкости жидкости и не зависящими от частоты вращения, а характеристику клапана — линейной.

Задача 5.23. На выходе из регулируемого роторного насоса, снабженного автоматом-ограничителем давления, установлен еще ограничитель подачи, назначение которого — ограничивать расход жидкости в системе при возрастании частоты вращения ведущего вала насоса. Ограничитель расхода золотниковый типа состоит из постоянного дросселя диаметром $d_{др} = 4$ мм и переменного дросселя в виде окна размером $b \times x$, где ширина окна $b = 2$ мм, а x меняется от нуля до $x_{max} = 7$ мм в связи с перемещением золотника диаметром $D_{зол} = 10$ мм.



К задаче 5.23



К задаче 5.24

Построить совместную характеристику насоса с ограничителями давления и расхода в виде зависимости $p_n = f(Q)$ ($n = \text{const}$).

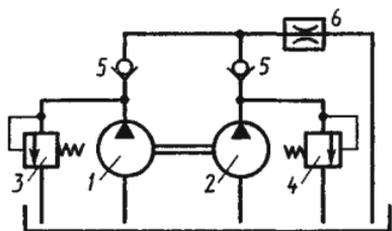
Дано: максимальное давление насоса при $Q = 0$ $P_{n \max} = 20$ МПа; давление начала срабатывания ограничителя давления $p'_n = 19$ МПа, при этом подача насоса $Q = 0,5$ л/с; жесткость пружины $c = 8$ Н/м; предварительное поджатие пружины $x_0 = 10$ мм; коэффициент расхода обоих дросселей $\mu = 0,64$; плотность жидкости $\rho = 850$ кг/м³.

У к а з а н и е. Сначала следует определить давление на выходе из ограничителя и подачу насоса, при которых начинает перемещаться золотник ограничителя расхода (p'' и Q''). Затем подсчитывается подача насоса Q при давлении на выходе из ограничителя $p = 0$. Рекомендуется метод последовательных приближений. Полученные две точки можно соединить прямой.

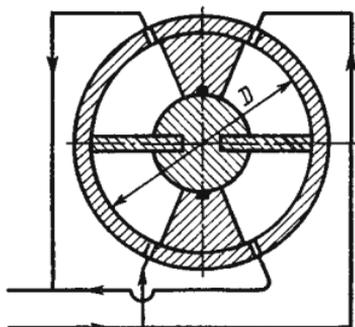
Задача 5.24. При постоянном расходе жидкости, подводимой к радиально-поршневому гидромотору, частоту вращения его ротора можно изменять за счет перемещения статора и,

следовательно, изменения эксцентриситета e . Определить максимальную частоту вращения ротора гидромотора, нагруженного постоянным моментом $M=300 \text{ Н}\cdot\text{м}$, если известно: максимальное давление на входе в гидромотор $p_{\max} = 20 \text{ МПа}$; расход подводимой жидкости $Q=15 \text{ л/мин}$; объемный к.п.д. гидромотора $\eta_o=0,9$ при p_{\max} ; механический к.п.д. при том же давлении $\eta_m=0,92$.

Задача 5.25. Два насоса 1 и 2, снабженные переливными клапанами 3 и 4, работают от одного двигателя и подают жидкость через обратные клапаны 5 и дроссель 6 на слив. Без учета потерь давления в гидролиниях и обратных клапанах определить расход жидкости через дроссель, если известно: частота вращения насосов $n=1450 \text{ об/мин}$; рабочие объемы насосов $V_1=10 \text{ см}^3$ и $V_2=16 \text{ см}^3$; объемные к.п.д. насосов одинаковы и равны $\eta_o=0,9$ при давлении $p_n=15 \text{ МПа}$; площадь проходного сечения дросселя 5 $S_{др}=0,05 \text{ см}^2$; коэффициент расхода дросселя $\mu=0,6$; плотность жидкости $\rho=850 \text{ кг/м}^3$.



К задаче 5.25



К задаче 5.26

Линеаризованные характеристики клапанов определяются следующими данными: для клапана 3 — $Q_{\text{кл}}=0$ при $p_n \leq 6 \text{ МПа}$ и $Q_{\text{кл}}=Q_{n1}$ при $p_n=8 \text{ МПа}$; для клапана 4 — $Q_{\text{кл}}=0$ при $p_n \leq 9 \text{ МПа}$ и $Q_{\text{кл}}=Q_{n2}$ при $p_n=10 \text{ МПа}$.

У к а з а н и е. Задачу решить графоаналитическим методом.

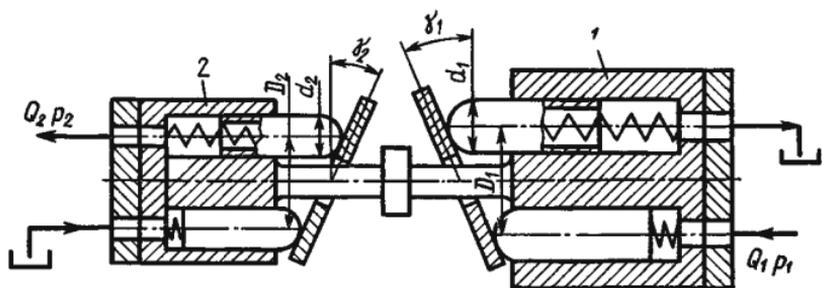
Задача 5.26. Двухкамерный гидродвигатель поворотного движения должен создавать момент на валу, равный $M=2 \text{ кН}\cdot\text{м}$ при скорости поворота $\omega=2 \text{ с}^{-1}$. Размеры гидродвигателя: $D=200 \text{ мм}$; $d=100 \text{ мм}$ (см. рис.); ширина лопастей $b=60 \text{ мм}$. Принять механический к.п.д. $\eta_m=0,9$; объемный к.п.д. $\eta_o=0,75$. Определить требуемое давление насоса и необходимую подачу.

Задача 5.27. Гидропреобразователь составлен из двух аксиальных роторно-поршневых гидромашин с наклонным диском полного типоразмерного ряда: гидромотора 1 и насоса 2.

Даны основные размеры (см. рис.) гидромотора: $D_1 = 90$ мм, $d_1 = 15$ мм; насоса: $D_2 = 60$ мм, $d_2 = 10$ мм; углы наклона дисков $\gamma_1 = \gamma_2$.

Каким должен быть расход Q_1 жидкости, подводимой к гидромотору 1, и каким должно быть давление p_1 на входе в гидромотор для получения на выходе из насоса подачи $Q_2 = 1,8$ л/с при давлении $p_2 = 15$ МПа?

Механический и объемный к.п.д. обеих гидромашин принять одинаковыми: $\eta_{м1} = \eta_{м2} = 0,92$ и $\eta_{о1} = \eta_{о2} = 0,95$.



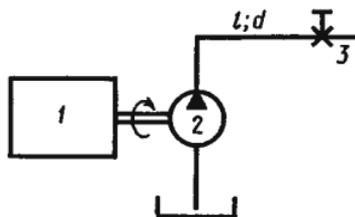
К задаче 5.27

Задача 5.28. При пуске приводного двигателя 1 объемный насос 2 набирает обороты от 0 до n_{\max} за время $t = 1$ с. При этом нарастание частоты вращения происходит по линейному закону.

Построить график нарастания давления в перекрытой краном 3 напорной гидролинии насоса и определить время достижения давления $p = 10$ МПа.

Даны следующие величины: рабочий объем насоса $V = 10$ см³; максимальная частота вращения вала насоса $n_{\max} = 960$ об/мин; длина напорной гидролинии $l = 10$ м; диаметр трубопровода $d = 16$ мм; толщина стенок трубы $\delta = 1$ мм; модуль упругости материала труб $F = 10^5$ МПа; модуль объемной упругости жидкости $K = 10^3$ МПа; объемный к.п.д. насоса при частоте вращения $n = 1000$ об/мин и давлении $p = 10$ МПа $\eta_o = 0,8$.

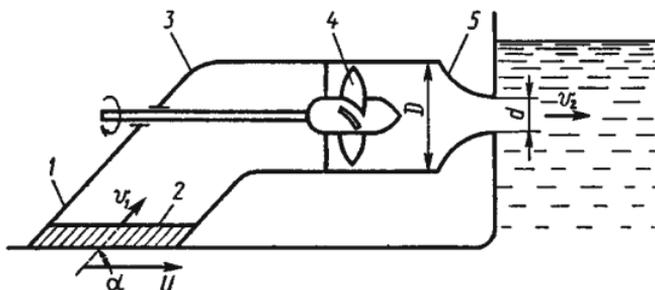
Указания: 1. При составлении дифференциального уравнения процесса считать, что подача насоса расходуется на утечки в зазоре, сжатие жидкости



К задаче 5.28

в напорной гидрولينии и растяжение трубы. 2. Суммарный (приведенный) модуль упругости жидкости и трубопровода C определить из формулы $\frac{1}{C} = \frac{1}{K} + \frac{d}{E\delta}$. 3. Считать, что утечки в зазорах пропорциональны давлению и не зависят от частоты вращения насоса.

Задача 5.29. Водометный движитель плавающего автомобиля состоит из приемного патрубка 1 с предохранительной решеткой 2, устроенных в днище корпуса автомобиля, колена 3, осевого лопастного насоса 4 и сопла 5, через которое выбрасывается струя воды под уровень и тем самым создается реактивная сила тяги на плаву.



К задаче 5.29

Приемный патрубок 1 и ячейки решетки 2 наклонены под углом $\alpha = 45^\circ$ к горизонту, с тем чтобы частично использовать скоростной напор на плаву для улучшения всасывания воды в насос. При этом дано, что скорость v_1 воды в приемном патрубке (и перед насосом) должна быть равна проекции скорости u воды относительно днища автомобиля на ось патрубка, т. е. $u_1 = u \cos \alpha$.

Даны следующие величины: скорость движения машины на плаву $u = 5$ м/с; диаметры: входного патрубка насоса $D = 500$ мм, выходного отверстия сопла $d = 300$ мм.

Определить: подачу насоса Q и создаваемый им напор H ; реактивную силу тяги движителя F и к.п.д. движителя η .

Учесть потери напора во входной части водомета, приняв коэффициент местного сопротивления на входе $\zeta_{вх} = 1$ (отнесено к скорости v_1) и в сопле $\zeta_c = 0,05$ (отнесено к скорости v_2).

Указание. Напор насоса H найти как разность удельных энергий жидкости на входе в насос и на выходе из него; при этом учесть, что скорость на входе в решетку 2 равна v_1 , а давление равно давлению окружающей среды. К.п.д. движителя определить как отношение совершаемой им работы за $t=1$ с к мощности, развиваемой насосом. Для определения силы тяги использовать теорему импульсов.

5.1. $N_n=2,5$ кВт; $N_{\text{потр}}=3,4$ кВт; $\eta=0,74$. 5.2. $n=1614$ об/мин.
 5.4. $\beta_1=4,8^\circ$. 5.5. $H=24,4$ м. 5.6. $(\%N)_{\text{форс}}=2,25\%$; $(\%N)_{\text{х.х}}=$
 $=0,06\%$. 5.7. $\beta_2=90^\circ$. 5.9. $\Delta h=6,8$ м; $\Delta h-\Delta h_{\text{кр}}=4,3$ м. 5.10. $\Delta h-$
 $-\Delta h_{\text{кр}}=0,5$ м. 5.12. $D_2=62$ мм; $H_2=15,4$ м. 5.13. $n_2=1952$ об/мин;
 $D_2=282$ мм. 5.14. $Q=28,6$ л/с; $H=30$ м. 5.15. $Q_n=7,07$ л/с; $H=$
 $=2,5$ м; $Q'_n=11,5$ л/с; $H'=13,3$ м. 5.16. $\omega=335$ с $^{-1}$. 5.17. $H=$
 $=6,65$ м. 5.18. $N=30$ кВт. 5.21. $p_{\text{нmax}}=5,82$ МПа; $p_{\text{нкл}}=4,97$ МПа.
 5.24. $n_{\text{max}}=132$ об/мин. 5.25. $Q_{\text{др}}=0,37$ л/с. 5.26. $p=4,94$ МПа; $Q=$
 $=1,2$ л/с. 5.27. $Q_1=6,73$ л/с; $p_1=5,25$ МПа. 5.28. $t=0,62$ с. 5.29.
 $Q=0,694$ м 3 /с; $H=5,8$ м; $F=6,82$ кН; $\eta=0,86$.

ГЛАВА 6. ГИДРОПРИВОДЫ

Совокупность гидромашин, гидроаппаратов и вспомогательных устройств, предназначенная для передачи энергии и преобразования движения посредством жидкости, называется *гидроприводом*.

Гидроаппаратами называются устройства для управления потоком жидкости.

Основные гидроаппараты: гидродроссели и гидроклапаны, предназначенные для управления расходом и давлением в потоке жидкости; гидрораспределители, предназначенные для изменения направления потока жидкости.

Условные обозначения по ЕСКД гидромашин, гидроаппаратов и вспомогательных устройств приведены в Приложении 5.

По типу гидроприводы делят на объемные и гидродинамические (лопастные). В данном пособии рассматриваются в основном объемные гидроприводы.

По характеру движения выходного звена объемные гидроприводы делят на три класса: поступательного, поворотного и вращательного движений. В соответствии с этим в качестве гидродвигателей используются гидроцилиндры, поворотные гидродвигатели и гидромоторы.

Различают объемные гидроприводы без управления и с управлением. В первых не предусмотрена возможность регулирования скорости выходного звена, а во вторых можно менять эту скорость воздействием извне.

Существует два основных способа управления гидроприводом: дроссельный и машинный. Дроссельное управление заключается в том, что часть подачи насоса отводится через гидродроссель или гидроклапан на слив минуя гидродвигатель. При этом способе управления возможны два вари-

анта включения дросселя: последовательно с гидродвигателем и параллельно гидродвигателю.

Для гидропривода поступательного движения с последовательным включением дросселя скорость выходного звена определяется уравнением

$$v = \mu \frac{S_{др}}{S_n} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_n - \frac{F}{S_n} \right)}, \quad (6.1)$$

где μ — коэффициент расхода через дроссель; $S_{др}$ — площадь проходного сечения дросселя; S_n — площадь поршня со стороны нагнетания; F — нагрузка на выходном звене; p_n — давление на выходе из насоса.

При параллельном включении дросселя

$$v = \frac{1}{S_n} \left(Q_n - \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{F}{S_n}} \right), \quad (6.2)$$

где Q_n — подача насоса.

Машинное управление осуществляется за счет изменения рабочего объема насоса или гидродвигателя либо того и другого вместе. Очевидно, что два последних варианта возможны только в гидроприводах вращательного движения. В общем случае частота вращения вала гидромотора определяется уравнением

$$n_m = n_n \frac{e_n V_n}{e_m V_m} \eta_o, \quad (6.3)$$

где n_n — частота вращения насоса; V_n и V_m — соответственно максимальный рабочий объем насоса и гидромотора; e_n и e_m — безразмерный параметр регулирования соответственно насоса и гидромотора, равный отношению текущего значения рабочего объема к максимальному (изменяется от 0 до 1); η_o — объемный к.п.д. гидропривода, равный произведению объемных к.п.д. насоса и гидромотора.

Коэффициент полезного действия гидропривода η равен отношению мощности на выходном звене к мощности, потребляемой насосом. Для поступательного гидропривода

$$\eta = \frac{Fv}{M_n \omega_n}, \quad (6.4)$$

а для вращательного

$$\eta = \frac{M_m \omega_m}{M_n \omega_n}, \quad (6.5)$$

здесь M_n и M_m — соответственно момент на валу насоса и гидродвигателя; F — усилие на штоке гидроцилиндра; ω_n

и ω_m — угловая скорость вращения вала насоса и гидромотора.

К.п.д. гидропривода с машинным управлением учитывает объемные, механические потери в гидромашинах и гидравлические потери давления в гидролиниях (трубопроводах, фильтрах, распределителях)

$$\eta = \eta_o \eta_m \eta_r, \quad (6.6)$$

где η_m — механический к.п.д. гидропривода, равный произведению механических к.п.д. насоса и гидродвигателя; η_r — гидравлический к.п.д., равный отношению потерь давления в гидролиниях к давлению на выходе из насоса.

К.п.д. гидропривода с дроссельным управлением помимо перечисленных выше потерь учитывает и к.п.д. системы управления, который равен отношению мощности потока жидкости, подведенного к гидродвигателю, к мощности потока жидкости на выходе из насоса без учета потерь в гидролиниях.

При последовательном включении дросселя

$$\eta_y = 0,385 \frac{S_{др}}{S_{др\max}}, \quad (6.7)$$

при параллельном включении

$$\eta_y = 1 - \frac{Q_{др}}{Q_n}, \quad (6.8)$$

здесь $S_{др}$ и $S_{др\max}$ — соответственно текущая и максимальная величина площади проходного сечения дросселя; $Q_{др}$ — расход через дроссель.

УКАЗАНИЯ К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

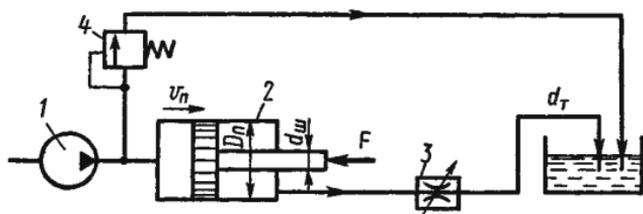
Гидроприводы при расчете можно рассматривать как сложные трубопроводы с насосной подачей, а гидродвигатели — как особые местные гидравлические сопротивления, вызывающие потерю давления Δp . Эта величина считается не зависящей от расхода жидкости (скорости перемещения выходного звена поршня). Для гидроцилиндров величина Δp приближенно определяется как частное от деления нагрузки вдоль штока на площадь поршня со стороны нагнетания. При расчете указанных систем следует учитывать то, что расход жидкости на входе в гидроцилиндр с односторонним штоком отличен от расхода на выходе, так как площади поршня различны.

Для определения рабочего режима гидропривода с заданной характеристикой насоса используют графоаналитиче-

ский метод, о котором было сказано в гл. 4 [1]. При этом характеристики объемных регулируемых насосов (или насосов, снабженных переливными клапанами) обычно задаются тремя точками, которые при построении следует соединять прямыми. Характеристики нерегулируемых насосов могут быть заданы двумя точками, которые соединяются прямой линией. Первая точка определяется как теоретическая подача Q_n при $p=0$ и объемном к.п.д. $\eta_o=1$. Вторая точка определяется по формуле (5.1) при заданном p_n и объемном к.п.д. η_o .

ЗАДАЧИ

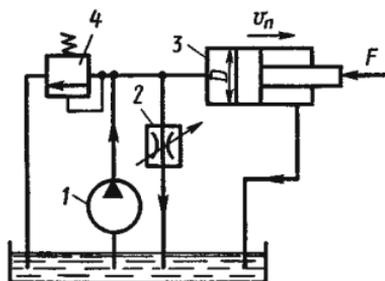
Задача 6.1. На рисунке показана упрощенная схема гидропривода с дроссельным управлением и последовательным включением дросселя. Обозначения: 1 — насос, 2 — гидроцилиндр, 3 — регулируемый дроссель, 4 — переливной клапан (распределитель на схеме не показан). Под каким давлением p_1 нужно подвести жидкость ($\rho=1000 \text{ кг/м}^3$) к левой полости гидроцилиндра для перемещения поршня



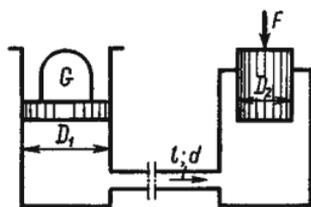
К задаче 6.1

вправо со скоростью $v_n=0,1 \text{ м/с}$ и преодоления нагрузки вдоль штока $F=1000 \text{ Н}$, если коэффициент местного сопротивления дросселя $\zeta_{др}=10$? Другими местными сопротивлениями и потерей на трение в трубопроводе пренебречь. Диаметры: поршня $D_n=60 \text{ мм}$, штока $d_ш=30 \text{ мм}$, трубопровода $d_т=6 \text{ мм}$.

Задача 6.2. На рисунке показана упрощенная схема объемного гидропривода поступательного движения с дроссельным регулированием скорости выходного звена (штока), где 1 — насос, 2 — регулируемый дроссель. Шток гидроцилиндра 3 нагружен силой $F=1200 \text{ Н}$; диаметр поршня $D=40 \text{ мм}$. Предохранительный клапан 4 закрыт. Определить давление на выходе из насоса и скорость перемещения поршня со штоком v_n при таком открытии дросселя, когда его можно рассматривать как отверстие площадью $S_o=0,05 \text{ см}^2$ с коэффициентом расхода $\mu=0,62$. Подача насоса $Q=$



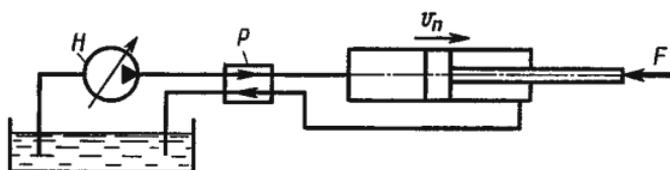
К задаче 6.2



К задаче 6.3

$= 0,5$ л/с. Плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³. Потери в трубопроводах пренебречь.

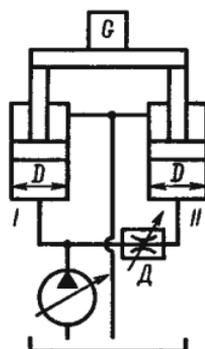
Задача 6.3. Рабочая жидкость с вязкостью $\nu = 0,2$ Ст и плотностью $\rho = 900$ кг/м³ подается в цилиндр пресса грузовой гидроаккумулятором по трубопроводу длиной $l = 100$ м и диаметром $d = 30$ мм. Вес груза аккумулятора $G = 380$ кН; диаметр поршня $D_1 = 220$ мм. Определить скорость движения плунжера, если усилие прессования $F = 650$ кН, а диаметр плунжера $D_2 = 300$ мм. Режим течения в трубе принять ламинарным. Весом плунжера пренебречь.



К задаче 6.4

Задача 6.4. Определить давление, создаваемое насосом, и его подачу, если преодолеваемая сила вдоль штока $F = 10$ кН, а скорость перемещения поршня $v_n = 0,1$ м/с. Учесть потерю давления на трение в трубопроводе, общая длина которого $l = 8$ м; диаметр $d = 14$ мм. Каждый канал распределителя по сопротивлению эквивалентен длине трубопровода $l_s = 100d$. Диаметр поршня $D = 100$ мм, площадью штока пренебречь. Вязкость масла $\nu = 1$ Ст; плотность $\rho = 900$ кг/м³.

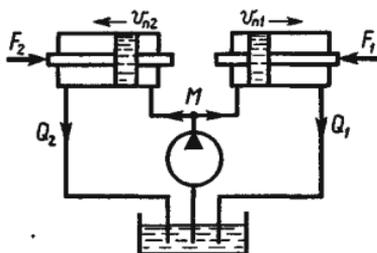
Задача 6.5. Для подъема груза G со скоростью $v = 0,15$ м/с используются два гидроцилиндра диаметром $D = 100$ мм. Груз смещен относительно оси симметрии так, что нагрузка на штоке 1-го цилиндра $F_1 = 6$ кН, а на штоке 2-го цилиндра $F_2 = 5$ кН. Каким должен быть коэффициент местного сопро-



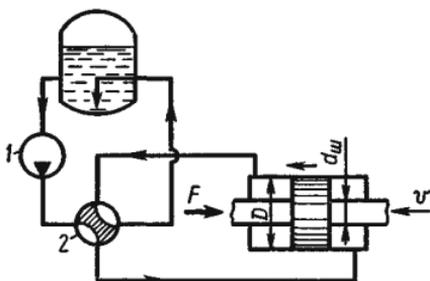
К задаче 6.5

тивления дросселя $\zeta_{др}$, чтобы платформа поднималась без перекашивания? Диаметр трубопровода $d=10$ мм; плотность жидкости $\rho=900$ кг/м³. Потерями на трение по длине трубы пренебречь.

Задача 6.6. Определить скорости поршней v_{n1} и v_{n2} , площади которых одинаковы и равны $S_n=5$ см². Штоки поршней нагружены силами $F_1=1$ кН и $F_2=0,9$ кН. Длина каждой ветви трубопровода от точки M до бака $l=5$ см; диаметр трубопроводов $d=10$ мм; подача насоса $Q=0,2$ л/с. Вязкость рабочей жидкости $\nu=1$ Ст; плотность $\rho=900$ кг/м³.



К задаче 6.6

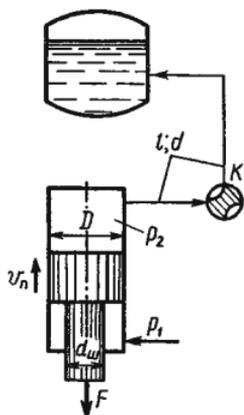


К задаче 6.7

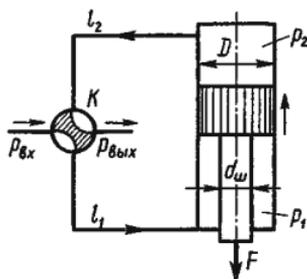
Задача 6.7. Какое давление должно быть на выходе насоса 1 , нагнетающего жидкость через распределитель 2 в правую полость силового гидроцилиндра, для того чтобы преодолеть нагрузку на шток $F=16$ кН при скорости перемещения поршня $v=0,1$ м/с? Общая длина трубопровода от насоса до гидроцилиндра и от гидроцилиндра до бака $l=8$ м; диаметр трубопровода $d=10$ мм. Диаметры: поршня $D=60$ мм; штока $d_{ш}=20$ мм. Свойства жидкости: $\rho=850$ кг/м³; $\nu=4$ Ст. Сопротивлением распределителя пренебречь.

Задача 6.8. Определить перепад давления в силовом гидроцилиндре Δp_u , шток которого нагружен постоянной силой $F=16$ кН, в следующих двух случаях: 1) скорость подъема поршня равна $v_n=0$; 2) $v_n=0,2$ м/с. Диаметры: поршня $D=60$ мм; штока $d_{ш}=20$ мм. Трубопровод, по которому жидкость движется из гидроцилиндра через распределитель K в бачок, имеет длину $l=6$ м; диаметр $d=10$ мм. Свойства жидкости: $\nu=4$ Ст; $\rho=850$ кг/м³. Сопротивлением распределителя K пренебречь. Избыточное давление в баке считать равным нулю, нивелирные высоты не учитывать.

Указание. Следует записать уравнение равновесия поршня и из него выразить Δp_u через давление p_2 , которое является функцией скорости в трубопроводе.



К задаче 6.8



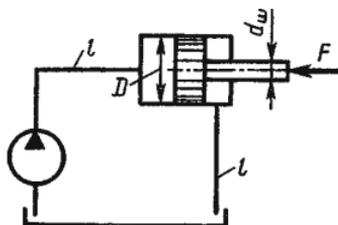
К задаче 6.9

Задача 6.9. Определить перепад давления на входе и выходе распределителя Δp_u , к которому присоединена магистраль с силовым гидроцилиндром. Диаметры: поршня $D = 60$ мм; штока $d_w = 30$ мм; расход жидкости на входе в распределитель $Q = 0,314$ л/с. Шток гидроцилиндра нагружен силой $F = 16$ кН. Длина подводящего участка магистрали l_1 равна длине отводящего участка и составляет $l_1 = l_2 = 8$ м; диаметр трубопровода $d = 10$ мм; свойства рабочей жидкости: $\rho = 850$ кг/м³, $\nu = 1$ Ст.

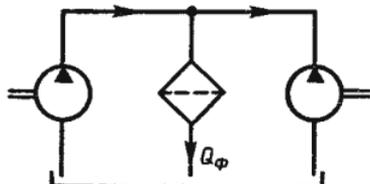
Указания: 1. Перепад давления в гидроцилиндре Δp_u определить как частное от деления силы F на площадь поршня S_n со стороны нагнетания. 2. Учесть, что скорости в подводящем участке магистрали v_1 и отводящем участке v_2 будут различными.

Задача 6.10. Определить давление, создаваемое насосом, если длины трубопроводов до и после гидроцилиндра равны $l = 5$ м; их диаметры $d_r = 15$ мм; диаметры: поршня $D = 60$ мм; штока $d_w = 40$ мм; сила на штоке $F = 1$ кН; подача насоса $Q = 1,2$ л/с; вязкость рабочей жидкости $\nu = 0,5$ Ст; плотность $\rho = 900$ кг/м³.

Задача 6.11. Определить количество жидкости (в процентах от подачи насоса), проходящей через фильтр, если рабочий объем насоса $V_1 = 30$ см³; частота вращения насоса



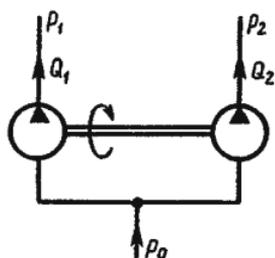
К задаче 6.10



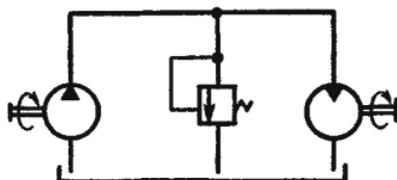
К задаче 6.11

$n_1=2000$ об/мин; рабочий объем гидромотора $V_2=50$ см³; момент на его валу $M_2=5$ Н·м; объемные и механические к.п.д. гидромашин $\eta_o=\eta_m=0,9$; плотность рабочей жидкости $\rho=900$ кг/м³; вязкость $\nu=0,4$ Ст; диаметр трубопроводов $d_T=10$ мм; эквивалентная длина для фильтра $l_\phi=7000d_T$. Потерями на трение в трубопроводах пренебречь. С какой частотой при этом вращается гидромотор?

Задача 6.12. Объемный делитель потока состоит из двух одинаковых роторных гидромашин, соединенных общим валом. Определить давление перед делителем p_0 , если давление $p_1=10$ МПа; $p_2=1$ МПа; механические к.п.д. гидромашин $\eta_m=0,95$. Найти соотношение расходов в параллельных ветвях Q_1 и Q_2 , которое будет отлично от единицы из-за наличия объемных потерь в гидромашинах. Принять, что их объемные к.п.д. линейно зависят от перепадов давления и при $\Delta p=10$ МПа равны $\eta_o=0,9$.



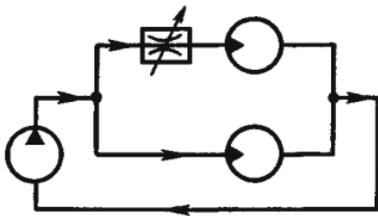
К задаче 6.12



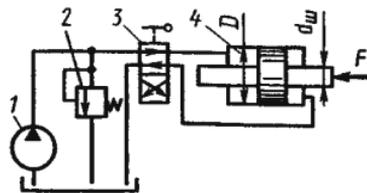
К задаче 6.13

Задача 6.13. Найти минимальные рабочие объемы гидромашин гидропередачи, обеспечивающие на выходном валу гидромотора момент $M=50$ Н·м и угловую скорость $\omega_2=200$ с⁻¹, если угловая скорость насоса $\omega_1=300$ с⁻¹, давление срабатывания предохранительного клапана $p_{кл}=15$ МПа. Принять объемные к.п.д. гидромашин $\eta_o=0,95$; механические к.п.д.— $\eta_m=0,92$. Какую мощность при этом потребляет насос?

Задача 6.14. При каком проходном сечении дросселя угловые скорости гидромоторов будут одинаковы? Дано: рабочий объем насоса $V_1=56$ см³; частота вращения насоса $n=3000$ об/мин; рабочие объемы гидромоторов $V_3=12$ см³, $V_4=28$ см³; моменты на их валах $M_3=20$ Н·м; $M_4=40$ Н·м; механические и объемные к.п.д. гидромашин $\eta_m=\eta_o=0,95$; плотность рабочей жидкости $\rho=900$ кг/м³; коэффициент расхода дросселя $\mu=0,85$. Потерями давления в трубопроводах пренебречь.



К задаче 6.14

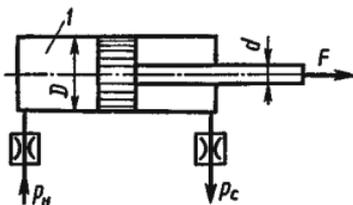


К задаче 6.15

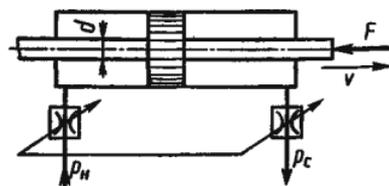
Задача 6.15. На рисунке приведена схема гидропривода, состоящего из насоса 1, переливного клапана 2, распределителя 3 и гидроцилиндра 4. Определить скорость движения штока гидроцилиндра при нагрузке $F=20$ кН, если рабочий объем насоса $V=32$ см³; угловая скорость $\omega=200$ с⁻¹; объемный к.п.д. $\eta_{o1}=0,96$ при $p=8$ МПа; давление начала открытия переливного клапана $p_{кл}=5$ МПа; максимальное давление $p_{max}=7$ МПа; суммарная длина трубопроводов $l=6$ м; диаметр трубопровода $d_t=10$ мм; эквивалентная длина для каждого канала распределителя $l_p=200d_t$, диаметры: поршня $D=80$ мм; штока $d_{ш}=30$ мм; плотность рабочей жидкости $\rho=900$ кг/м³; вязкость $\nu=0,4$ Ст.

Задача 6.16. Определить минимально допустимый диаметр дроссельной шайбы в напорной линии гидропривода d_1 , обеспечивающей перемещение поршня гидроцилиндра без разрыва сплошности потока (без кавитации) в полости 1. Перемещение поршня происходит под действием лишь нагрузки на штоке $F=20$ кН. Давления: насоса $p_n=15$ МПа; слива $p_c=0,5$ МПа; насыщенных паров жидкости $p_{н.п}=0,01$ МПа. Диаметры: цилиндра $D=50$ мм; штока $d=30$ мм; дроссельной шайбы на сливе $d_2=1,5$ мм. Коэффициент расхода дроссельных шайб $\mu=0,64$. Плотность жидкости $\rho=900$ кг/м³.

Задача 6.17. В системе гидропривода постоянного давления нагнетания $p_n=25$ МПа и слива $p_c=1$ МПа установлен гидроцилиндр с дроссельным регулированием скорости поршня с помощью одинаковых дросселей на нагнетании и сливе, открывающихся синхронно. Определить минимальный ди-



К задаче 6.16



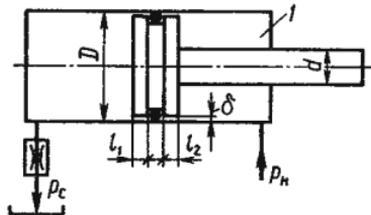
К задаче 6.17

аметр гидроцилиндра, площади открытия дросселей и скорость поршня без нагрузки при условии, что шток поршня должен преодолевать нагрузку $F=35$ кН при скорости перемещения $v=150$ мм/с. Плотность жидкости $\rho=850$ кг/м³; диаметр штока $d=40$ мм; коэффициент расхода дросселей $\mu=0,64$.

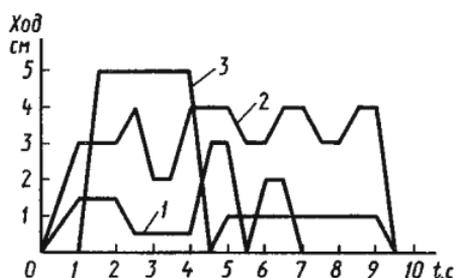
Задача 6.18. Определить, при какой длине b (по дуге) разрушения резинового уплотнительного кольца поршень начнет двигаться вправо при подаче давления p_n в полость 1. Дано: диаметр отверстия в дросселе $d_{др}=1,2$ мм; $p_n=21$ МПа; $p_c=0,8$ МПа; $\rho=850$ кг/м³; $v=0,2$ см²/с; $l_1=l_2=7$ мм; зазор между поршнем и цилиндром $\delta=0,1$ мм; $D=50$ мм; $d=30$ мм.

Принять соосное (без эксцентриситета) положение поршня в цилиндре.

Указание. Движение поршня вправо может начаться при определенном соотношении дросселирования потока в зазоре δ и в дросселе, а также вследствие разности площадей поршня справа и слева.



К задаче 6.18



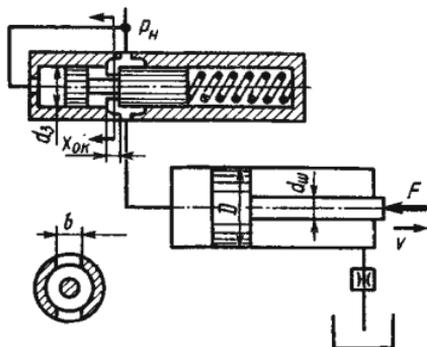
К задаче 6.19

Задача 6.19. Манипулятор с гидроприводом рабочих органов обеспечивает процесс обработки детали А. Привод рабочих органов осуществляется тремя гидроцилиндрами 1, 2 и 3, площади поршней которых одинаковы и равны $S_n=40$ см². При выполнении одного цикла технологического процесса штоки гидроцилиндров должны совершить ходы согласно приведенной циклограмме. Питание гидроцилиндров рабочей жидкостью осуществляется от насоса постоянной подачи и пневмогидроаккумулятора. Определить минимальную подачу насоса и объем воздушной полости гидроаккумулятора, если допустимый диапазон давлений для нормальной работы манипулятора

$$p_{\max}=21 \text{ МПа}, \quad p_{\min}=15 \text{ МПа}.$$

Процесс расширения газа в гидроаккумуляторе принять изотермическим. Построить график изменения давления в гидросистеме.

Задача 6.20. На входе в гидроцилиндр установлен ограничитель расхода, препятствующий падению давления нагнетания p_n в системе гидропривода ниже p_{\min} при малых нагрузках на штоке гидроцилиндра.



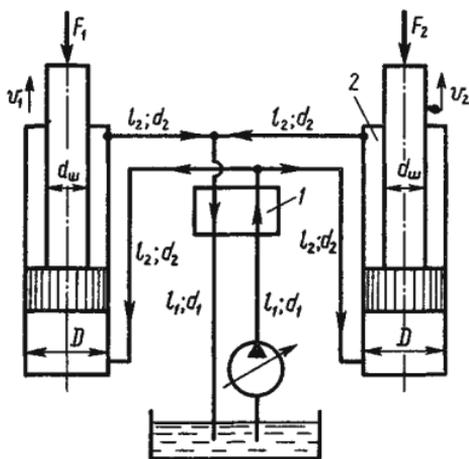
К задаче 6.20

Определить жесткость пружины золотника $c_{пр}$ ограничителя расхода при следующих условиях работы: нагрузка на штоке гидроцилиндра $F=50$ кН; скорость перемещения штока под нагрузкой $v=100$ мм/с; давление нагнетания $p_n=13$ МПа.

Даны диаметры: гидроцилиндра $D=90$ мм; штока $d_{ш}=50$ мм; золотника ограничителя расхода $d_3=10$ мм.

В гильзе золотника имеется два рабочих окна прямоугольной формы шириной $b=3$ мм, при давлении в гидросистеме $p_{\min}=10$ МПа окна золотника перекрыты на величину $x_{ок}=0,5$ мм; диаметр отверстия дросселя на сливе $d_{др}=3$ мм; плотность рабочей жидкости $\rho=850$ кг/м³.

Задача 6.21. В гидравлической системе автомобиля масло подается насосом в силовые гидроцилиндры подъемного устройства. Определить скорости перемещения поршней $v_{п1}$ и $v_{п2}$, если заданы нагрузки на штоки поршней (F_1 и F_2); характеристики насоса $p_n=f(Q)$ и размеры поршней. В расчете учесть гидравлические сопротивления трубопроводов и каждого канала распределителя I , заменив его эквивалентной длиной трубы (l_p).



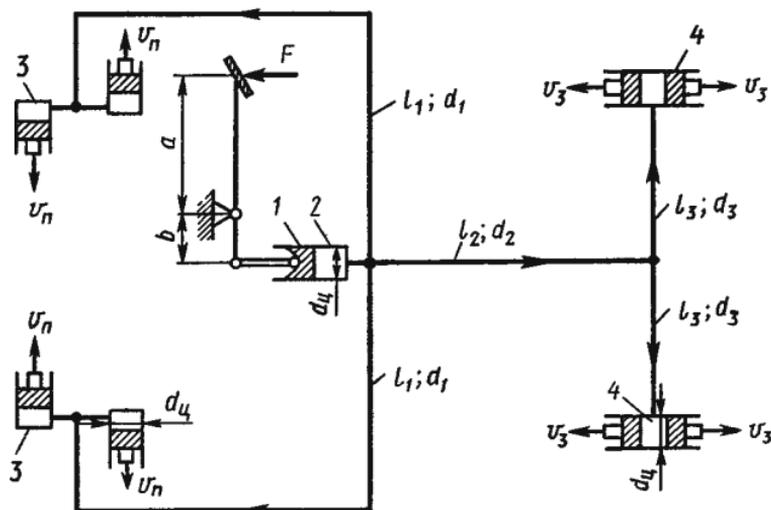
К задаче 6.21

Задачу решить при следующих данных: $F_1=F_2=12$ кН; $D=80$ мм; $d_{ш}=40$ мм; $l_1=1$ м; $d_1=10$ мм; $l_2=8$ м; $d_2=10$ мм; $v=0,4$ Ст; $l_p=100d$; $\rho=900$ кг/м³.

Характеристика насоса:

Q , л/с	0	0,6	0,7
p_n , МПа	4,0	3,5	0

Задача 6.22. В гидротормозной системе автомобиля передача усилия F от ножной педали к тормозам колес производится посредством жидкости, вытесняемой поршнем 1 из главного тормозного цилиндра 2 по трубопроводам в рабочие тормозные цилиндры передних 3 и задних колес 4. На первом этапе торможения за счет хода поршней рабочих цилиндров выбирается зазор между тормозными колодками и барабанами. На втором этапе торможения происходит сжатие всего



К задаче 6.22

объема жидкости v в системе, выравнивание давления и прижатие колодок к барабанам. Диаметры всех цилиндров одинаковы. Определить: 1) скорости перемещения поршней колесных тормозных цилиндров для передних (v_n) и задних (v_3) колес; 2) ход педали, необходимый для упругого сжатия тормозной жидкости в системе.

Даны: $F=500$ Н; $d_u=22$ мм; $b=5$; $l_1=2$ м; $d_1=4$ мм; $l_2=3$ м; $d_2=5$ мм; $l_3=1$ м; $d_3=4$ мм; $V=0,5$ л; $\rho=1000$ кг/м³; $\nu=1$ Ст; объемный модуль упругости жидкости $K=1000$ МПа.

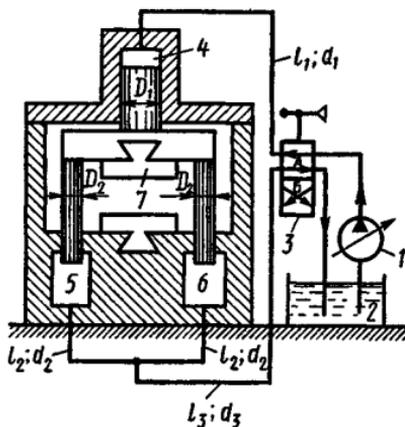
Задача 6.23. В установке гидравлического пресса насос 1 засасывает жидкость из бака 2 и через двухпозиционный распределитель 3 подает ее либо в рабочий цилиндр 4 при прессовании (позиция распределителя А), либо в возвратные цилиндры 5 и 6 при подъеме подвижного инструмента пресса 7 вместе с траверсой и плунжерами (позиция распределителя В). Определить давления, создаваемые насосом, и скорости плунжеров при прессовании с усилием $F=900$ кН и при подъеме подвижной части пресса, если

сила ее веса равна $G=50$ кН. Размеры плунжеров и трубопроводов следующие: $D_1=400$ мм; $D_2=280$ мм; $l_1=l_3=10$ м; $l_2=2$ м; $d_1=d_3=25$ мм; $d_2=16$ мм. Характеристика насоса задана зависимостью $p_n=f(Q)$. Свойства рабочей жидкости: $\nu=0,5$ Ст; $\rho=900$ кг/м³. Каждый канал распределителя эквивалентен трубе длиной $l_p=100d_1$.

Характеристика насоса задана:

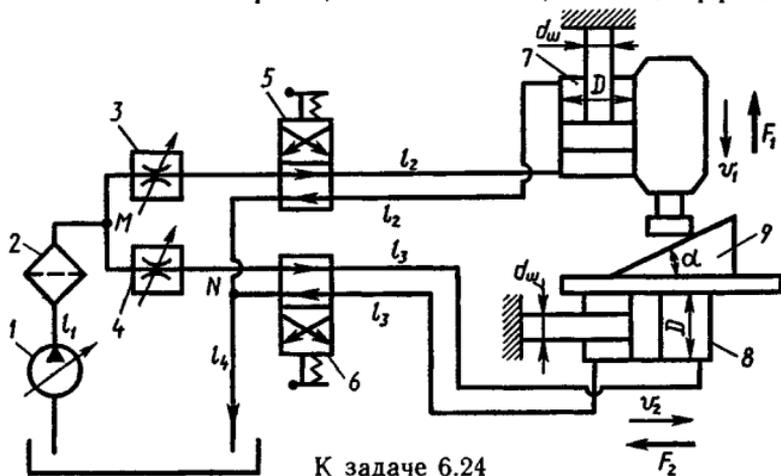
Q , л/с . . .	0	11	12,5
p_n , МПа . . .	8,0	7,0	0

Задача 6.24. В системе гидропривода фрезерного станка насосом 1 через фильтр 2, регулируемые дроссели 3 и 4 и распределители 5 и 6 подается масло ($\rho=900$ кг/м³) к гидроцилиндрам 7 и 8, которые осуществляют подачу фрезерной головки и стола. Угол обработки детали 9 определяется соотношением скоростей фрезерной головки v_1 и стола v_2 . Определить мощность, потребляемую насосом, и угол обработки α , если известны: усилия резания $F_1=5$ кН и $F_2=4$ кН; диаметры: поршней $D=60$ мм; штоков $d_{ш}=40$ мм; всех труб $d_T=8$ мм; длины $l_1=4$ м; $l_2=l_3=8$ м; $l_4=4$ м. Местные сопротивления фильтра 2, каналов распределителей 5 и 6 при расчете заменить эквивалентными длинами $l_\phi=200 d_T$; $l_p=100 d_T$. Режим течения ламинарный; вязкость $\nu=0,4$ Ст. Коэффициент



К задаче 6.23

фрезерной головки v_1 и стола v_2 . Определить мощность, потребляемую насосом, и угол обработки α , если известны: усилия резания $F_1=5$ кН и $F_2=4$ кН; диаметры: поршней $D=60$ мм; штоков $d_{ш}=40$ мм; всех труб $d_T=8$ мм; длины $l_1=4$ м; $l_2=l_3=8$ м; $l_4=4$ м. Местные сопротивления фильтра 2, каналов распределителей 5 и 6 при расчете заменить эквивалентными длинами $l_\phi=200 d_T$; $l_p=100 d_T$. Режим течения ламинарный; вязкость $\nu=0,4$ Ст. Коэффициент



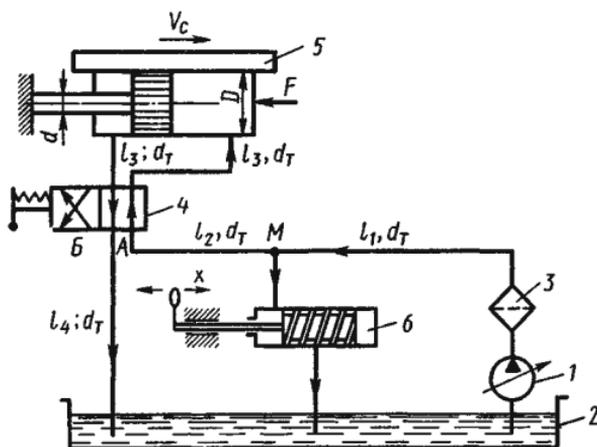
К задаче 6.24

местного сопротивления дросселей 3 и 4 $\zeta_{др} = 8$. Площадь проходного сечения дросселя 3 $S_{др3} = 10 \text{ мм}^2$; дросселя 4 $S_{др4} = 6 \text{ мм}^2$. К.п.д. насоса $\eta = 0,85$. Характеристика насоса:

Q_n , л/с . . .	0	0,27	0,3
p_n , МПа . . .	2,5	2,3	0

У к а з а н и е. Задача решается графоаналитическим методом.

Задача 6.25. Насос 1 гидросистемы продольной подачи стола металлорежущего станка нагнетает масло ($\rho = 900 \text{ кг/м}^3$) из бака 2 через фильтр 3 и распределитель 4 к цилиндру, корпус которого жестко связан со столом 5. Скорость движения стола устанавливается перемеще-



К задаче 6.25

нием рукоятки линейного винтового дросселя 6, а направление движения зависит от положения распределителя 4 (принять положение А). Режим течения во всех трубах ламинарный. Определить величину смещения рукоятки x и мощность, потребляемую насосом, если даны: характеристика насоса $Q_n = f(p_n)$; скорость движения стола $v_c = 2 \text{ см/с}$; усилие резания $F = 5 \text{ кН}$; диаметры: цилиндра $D = 50 \text{ мм}$; штока $d = 25 \text{ мм}$; трубопроводов $d_T = 6 \text{ мм}$; длины $l_1 = 3 \text{ м}$; $l_2 = l_3 = 2 \text{ м}$; $l_4 = 3 \text{ м}$; $l_\phi = 400 d_T$; $\beta = 1000$; $l_p = 100 d_T$; $\nu = 0,3 \text{ Ст}$; к.п.д. насоса $\eta = 0,85$.

Сопротивление каждого канала распределителя выражено эквивалентными длинами трубопровода l_p ; фильтра l_ϕ ; для дросселя $l_{др} = \beta x$ (β — коэффициент пропорциональности).

Характеристика насоса:

Q , л/с . . .	0	0,1	0,11
p_n , МПа . . .	4,0	3,0	0

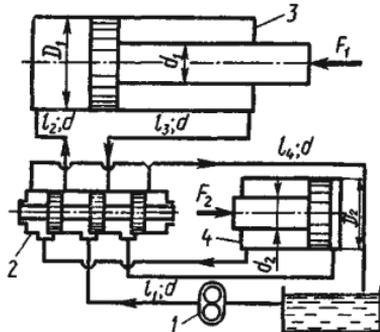
У к а з а н и я: 1. В координатах p по Q построить характеристику насоса и на том же графике построить характеристику участка трубопровода от насоса I до точки разветвления M , а затем вычесть ее ординаты из ординат характеристики насоса.

2. Построить характеристику ветви трубопровода, содержащей силовой гидроцилиндр (от точки M до бака A), с учетом перепада давления в гидроцилиндре.

3. По скорости стола 5 найти расход жидкости, подаваемой в гидроцилиндр Q_1 , а затем, используя характеристики ветви, содержащей гидроцилиндр, и насоса, определить подачу насоса Q_n и расход через дроссель $Q_{др}$.

4. По Q_n найти давление насоса p_n (рабочий режим), а также давление, теряемое в ветвях системы (дроссельной и цилиндрической): $\sum p_1 = \sum p_2$. Последнее позволяет определить сопротивление дроссельной ветви $k_{др}$, входящее в уравнение ее характеристики $\sum p_2 = k_{др} Q_{др}$, а по $k_{др}$ — длину, эквивалентную сопротивлению дросселя $l_{др}$, и смещение рукоятки x .

Задача 6.26. В гидроприводе механизма наклона ковша для порционной заливки металла в формы насос 1 через распределитель 2 нагнетает масло в левую полость силового цилиндра 3 , перемещая его поршень и этим наклоняя ковш. Масло, вытесняемое из правой полости цилиндра 3 , поступает в правую полость дозатора 4 , сдвигая его поршень влево до упора. В момент упора золотник распределителя 2 переключается в левое положение. При этом подача масла в правую полость цилиндра 3 уменьшает наклон ковша, прерывая струю металла. Масло, вытесняемое при этом из левой полости цилиндра 3 , перемещает поршень дозатора вправо. В конце хода этот поршень переключает золотник распределителя 2 в правое положение. Затем цикл повторяется. Требуется определить давление, создаваемое насосом 1 , и потребляемую им мощность при движении поршня основного цилиндра вправо, а поршня дозатора влево, если известны преодолеваемые силы: $F_1 = 5$ кН; $F_2 = 0,10$ кН; размеры поршней, штоков и труб: $D_1 = 50$ мм; $d_1 = 25$ мм; $D_2 = 40$ мм; $d_2 = 20$ мм; $l_1 = l_4 = 2$ м; $l_2 = l_3 = 3$ м; $d = 10$ мм. Подача насоса $Q = 0,25$ л/с; к.п.д. насоса $\eta = 0,85$. Сопротивлением распределителя пренебречь. Параметры масла: $\rho = 900$ кг/м³; $\nu = 0,3$ Ст.



К задаче 6.26

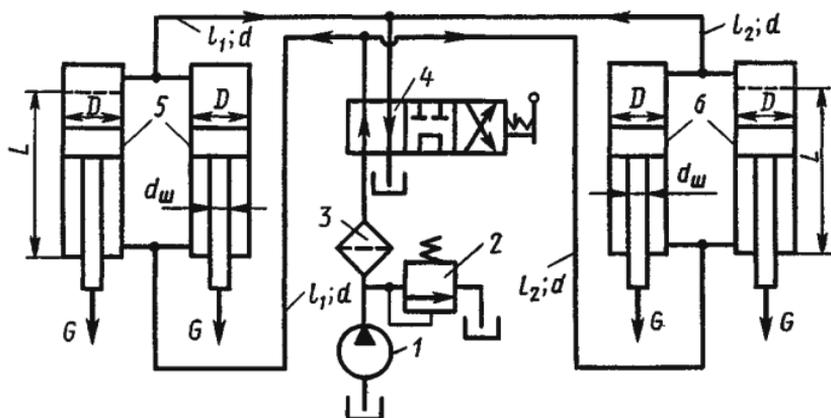
У к а з а н и я: 1. Руководствуясь схемой гидропривода и учитывая различия в расходах жидкости на

разных участках системы, определить потери давления, начиная со сливной гидролинии, для каждого из четырех участков l_1 , l_2 , l_3 и l_4 . Потерями давления в трубах между распределителем и дозатором пренебречь.

2. Составить уравнение равновесия поршня дозатора и найти давление в той полости дозатора, которая соединена с полостью силового цилиндра.

3. Составить уравнение равновесия поршня силового цилиндра и определить давление в полости силового цилиндра, соединенного с напорной магистралью насоса.

4. Найти давление, создаваемое насосом, и потребляемую мощность.

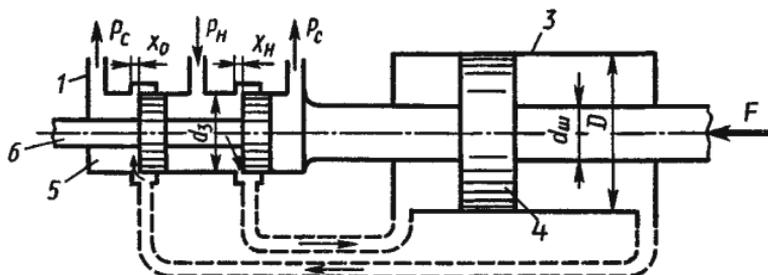


К задаче 6.27

Задача 6.27. Автомобиль повышенной проходимости имеет четыре дополнительных ведущих колеса (катка), которые могут опускаться на грунт или подниматься с помощью гидросистемы, показанной схематически на рисунке. Система состоит из насоса 1, предохранительного клапана 2, фильтра 3, трехпозиционного распределителя 4 и четырех гидроцилиндров: двух передних 5 и двух задних 6. Определить время подъема передних и задних колес, если сила веса на каждое колесо $G=2$ кН; рабочий объем насоса $V=0,012$ л; частота вращения $n=1250$ об/мин; объемный к.п.д. при давлении $p_n=10$ МПа, $\eta_o=0,85$; размеры: $D=40$ мм; $d_w=25$ мм; $L=500$ мм; $l_1=2$ м; $l_2=5$ м; $d=6$ мм; свойства жидкости: $\rho=900$ кг/м³; $\nu=0,4$ Ст. Местные сопротивления заменить эквивалентными длинами труб: фильтр — $l_f=250 d$; распределитель (каждый канал) — $l_p=100 d$. Потери давления на трение по длине учесть лишь на участках, длины которых даны (l_1 и l_2).

У к а з а н и е. Задача решается графоаналитическим методом.

Задача 6.28. На рисунке показана принципиальная схема следящего гидропривода, который может быть использован на копировальном металлорежущем станке или в качестве гидроусилителя рулевого управления автомобиля (трактора). Рабочая жидкость под давлением p_n подается от насоса к золотниковому распределителю 1 и, пройдя через частично открытое окно 2, поступает в левую полость гидроцилиндра 3. Поршень 4 перемещается вправо, а жидкость из правой его полости возвращается к распределителю и через окно 5 направляется на слив под давлением p_c . Шток гидроцилиндра 3 жестко связан с корпусом распределителя 1, поэтому



К задаче 6.28

му он повторяет движения золотника управления 6 и преодолевает при этом нагрузку F . Определить, какую величину открытия окон $x = x_n = x_c$ следует поддерживать в распределителе, чтобы обеспечить движение поршня 4 со скоростью v_n при нагрузке на штоке F .

Задачу решить при следующих данных: $p_n = 16$ МПа; $p_c = 0,02$ МПа; $v_n = 60$ мм/с; $D = 80$ мм; $d_{ш} = 30$ мм; $d_3 = 15$ мм; $F = 50$ кН, коэффициент расхода окон распределителя $\mu = 0,64$; плотность $\rho = 900$ кг/м³.

У к а з а н и е. Окна распределителя рассматривать как щелевые отверстия площадью $\mu d_3 x$. Сопротивлением каналов и трубопроводов пренебречь.

Задача 6.29. В гидроприводе формовочной машины масло из бака 1 подается регулируемым насосом 2 через распределитель 3 в гидроцилиндр 4. Усилие, создаваемое поршнем гидроцилиндра, передается штоком на плиту 5, уплотняющую формовочную смесь в опке 6.

Руководствуясь схемой и приведенными ниже данными, определить: а) максимальное напряжение сжатия формовочной смеси ($\sigma_\phi = \sigma_{\max}$) в конце цикла прессования; б) рабочее время прессования смеси (t_ϕ).

В расчете принять, что текущее значение перемещения l плиты 5 связано с высотой формовочной смеси l_0 в опке

и напряжением сжатия смеси зависимостью $l = 0,25 l_0 \sqrt[4]{\sigma_\phi}$.

Трением поршня, штока и смеси пренебречь. Вес подвижных частей не учитывать.

Дано: $D_0 = 600$ мм; $l_0 = 500$ мм; $D_u = 150$ мм; $d_{ш} = 50$ мм; $l_1 = 2$ м; $l_2 = 3$ м; $d = 10$ мм. Фильтр при расчете считать эквивалентным трубе длиной $l_\phi = 200 d$, а каждый канал распределителя $l_p = 100 d$. Свойства масла: $\rho = 900$ кг/м³; $\nu = 0,5$ Ст. Характеристика насоса задана:

Q , л/с0	0,3	0,32
p_n , МПа8	7	0

У к а з а н и я: 1. В системе координат p и Q построить характеристику насоса, соединив заданные точки прямыми. Выразить суммарную потерю давления в трубопроводах как функцию подачи насоса (без учета силового гидроцилиндра) и построить характеристику трубопровода на том же графике.

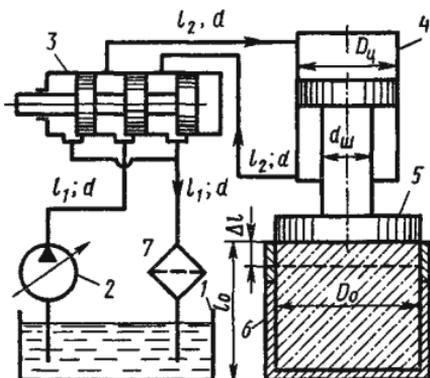
2. Определить σ_{\max} и l_{\max} при условии достижения в гидроцилиндре давления $p_{n \max}$.

3. Построить зависимость перепада давления в гидроцилиндре от перемещения плиты $\Delta p_u = f(l)$.

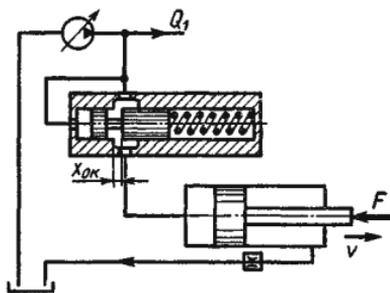
4. По ряду точек кривой давления, взятых по второму графику, пользуясь первым графиком, определить подачу насоса Q_n и построить зависимость $Q_n = f(l)$. По $Q_n = f(l)$ построить характеристику скорости движения плиты $v_n = f(l)$.

5. Разбить полное перемещение плиты на ряд участков и найти на каждом среднюю скорость движения. По средним скоростям и длинам участков найти время перемещения плиты на каждом участке и суммарное время прессования.

Задача 6.30. В системе гидропривода возвратно-поступательного движения установлен ограничитель расхода, препятствующий падению давления при малых нагрузках на штоке гидроцилиндра. Параметры ограничителя расхода и гидроцилиндра взять такими же, как и в задаче 6.20.



К задаче 6.29



К задаче 6.30

В сливной линии установлен дроссель с диаметром $d_{др} = 3$ мм и коэффициентом расхода $\mu = 0,64$. Определить скорость перемещения штока гидроцилиндра при нагрузке на штоке $F = 20$ кН, при расходе жидкости $Q_1 = 0$ и $Q_1 = 300$ см³/с.

Характеристика регулируемого насоса задана тремя точками:

Q , л/с	0	1,0	1,1
p_n , МПа15	12	0

У к а з а н и я: 1. Для участка характеристики насоса от $Q=0$ до начала работы регулятора записать выражение для давления насоса в зависимости от скорости штока гидроцилиндра и расхода Q_1 .

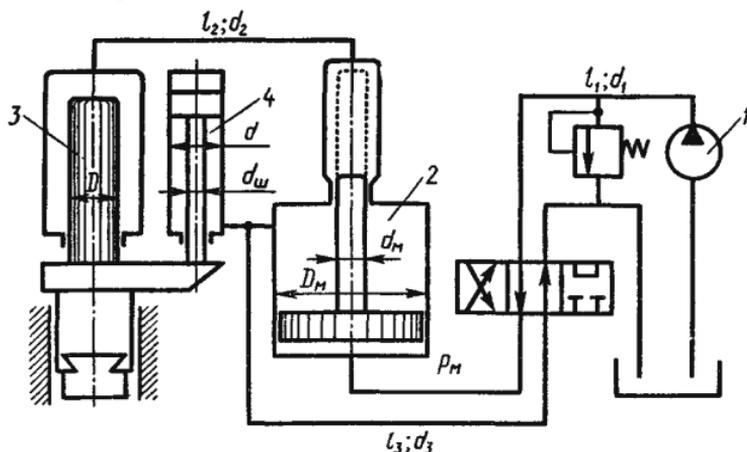
2. Выразить силу вдоль штока в зависимости от скорости штока. При этом давление в полостях гидроцилиндра выразить через давление насоса, потери давления в ограничителе расхода и дросселе на сливе. Сопротивление ограничителя расхода выразить через командное давление открытия его окна, т. е. давление насоса.

3. В диапазоне скоростей штока от 0 до 130 мм/с вычислить давление p_n и силу вдоль штока F .

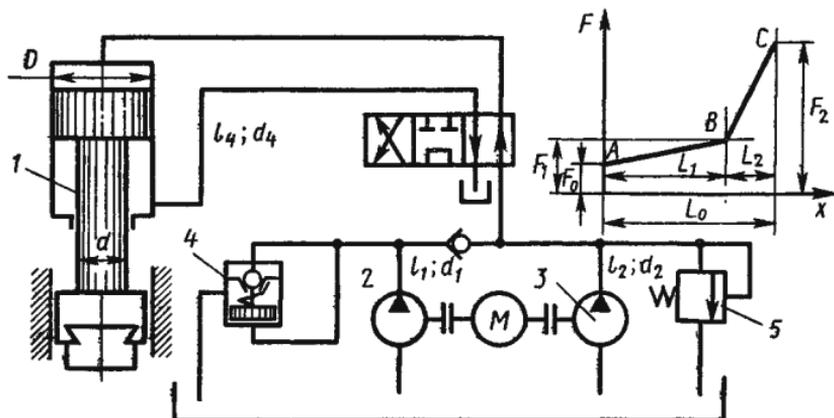
4. Построить графики зависимости $F=f(v_{ш})$ для двух случаев: $Q_1=0$ и $Q_1=300$ см³/с. По полученным графикам определить скорости штока гидроцилиндра.

Задача 6.31. Привод пресса осуществляется от нерегулируемого насоса 1 через гидропреобразователь 2.

Определить время прессования и мощность насоса, если задано максимальное усилие, развиваемое прессом, $F = 1$ МН; диаметр плунжера 3 пресса $D = 180$ мм; диаметр поршня цилиндра подъема 4 $d = 100$ мм; диаметр штока $d_{ш} = 80$ мм; коэффициент преобразования $k = D_n/d_n = 5$; подача насоса $Q_n = 10$ л/с; размеры трубопровода: $l_1 = 7$ м; $d_1 = 36$ мм; $l_2 = 1$ м; $d_2 = 14$ мм; $l_3 = 7$ м; $d_3 = 36$ мм; коэффициент сопротивления каждого канала распределителя $\zeta_p =$



К задаче 6.31



К задаче 6.32

$\nu = 0,4$ Ст; $\rho = 900$ кг/м³. $L = 200$ мм. Параметры жидкости: $\nu = 0,4$ Ст; $\rho = 900$ кг/м³.

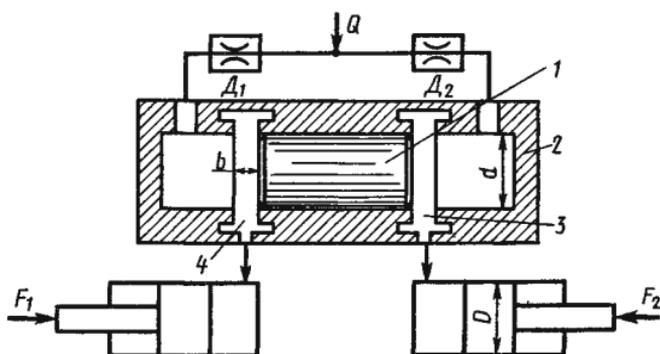
Задача 6.32. Пресс выполняет операцию объемной штамповки; нагрузка на шток 1 рабочего цилиндра характеризуется при этом упрощенным графиком $F=f(x)$ (см. рис.). Для улучшения использования установленной мощности электродвигателя привод пресса осуществляется от насосной установки с двумя нерегулируемыми насосами.

В начале хода поршня пресса оба насоса 2 и 3 работают совместно. При возрастании давления вследствие увеличения нагрузки насос 2 с помощью разгрузочного клапана 4 разгружается благодаря соединению его напорной линии со сливом. Второй насос 3 продолжает работать, завершая операцию с пониженной скоростью и повышенным давлением. Переливной клапан 5 этого насоса настроен на более высокое давление.

Определить давление регулировки (открытия) разгрузочного и переливного клапанов и мощность двигателя, если характеристика нагрузочного графика $F_0 = 300$ кН; $F_1 = 500$ кН; $F_2 = 2$ МН; $L_0 = 350$ мм; $L_2 = 80$ мм. Размеры гидроцилиндра пресса: $D = 340$ мм; $d = 200$ мм. Размеры трубопроводов: $l_1 = l_2 = 1$ м; $d_1 = d_3 = 36$ мм; $d_2 = 20$ мм; $l_3 = l_4 = 7$ м; $d_4 = 24$ мм. Коэффициент сопротивления каждого канала распределителя $\zeta_1 = 5$; обратного клапана $\zeta_2 = 2$.

Время прессования $t_n = 5$ с; к.п.д. насоса $\eta = 0,8$; параметры жидкости $\nu = 0,4$ Ст; $\rho = 800$ кг/м³.

Указание. Значения времени t_1 и t_2 хода пуансона на участках А—В и В—С соответственно определяются из условия равенства максимальных мощностей в точках В и С (без учета гидравлических потерь). Скорость пуансона на рассматриваемых участках считать постоянной.



К задаче 6.33

Задача 6.33. Для обеспечения одинаковой скорости движения штоков двух гидроцилиндров, нагруженных силами F_1 и F_2 , в систему включен дроссельный делитель потока, в котором плунжер 1, перемещаясь относительно корпуса 2 под действием перепада давлений, перекрывает кольцевые проточки 3 или 4, увеличивая тем самым сопротивление в соответствующей гидролинии. Определить максимальную величину смещения плунжера 1 от нейтрального положения (см. рис.), если известно: максимально возможная разность между нагрузками на штоках гидроцилиндров $(F_1 - F_2) = 3$ кН; $D = 80$ мм; $d = 12$ мм; ширина кольцевых проточек $b = 5$ мм; коэффициент расхода через кольцевые проточки 3 и 4 $\mu = 0,75$; плотность рабочей жидкости $\rho = 900$ кг/м³; расход $Q = 1$ л/с.

Сопротивления дросселей D_1 и D_2 равны. Сопротивления трубопроводов обеих гидролиний одинаковы.

Задача 6.34. На рисунке показаны схема механизма подъема кузова автомобиля-самосвала телескопическим гидроцилиндром (а) и схема гидросистемы (б). Обозначения: 1 — насос, 2 — предохранительный клапан, 3 — распределитель, 4 — гидроцилиндр, 5 — фильтр.

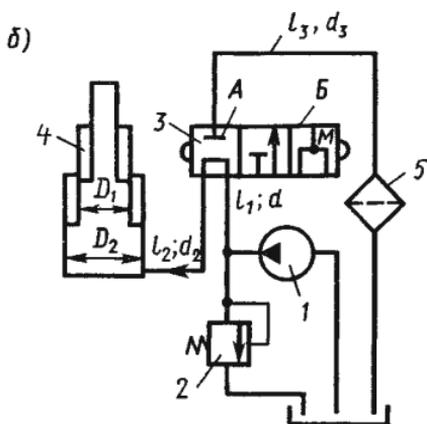
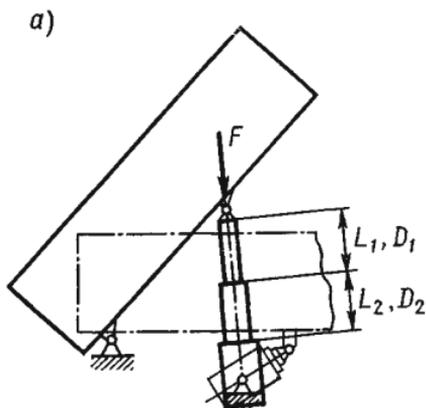
По заданной характеристике насоса с клапаном $p_n = f(Q)$ и по зависимости относительного усилия вдоль штока гидроцилиндра от относительного перемещения штока $F/F_{\max} = f(L/L_{\max})$, определить время подъема t кузова самосвала. Распределитель установлен в положении А.

Характеристика насоса:

Q , л/с	0	0,25	0,4
p_n , МПа	10	9	0

Характеристика нагружения штока:

L/L_{\max}	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
F/F_{\max}	1	0,88	0,79	0,59	0,40	0,2



К задаче 6.34 и 6.35

Дано: $D_1=100$ мм; $D_2=125$ мм; $L_1=L_2=0,5$; $L_{\max}=260$ мм; $l_1=1,5$ м; $l_2=3,5$ м; $d=12$ мм; потери в канале распределителя эквивалентны потерям в трубе длиной $l=200 d$.

Свойства жидкости: $\rho=900$ кг/м³; $\nu=2$ Ст.

При подъеме кузова максимальное усилие вдоль штока $F=70$ кН.

Указания: 1. Следует построить характеристику насоса и на график нанести характеристику напорного трубопровода.

2. На втором графике построить характеристику нагружения штока гидроцилиндра в функции от хода плунжеров. Полученную кривую пересчитать в давление внутри цилиндра и нанести на этот же график.

3. По характерным точкам кривой давления, взятым из второго графика, пользуясь первым графиком, определить расход масла, поступающего в гидроцилиндр.

4. По значениям расхода, полученным для взятых характерных точек, рассчитать скорости выдвижения поршней. Эти скорости нанести на второй график и найти их средние значения для первого и второго поршней.

5. По длине хода поршней и средней скорости их выдвижения определить время подъема кузова самосвала.

Задача 6.35. Используя данные, приведенные в предыдущей задаче при установке распределителя в положении Б, определить время опускания кузова автомобиля-самосвала. Максимальное усилие вдоль штока гидроцилиндра в конце опускания $F_{\max}=10$ кН.

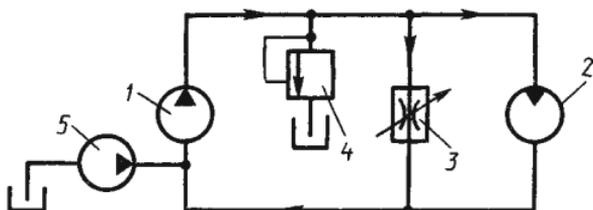
Дополнительные данные: длина сливной линии $l_3=1,8$ м; диаметр $d_3=20$ мм; потери в канале распределителя в положении Б эквивалентны потерям в трубе длиной $l_p=180 d_3$, а потери в фильтре 5 эквивалентны трубе длиной $l_\phi=100 d_3$. Подачу насоса считать постоянной $Q_n=0,4$ л/с.

Указания. 1. Построить график силового нагружения гидроцилиндра $F=f(L/L_{\max})$ и, выбрав несколько характерных точек, определить значение давления внутри гидроцилиндра в зависимости от положения его поршней.

2. Построить характеристики напорного (l_2) и сливного (l_3) трубопроводов. По этим характеристикам определить зависимость расхода, создаваемого гидроцилиндром от давления внутри него.

3. В выбранных точках определить скорости движения поршней гидроцилиндра и на графике построить зависимость скорости от L/L_{\max} . Графически найти для каждого поршня среднюю скорость его движения, после чего определить время, необходимое для совершения поршнями полного хода.

Задача 6.36. Объемный гидропривод вращательного движения с дроссельным регулированием состоит из двух гидро-

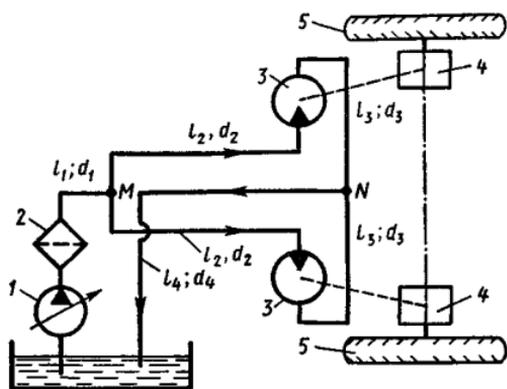


К задаче 6.36

машин — насоса 1 и гидромотора 2, а также дросселя 3, предохранительного клапана 4 и вспомогательного насоса 5. Определить пределы изменения частоты вращения гидромотора n_2 при постоянной нагрузке. Даны: частота вращения насоса $n_1=2400$ об/мин; рабочие объемы гидромашин $V_1=0,01$ л; $V_2=0,02$ л; давление в напорной гидролинии, обусловленное заданной нагрузкой (моментом на валу гидромотора), $p_n=5$ МПа; давление во всасывающей линии, поддерживаемое насосом 5, $p_{вс}=0,3$ МПа; площадь проходного сечения дросселя при полном его открытии $S_{др}=0,015$ см²; коэффициент расхода дросселя $\mu=0,65$; объемный к. п. д. каждой гидромашинны $\eta_o=0,95$. Расход через клапан 4 $Q_{кл}=0$.

Задача 6.37. Гидравлическая объемная трансмиссия активного автоприцепа включает в себя регулируемый насос 1, который через фильтр 2 подает рабочую жидкость к двум гидромоторам 3. Свойства жидкости: $\nu=0,2$ Ст; $\rho=900$ кг/м³. Выходные валы гидромоторов связаны с ведущими колесами 5 через редукторы 4 с передаточными отношениями $i=n_{гм}/n_{к}$.

Определить число оборотов колес и мощность, потребляемую насосом, при условии, что моменты нагрузки на левом $M_л$

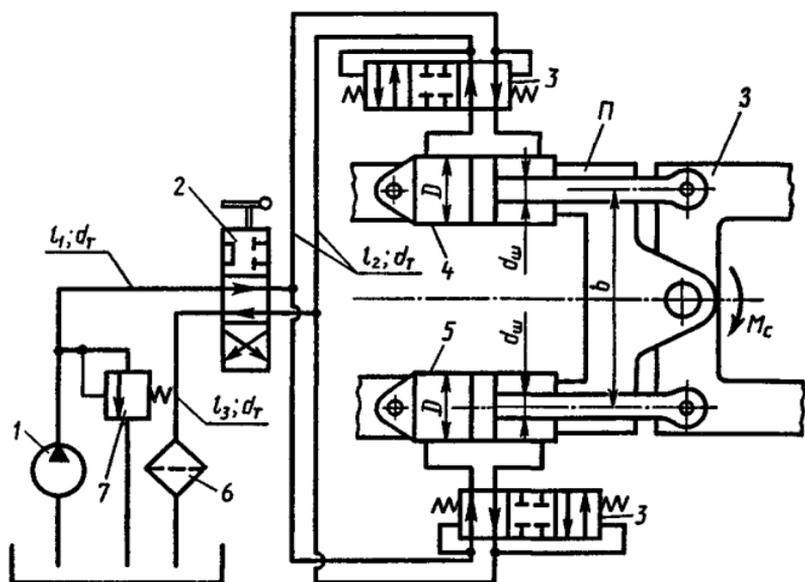


К задаче 6.37

и правом $M_{пр}$ колеса различны. Задачу решить при следующих данных: $M_n = 2,9 \text{ кН}\cdot\text{м}$; $M_{пр} = 3,1 \text{ кН}\cdot\text{м}$; $i = 15$; $l_1 = l_2 = 12 \text{ м}$; $l_2 = l_3 = 3 \text{ м}$; $l_\phi = 200 d_1$; $d_1 = d_4 = 24 \text{ мм}$; $d_2 = d_3 = 10 \text{ мм}$; частота вращения насоса $n_1 = 2000 \text{ об/мин}$; рабочие объемы гидромашин $V = 150 \text{ см}^3$. Коэффициенты полезного действия гидромашин принять: $\eta_o = 0,95$ (при $p = 10 \text{ МПа}$); $\eta_m = 0,95$; $\eta = 0,9$. Механическими потерями в редукторе пренебречь.

У к а з а н и е. Задача решается графоаналитическим методом.

Задача 6.38. Трактор имеет механизм поворота, состоящий из шарнирно сочлененных передней Π и задней \mathcal{Z} полурам, а также гидропривода поворота, упрощенная схема которого приведена на рисунке. Рабочая жидкость подается насосом 1 через трехпозиционный распределитель 2 и клапанные коробки 3 в гидроцилиндры 4 и 5. Гидравлическая система имеет также фильтр 6 и предохранительный клапан 7. При



К задаче 6.38

положении распределителя, изображенном на рисунке, в правую полость гидроцилиндра 4 от насоса поступает жидкость, а левая полость соединена со сливным трубопроводом и шток гидроцилиндра 4 движется влево. Шток гидроцилиндра 5 при этом движется вправо. Таким образом осуществляется поворот трактора. Определить мощность, потребляемую насосом, если к. п. д. $\eta = 0,7$; момент сопротивления повороту $M_c = 125 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Задачу решить при $b = 0,5 \text{ м}$; $l_1 = 1,4 \text{ м}$; $l_2 = 1,2 \text{ м}$; $l_3 = 1 \text{ м}$; $D = 90 \text{ мм}$; $d_{ш} = 40 \text{ мм}$; $d_T = 12 \text{ мм}$; $v = 0,5 \text{ Ст}$; $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$; рабочий объем насоса $V = 46 \text{ см}^3$; частота вращения насоса $n = 1800 \text{ об/мин}$; объемный к. п. д. $\eta_o = 0,85$ при $p_n = 3 \text{ МПа}$; эквивалентная длина для распределителя $l_p = 200 d_T$; для фильтра $l_f = 400 d_T$. Коэффициент сопротивления клапанной коробки $\zeta = 15$.

У к а з а н н я: 1. Задача решается графоаналитическим методом.

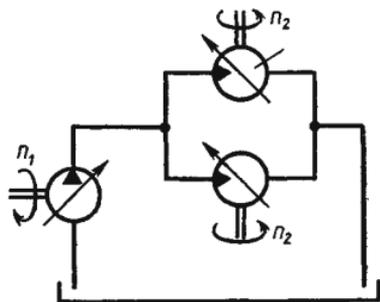
2. При расчете принять, что силы на штоках гидроцилиндров одинаковы.

Задача 6.39. На экспериментальном автомобиле с двигателем мощностью N вместо обычной коробки передач, карданного вала и дифференциала установлена бесступенчатая объемная гидropередача, состоящая из регулируемого насоса и двух регулируемых гидромоторов на каждом из ведущих колес. Максимальные рабочие объемы V всех трех гидромашин одинаковы. Приводимый от двигателя насос имеет частоту вращения n_1 , которую будем считать постоянной, а давление насоса ограничено пределом $p_{н\text{max}}$.

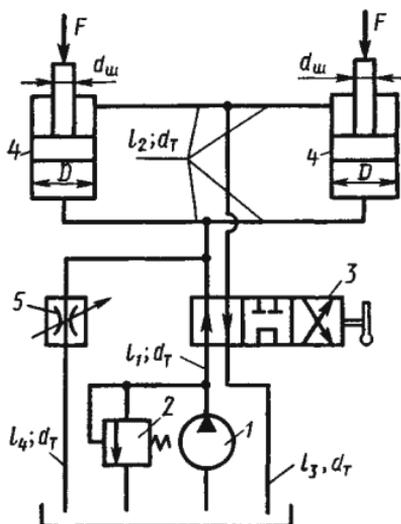
Считая, что при регулировании гидромашин с полным использованием указанной мощности N рабочий объем насоса может быть уменьшен до значения $V_{1\text{min}} = e_{1\text{min}}V$, и полагая, что регулирование машин осуществляется последовательно, определить следующие величины: рабочий объем каждой гидромашин; пределы изменения частоты вращения гидромотора $n_{2\text{min}}$ и $n_{2\text{max}}$; частоту вращения гидромотора n_2 при $e_1 = e_2 = 1$; параметры регулированы e_1 и e_2 ; давление насоса; расход жидкости в системе и крутящий момент на валу гидромотора выразить и построить в зависимости от n_2 .

Данные для расчета: $N = 55 \text{ кВт}$; $n_1 = 1200 \text{ об/мин}$; $p_{н\text{max}} = 20 \text{ МПа}$; $e_{1\text{min}} = 1/3$; $e_{2\text{min}} = 1/2$.

Задачу решить: 1) без учета потерь энергии в гидropередаче; 2) с учетом потерь энергии,



К задаче 6.39



К задаче 6.40

приняв к. п. д. каждой гидромашины: объемный $\eta_o=0,96$; механический $\eta_m=0,94$. Определить полный к.п.д. гидропередачи.

Потери давления в трубах считать $\sum p = 0,05 p_n$.

Указание. При разгоне автомобиля сначала увеличивается рабочий объем насоса от $V_{1\min}$ до V_0 и уменьшается давление от $p_{н.мах}$ до $p_{н.о}$, а затем уменьшаются рабочие объемы гидромоторов от V_0 до $V_{2\min}$ при постоянном давлении $p_{н.о}$.

Задача 6.40. Гидравлический привод механизма наклона

ковша для разливки жидкого металла в литейные формы включает насос 1, предохранительный клапан 2, трехпозиционный распределитель 3, гидроцилиндры наклона ковша 4 и регулируемый дроссель 5, за счет изменения проходного сечения которого изменяется скорость наклона ковша.

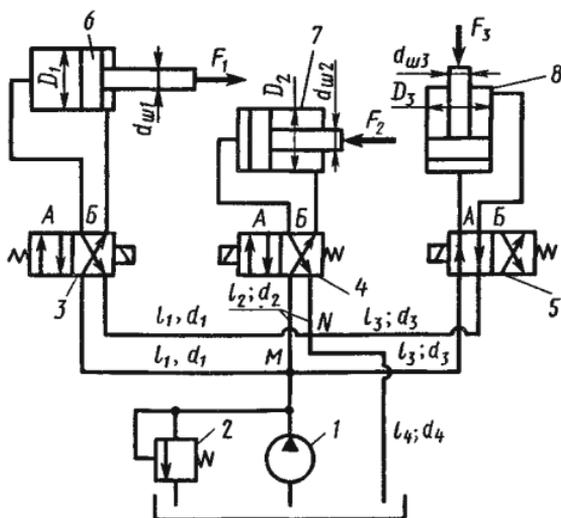
Определить мощность, потребляемую насосом гидропривода, и скорость перемещения штоков гидроцилиндров наклона ковша. Задачу решить при следующих данных: $F = 8000$ Н; $l_1 = 1,5$ м; $l_2 = 1,8$ м; $l_3 = 2$ м; $l_4 = 0,5$ м; $D = 60$ мм; $d_{ш} = 30$ мм; $d_T = 8$ мм; площадь проходного сечения дросселя $S_{др} = 3$ мм²; коэффициент расхода дросселя $\mu = 0,7$; эквивалентная длина для распределителя $l_p = 200 d_T$; $v = 0,5$ Ст; $\rho = 900$ кг/м³.

Характеристика насоса:

Q , л/с	0	0,4	0,46
p_n , МПа	5	4,5	0

Указание Задача решается графоаналитическим методом.

Задача 6.41. Гидропривод машины для литья под давлением состоит из насоса 1 с предохранительным клапаном 2, распределителей 3, 4, 5; гидроцилиндров: запирающего формы 6, выталкивающего отливки 7 и выталкивающего прессостата 8. По окончании периода кристаллизации отливки распределители под действием электромагнитов и пружин устанавливаются в положение, изображенное на рисунке. При этом происходит движение поршней гидроцилиндров 6 и 8, а поршень гидроци-



К задаче 6.41

линдра 7 неподвижен. Когда поршень гидроцилиндра 6 достигает крайнего положения, срабатывает электромагнит распределителя 4, который устанавливает распределитель в позицию А, и поршень гидроцилиндра 7 начинает движение вправо. Определить время работы гидросистемы с момента окончания кристаллизации отливки до достижения последним поршнем крайнего положения. Задачу решить при следующих данных: $F_1 = 70\,000$ Н; $F_2 = 25\,000$ Н; $F_3 = 21\,000$ Н; $D_1 = 140$ мм; $D_2 = 100$ мм; $D_3 = 80$ мм; $d_{ш1} = 70$ мм; $d_{ш2} = 50$ мм; $d_{ш3} = 40$ мм; перемещения поршней гидроцилиндров: $L_1 = 200$ мм; $L_2 = L_3 = 100$ мм; размеры трубопроводов: $l_1 = l_2 = 1$ м; $l_3 = 4,4$ м; $l_4 = 2$ м; $d_1 = d_4 = 12$ мм; $d_2 = 10$ мм; $d_3 = 8$ мм; параметры рабочей жидкости: $\rho = 900$ кг/м³; $\nu = 0,6$ Ст. При расчете принять сопротивление каждого канала распределителя в виде эквивалентной длины $l_p = 200 d$, где d — диаметр соответствующего трубопровода.

Характеристика насоса:

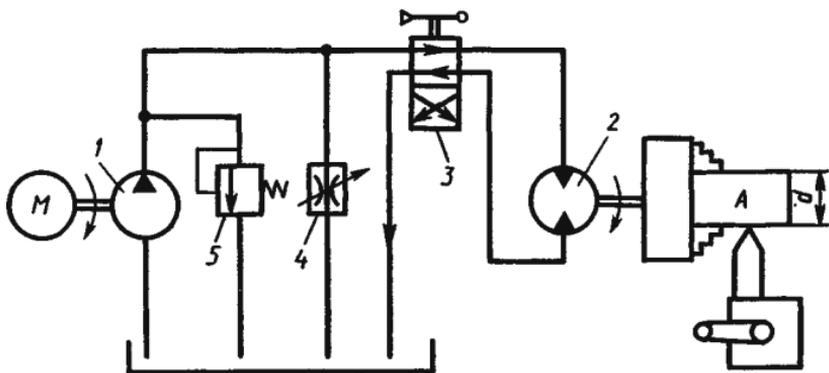
Q , л/с	0	1,7	2,0
p_n , МПа	6,8	6,3	0

У к а з а н и я: 1. Задача решается графоаналитическим методом.

2. В гидросистеме имеется возможность как одновременной работы двух гидроцилиндров (6 и 8 или 7 и 8), так и работы только одного гидроцилиндра.

3. Гидроцилиндры 6 и 7 одновременно не работают.

Задача 6.42. В качестве привода главного движения токарного станка использован объемный гидропривод вращательного движения с дроссельным регулированием скорости,



К задаче 6.42

состоящий из насоса 1, гидромотора 2, двухпозиционного распределителя 3 регулируемого гидродросселя 4 и предохранительного клапана 5.

При заданном усилии резания определить:

1. Частоту вращения шпинделя (гидромотора) и мощность, потребляемую насосом, при площади проходного сечения дросселя $S_{др} = 0,03 \text{ см}^2$.

2. Максимально возможную частоту вращения шпинделя.

Задачу решить при следующих данных: усилие резания $F = 600 \text{ Н}$; диаметр детали A $d = 100 \text{ мм}$; частота вращения насоса $n = 1400 \text{ об/мин}$; рабочие объемы насоса $V_1 = 0,02 \text{ л}$ и гидромотора $V_2 = 0,04 \text{ л}$; диаметр трубопроводов $d_T = 8 \text{ мм}$; коэффициент расхода дросселя $\mu = 0,65$; коэффициент местного сопротивления каждого канала распределителя с учетом потерь в подводящих трубопроводах, отнесенный к скорости рабочей жидкости в трубопроводе, $\zeta = 12$; плотность рабочей жидкости $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

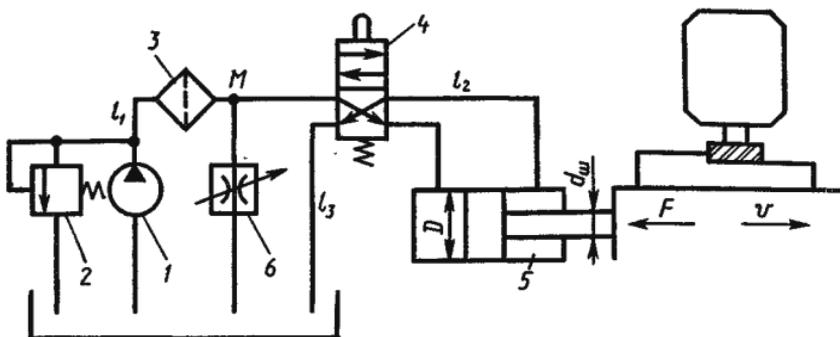
Принять, что механический к. п. д. гидромашин не зависит от давления и равен $\eta_m = 0,9$. Объемный к. п. д. гидромашин $\eta_0 = 0,85$ при $p = 10 \text{ МПа}$.

У к а з а н и я: 1. Задача решается графоаналитическим методом.

2. Построение параболических характеристик участков гидросистемы проводится не менее чем по пяти точкам.

Задача 6.43. Гидропривод стола фрезерного станка состоит из насоса 1, предохранительного клапана 2, фильтра 3, гидрораспределителя 4, гидроцилиндра 5 и гидродросселя 6. Скорость движения стола регулируется за счет изменения площади проходного сечения дросселя 6.

1. Определить скорость движения стола, если известны: усилие на штоке гидроцилиндра $F = 6 \text{ кН}$; диаметры поршня $D = 80 \text{ мм}$ и штока $d_{ш} = 5 \text{ мм}$; длины трубопроводов; $l_1 = 3 \text{ м}$



К задаче 6.43

(от насоса 1 до точки M); $l_2=5$ м (от точки M до гидроцилиндра 5); $l_3=4$ м (от гидроцилиндра 5 до бака); диаметр труб $d_T=8$ мм; коэффициент сопротивления дросселя $\zeta_{др}=2$; площадь проходного сечения дросселя $S_{др}=6$ мм²; плотность рабочей жидкости $\rho=900$ кг/м³. Режим течения в трубопроводах ламинарный ($\nu=0,4$ см²/с). При расчете сопротивления фильтра и каналов распределителя заменить эквивалентными длинами труб: $l_\phi=200d_T$ и $l_p=150 d_T$.

Характеристика насоса: рабочий объем $V=20$ см³; объемный к. п. д. при давлении $p=5$ МПа $\eta=0,8$; механический к. п. д. $\eta=0,85$; частота вращения $n=1200$ об/мин.

2. Определить мощность, потребляемую насосом.

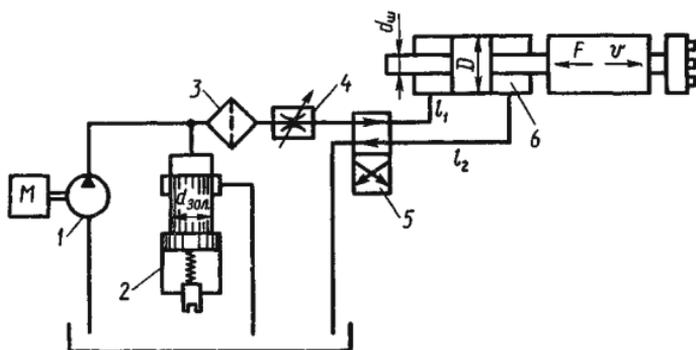
3. Определить, как должна измениться площадь проходного сечения дросселя 6, чтобы при $F=9$ кН скорость стола осталась неизменной.

У к а з а н и е. Задачу решить графоаналитическим методом.

Задача 6.44. Гидропривод силовой головки агрегатного станка состоит из насоса 1, переливного клапана 2, фильтра 3, гидродросселя 4, гидрораспределителя 5 и гидроцилиндра 6. Скорость движения силовой головки регулируется путем изменения площади проходного сечения дросселя 4.

1. Построить характеристику насосной установки, включающей в себя электродвигатель M с частотой вращения $n=900$ об/мин, насос 1 с рабочим объемом $V=30$ см³ и объемным к. п. д. $\eta_0=0,8$ при давлении $p=5$ МПа, переливной клапан 2, имеющий следующие характеристики: диаметр золотника $d_3=6$ мм; сила предварительного поджатия пружины $F_{пр,0}=70$ Н; жесткость пружины $c=35$ Н/мм; коэффициент расхода через клапан $\mu=0,6$.

2. Определить скорости движения силовой головки, если известны: усилие на штоке гидроцилиндра $F=7$ кН; диаметры поршня $D=80$ мм и штока $d_{ш}=40$ мм гидроцилиндра;

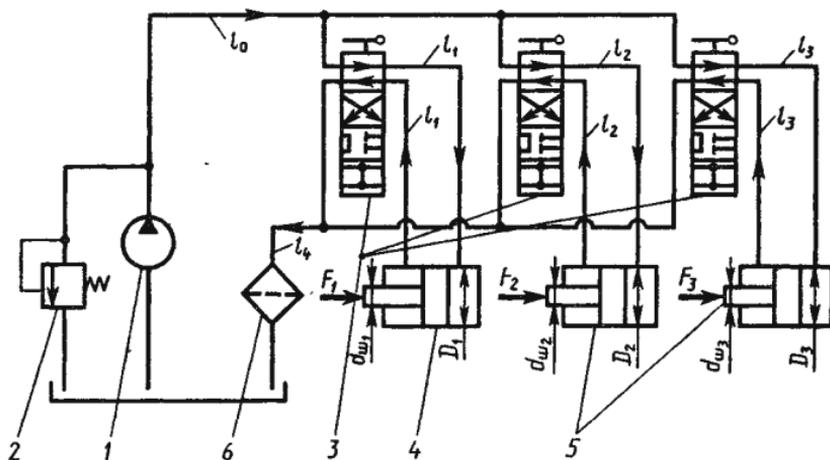


К задаче 6.44

длины трубопроводов: $l_1=6$ м (от фильтра до гидроцилиндра) и $l_2=4$ м (от гидроцилиндра до бака); диаметр труб $d_T=8$ мм; свойства рабочей жидкости: плотность $\rho=850$ кг/м³; вязкость $\nu=0,3$ см²/с; коэффициент местного сопротивления дросселя $\zeta_{др}=2$; площадь проходного сечения дросселя $S_{др}=10$ мм².

Режим течения в трубопроводах ламинарный. При расчете сопротивления фильтра и каналов распределителя заменить эквивалентными длинами труб $l_\phi=200d_T$; $l_p=100d_T$.

Задача 6.45. На рисунке представлена упрощенная схема гидросистемы навесного оборудования трактора, состоящая из насоса 1, предохранительного клапана 2, трех распределителей 3, основного гидроцилиндра 4, двух вспомогательных гидроцилиндров 5 и фильтра 6. Определить скорость движения поршней и мощность, потребляемую насосом, если его рабочий объем $V=100$ см³; частота вращения $n=2000$ об/мин; объемный к. п. д. $\eta_0=0,92$ при давлении $p=$



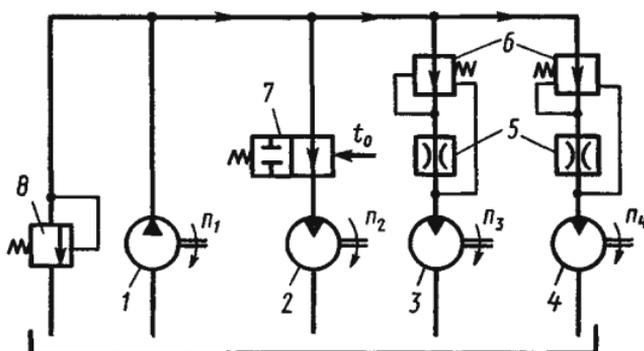
К задаче 6.45

$= 10$ МПа; полный к. п. д. $\eta = 0,85$; максимальное давление в гидросистеме $p_{\max} = 13$ МПа; диаметры поршней $D_1 = 100$ мм; $D_2 = D_3 = 60$ мм; диаметры штоков $d_{ш1} = 40$ мм; $d_{ш2} = 24$ мм; силы, приложенные к ним, $F_1 = 30$ кН; $F_2 = F_3 = 10$ кН. Размеры трубопроводов: диаметр $d_T = 12$ мм; длины $l_0 = 3$ м; $l_1 = 4$ м; $l_2 = l_3 = 1,8$ м; $l_4 = 5$ м. Эквивалентная длина для каждого канала распределителя $l_p = 100 d_T$; эквивалентная длина для фильтра $l_\phi = 400 d_T$; свойства рабочей жидкости: плотность $\rho = 900$ кг/м³; вязкость $\nu = 0,5$ Ст.

У к а з а н и е. Задачу решить графоаналитическим методом.

Задача 6.46. Объемный гидропривод вспомогательных агрегатов (вентилятора, генератора и компрессора) двигателя внутреннего сгорания автомобиля состоит из насоса 1 с рабочим объемом $V_1 = 60$ см³; трех гидромоторов 2, 3, 4, рабочие объемы которых соответственно равны $V_2 = V_3 = 10$ см³; $V_4 = 5$ см³; двух регуляторов расхода, состоящих из дросселей 5 и редуccionных клапанов 6, которые обеспечивают постоянный перепад давления на дросселях $\Delta p_{др} = 0,405$ МПа; распределителя 7, включающего гидромотор вентилятора при превышении номинальной температуры двигателя и выключающего его при понижении температуры, переливного клапана 8.

Определить угловые скорости гидромоторов, если частота вращения вала насоса $n = 3000$ об/мин; момент на валу гидромотора вентилятора $M = 12$ Н·м; максимальное давление в гидросистеме $p_{\max} = 9$ МПа; давление начала работы переливного клапана $p_{кл} = 8$ МПа; перепад давления на распределителе $\Delta p_p = 0,2$ МПа; коэффициенты расхода дросселей $\mu = 0,8$; их проходные сечения $S_{др} = 0,15$ см². Объемный и механические к. п. д. гидромашин в пределах рабочих давлений $p = 8...9$ МПа считать постоянными: $\eta_o = \eta_m = 0,9$.



К задаче 6.46 и 6.47

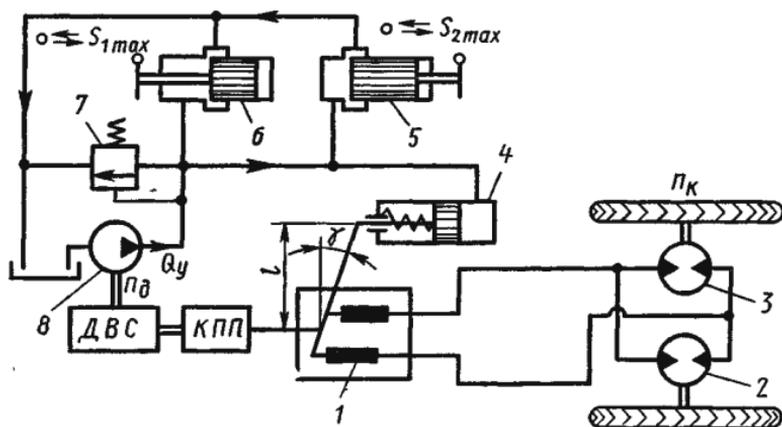
Плотность рабочей жидкости $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$. Сопротивлением трубопроводов пренебречь.

У к а з а н и е. Учесть, что постоянный перепад на дросселях поддерживается при условии, когда момент $M_3 \leq 0,8 M_2$, а $M_4 \leq 0,4 M_2$.

Задача 6.47. Для гидропривода, описанного в предыдущей задаче, определить угловые скорости валов гидромоторов, если частота вращения насоса упала до $N_1 = 1000 \text{ об/мин}$ (двигатель работает на оборотах холостого хода). При этом клапаны 8 полностью открыты и их коэффициенты сопротивления $\zeta_{\text{кл}} = 5$; перепад давления на распределителе, коэффициент сопротивления которого $\zeta = 15,5$ изменился из-за изменения расхода; моменты на валах гидромоторов $M_2 = M_3 = 4 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $M_4 = 1,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$; диаметры параллельных трубопроводов $d = 10 \text{ мм}$. Учесть переменность по давлению объемных к. п. д. гидромашин, считая, что при $p = 9 \text{ МПа}$ они составляют $\eta_o = 0,9$. Сопротивлением трубопроводов пренебречь.

У к а з а н и е. Задачу решить графоаналитическим методом.

Задача 6.48. Объемная гидравлическая трансмиссия трактора состоит из аксиально-поршневого насоса 1, приводимого от вторичного вала коробки переключения передач (КПП), и двух гидромоторов 2 и 3, связанных с ведущими колесами. Управление скоростью движения происходит за счет изменения угла γ наклона диска насоса 1. Система управления скоростью движения трактора состоит из следующих агрегатов: регулятора 4, поршень которого связан с наклонным диском насоса 1; регулируемых гидродросселей 5 и 6, запорно-регулирующие элементы которых связаны



К задаче 6.48

соответственно с рукояткой подачи топлива и рукояткой управления скоростью; предохранительного клапана 7, ограничивающего давление управления p_y , создаваемого вспомогательным насосом 8. Определить поступательную скорость трактора при определенном положении рукояток подачи топлива и управления скоростью, если известно: частота вращения двигателя $n_{дв}=2000$ об/мин; передаточное число КПП $i=n_{дв}/n_n=4$; рабочий объем насоса 8 $V_8=10$ см³; объемный к. п. д. насоса 8 $\eta_0=0,9$ при $p_y=5$ МПа; коэффициент расхода через дроссели 5 и 6 $\mu=0,6$; площадь проходного сечения дросселя 5 $S_5=0,1$ см²; площадь проходного сечения дросселя 6 $S_6=0,07$ см²; максимальное значение $\gamma_{max}=30^\circ$ при $p_y=0$; плечо рычага $l=70$ мм; жесткость пружины регулятора 4 $C_4=10$ Н/мм; площадь поршня регулятора 4 $S_4=2$ см²; максимальный рабочий объем насоса 1 при $\gamma=\gamma_{max}$ $V_{1max}=90$ см³; рабочий объем гидромоторов $V_2=V_3=800$ см³; радиус ведущих колес трактора $r_k=70$ см; плотность рабочей жидкости $\rho=850$ кг/м³.

При расчетах потерями в гидролиниях пренебречь; объемный к. п. д. насоса 1 и гидромоторов 2 и 3 принять равным 0,85; предварительное поджатие пружины регулятора 4 отсутствует; буксование и тангенциальная эластичность колес не учитываются.

У к а з а н и я: 1. Используя графоаналитический метод расчета трубопроводов, определить давление p_y . Для этого построить характеристики насоса 8, дросселей 5 и 6, определить рабочую точку на характеристике насоса 8.

2. По полученному значению p_y определить величину угла γ и соответствующее ей значение рабочего объема насоса 1 исходя из соотношения

$$\frac{V_{max}}{V} = \frac{\text{tg } \gamma_{max}}{\text{tg } \gamma}.$$

Определить частоту вращения гидромоторов 2 и 3, равную частоте вращения колес n_k трактора, и по ней скорость движения трактора.

ОТВЕТЫ К ГЛАВЕ 6

6.1. $p_1=0,566$ МПа. 6.2. $p_n=0,978$ МПа; $v_n=0,28$ м/с. 6.3. $v=0,122$ м/с. 6.4. $p_n=2,13$ МПа; $Q_n=0,785$ л/с. 6.5. $\zeta=1,24$. 6.6. $v_1=9,4$ см/с; $v_2=31,6$ см/с. 6.7. $p=9,34$ МПа. 6.8. 1) $\Delta p_y=6,5$ МПа; 2) $\Delta p_y=11,9$ МПа. 6.9. $\Delta p_n=9,7$ МПа. 6.10. $p_n=0,638$ МПа. 6.11. $Q_\phi=0,074 Q_n$; $n=900$ об/мин. 6.12. $Q_1/Q_2=0,902$; $p_0=5,73$ МПа. 6.13. $V_1=16,8$ см³; $V_2=22,8$ см³; $N=13,1$ кВт. 6.14. $S_{др}=0,265$ см². 6.15. $v=0,158$ м/с. 6.16. $d_1=1,87$ мм. 6.17. $D=75$ мм; $S_{др}=5,2$ мм²; $v_0=0,258$ м/с. 6.18. $b=$

$= 47$ мм. **6.20.** $c_{np} = 95$ Н/мм. **6.22.** $v_n = 0,27$ м/с; $v_s = 0,15$ м/с; $x_n = 4,4$ см. **6.26.** $p_n = 2,8$ МПа; $N = 0,825$ кВт. **6.28.** $x = 0,12$ мм. **6.31.** $t = 2,55$ с; $N_n = 82,37$ кВт. **6.33.** $x = 0,453$ см. **6.36.** $n_{2max} = 1080$ об/мин; $n_{2min} = 180$ об/мин. **6.39.** 1) $V_0 = 420$ см³; $n_{2min} = 200$ об/мин; $n_{2max} = 1200$ об/мин; $n_2 = 600$ об/мин; 2) $V_0 = 440$ см³; $n_{2min} = 184$ об/мин; $n_{2max} = 1100$ об/мин; $n_2 = 584$ об/мин; $\eta = 0,775$. **6.46.** $\omega_2 = 238$ с⁻¹; $\omega_3 = 203,6$ с⁻¹; $\omega_4 = 407,2$ с⁻¹.

ГЛАВА 7. ЗАДАЧИ, РЕШАЕМЫЕ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭВМ

Широкое развитие ЭВМ, появление языков программирования высокого уровня, приспособленных для решения инженерных задач (ALGOL, FORTRAN, PASCAL и т. д.), делает возможным перевод ряда классических гидравлических задач повышенной трудоемкости на ЭВМ. Задачи, представленные в предыдущих главах, целесообразно решать с помощью микрокалькуляторов и некоторых традиционных графических методов, так как время на составление и отладку простой программы будет одного порядка с временем, затрачиваемым на ее решение с помощью более простых вычислительных средств. По мере усложнения алгоритма решения задач или в случае необходимости проведения массовых однотипных расчетов становится целесообразным проводить работу на микро- и мини-ЭВМ со стандартной структурой. Разумеется, появление ЭВМ позволило ставить и решать задачи такой сложности, которые ранее не могли быть решены, однако мы считаем необходимым в настоящей главе привести достаточно известные типы задач, которые с применением ЭВМ могут быть решены значительно быстрее.

В случае наличия дисплейного класса, связанного с мини- или большой ЭВМ, а также при наличии класса персональных компьютеров большинство приведенных в настоящей главе задач на расчет простых трубопроводов при установившемся и неустановившемся течениях жидкости может быть решено студентами во время аудиторных занятий. Если такого класса нет, то все задачи настоящей главы следует отнести к классу курсовых расчетных работ, выполняемых студентами самостоятельно. К курсовым работам или учебным научно-исследовательским студенческим работам относятся все задачи настоящей главы по расчету сложных гидравлических трубопроводов объемного гидропривода, за исключением расчета сложных трубопроводов при ламинарном режиме течения. Последний вид задач сводится во многих случаях к системе линейных алгебраических уравнений.

Гидравлический расчет простого трубопровода

Гидравлический расчет трубопроводов при установившемся течении жидкости сводится к задачам одного из трех основных типов (см. гл. 4). Задачу первого типа целесообразно решать почти всегда с помощью микрокалькулятора. Задачи второго или третьего типа в зависимости от вида эмпирических формул для коэффициента сопротивления трению λ и коэффициентов местных гидравлических сопротивлений сводятся к системе алгебраических или трансцендентных уравнений (иногда к одному уравнению). Для их решения в большинстве случаев целесообразно прибегнуть к ЭВМ.

Для задачи второго типа окончательное выражение для решения можно представить следующим образом:

$$Q = \varphi(Q, \nu, l_i, \Delta_{zi}, a, b, c, d_i), \quad (7.1)$$

где Q — расход жидкости; ν — кинематическая вязкость жидкости; l_i — длина i -го участка трубопровода; d_i — диаметр i -го участка трубопровода; Δ_{zi} — эквивалентная шероховатость i -го участка трубопровода; a, b, c — геометрические параметры гидравлической сети.

Для задачи третьего типа окончательная формула будет иметь аналогичный вид:

$$d = \varphi(d, Q, \nu, l_i, \Delta_{zi}, a, b, c), \quad (7.2)$$

где d — диаметр трубопровода.

Для численного решения этих уравнений применяют различные итерационные методы (методы последовательных приближений). В гидравлических расчетах хорошо зарекомендовал себя метод простой итерации или его модификации — метод Зейделя. Могут быть использованы также метод Ньютона, метод деления интервала пополам и т. д.

Рассмотрим метод простой итерации на примере системы двух уравнений в следующем виде:

$$x_{n+1} = f_1(x_n, y_n) \quad \text{и} \quad y_{n+1} = f_2(x_n, y_n). \quad (7.3)$$

Метод Зейделя, реализованный, как правило, в стандартной программе математического обеспечения, задается следующими формулами:

$$x_{n+1} = \varphi_1(x_n, y_n) \quad \text{и} \quad y_{n+1} = \varphi_2(x_{n+1}, y_n). \quad (7.4)$$

В курсе вычислительной математики доказывается теорема об условиях сходимости процесса вычислений (7.3) и (7.4), однако при решении гидравлических задач обычно проще бывает задать как начальное приближение, так и точ-

ность вычислений исходя из физических соображений или априорной информации о решении.

При неустановившемся движении жидкости в трубопроводе могут быть поставлены те же задачи на его расчет, что и при установившемся, однако чаще всего на практике приходится решать задачи первого или второго типа. Для простого трубопровода задача расчета сводится к одному обыкновенному дифференциальному уравнению, как правило, не сводящемуся к квадратурам или системе из двух уравнений. Для численного решения этой задачи можно воспользоваться известными из курса математики методами: Эйлера или Рунге — Кутты. Последний метод обычно реализуется в математическом обеспечении машины в качестве стандартной программы. При проведении гидравлических расчетов трубопроводов на ЭВМ, особенно для неустановившихся течений жидкости, расчетное уравнение целесообразно привести к безразмерному виду, чтобы основные слагаемые имели порядок величины, равный единице. При таком подходе существенно уменьшается вероятность получения в процессе вычислений машинного нуля или переполнения.

Уравнения, описывающие основные гидравлические агрегаты

1. Уравнение неустановившегося движения несжимаемой жидкости (по простому трубопроводу постоянного сечения) с местными гидравлическими потерями:

$$\rho L \frac{dv}{dt} = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}} - \Delta p, \quad (7.5)$$

где ρ — плотность рабочей жидкости; L — длина трубопровода; $p_{\text{вх}}$ — давление на входе в трубопровод; $p_{\text{вых}}$ — давление на выходе из трубопровода; Δp — суммарные гидравлические потери на трение и в местных гидравлических сопротивлениях, которые определяются следующим выражением: $\Delta p = k_{\text{тр}} Q^m + k_m Q^2$. Здесь ламинарный режим при $Q < Q_{\text{кр}}$

$$k_{\text{тр}} = \frac{128\rho\nu L}{\pi d^4}, \quad m = 1;$$

турбулентный режим при $Q \geq Q_{\text{кр}}$ (гидравлически гладкая труба)

$$k_{\text{тр}} = \frac{4^{1,75} \cdot 0,316\rho\nu^{0,25} \cdot L}{\pi^{1,75} \cdot 2gd^{4,75}}, \quad m = 1,75;$$

$$Q_{\text{кр}} = \frac{2300\pi d\nu}{4}.$$

Местное гидравлическое сопротивление при турбулентном режиме

$$k_m = \frac{8\rho}{\pi^2 d^4} \zeta.$$

Умножив правую и левую части уравнения (7.5) на живое сечение трубопровода $S_{\text{тр}} = \frac{\pi d_{\text{т}}^2}{4}$ и разделив на ρL , получим

$$\frac{d}{dt}(v S_{\text{тр}}) = \frac{\pi d_{\text{т}}^2}{4\rho L} p_{\text{вх}} - \frac{\pi d_{\text{т}}^2}{4\rho L} p_{\text{вых}} - \frac{\pi d_{\text{т}}^2}{4\rho L} \Delta p.$$

Имея в виду, что $v \cdot S_{\text{тр}} = Q$, и введя обозначение коэффициента $k_{\text{ин}} = \frac{\pi d_{\text{т}}^2}{4\rho L}$, учитывающего инерцию жидкости в трубопроводе, получим дифференциальное уравнение для трубопровода с местным сопротивлением:

$$\frac{dQ}{dt} = k_{\text{ин}} p_{\text{вх}} - k_{\text{ин}} p_{\text{вых}} - k_{\text{ин}} \Delta p. \quad (7.6)$$

2. Уравнение неустановившегося движения поршня гидроцилиндра без учета сжимаемости жидкости в полостях:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{S_{\text{н}}}{m} p_{\text{н}} - \frac{S_{\text{с}}}{m} p_{\text{с}} - \frac{1}{m} F(x), \quad (7.7)$$

где v — скорость поршня гидроцилиндра; $S_{\text{н}}$, $S_{\text{с}}$ — рабочие площади поршня полостей гидроцилиндра, соединенных с нагнетанием и сливом соответственно; $p_{\text{н}}$, $p_{\text{с}}$ — давление в полостях нагнетания и слива соответственно; m — масса, приведенная к штоку; $F(x)$ — активная сила вдоль штока в функции хода штока. Уравнение хода поршня:

$$\frac{dx}{dt} = v, \quad (7.8)$$

где x — ход поршня гидроцилиндра.

3. Уравнение безынерционного пневмогидроаккумулятора. Уравнение состояния газа в газовой полости:

$$p_3 V_0^n = p_A V^n,$$

где p_3 — начальное давление в газовой полости — давление зарядки; V_0 — полный начальный объем газовой полости; p_A — текущее давление в газовой полости, равное давлению жидкости; V — текущее значение объема газа; n — показатель политропы.

Объем рабочей жидкости в гидроаккумуляторе равен

$$V_{ж} = V_0 - V;$$

подставив из уравнения состояния газа значение V , получим

$$V_{ж} = V_0 - V_0 \sqrt[n]{\rho_3} \frac{1}{\rho_n^{1/n}}.$$

Продифференцировав по времени полученное выражение, найдем уравнение расхода рабочей жидкости из пневмогидроаккумулятора при падении давления:

$$Q_A = \frac{dV_{ж}}{dt} = V_0 \sqrt[n]{\rho_3} \left(-\frac{1}{n} \right) \frac{1}{\rho_A^{1/n+1}} \frac{d\rho_A}{dt}.$$

Отсюда

$$\frac{d\rho_A}{dt} = A_A \rho_A^\alpha Q_A, \quad (7.9)$$

где

$$A_A = \frac{n}{V_0 \sqrt[n]{\rho_3}}, \quad \alpha = \frac{1}{n} + 1.$$

4. Уравнение, определяющее давление, которое создается объемным насосом с регулятором подачи. Приведенную характеристику насоса (рис. 1) можно представить в виде следующих уравнений двух наклонных прямых:

$$\rho_n = A_n - k_n Q_n, \quad (7.10)$$

где A_n и k_n — постоянные коэффициенты, которые определяются для каждого участка характеристики по значениям ρ_{\max} ; ρ_p ; Q_p ; Q_0 — максимальное значение давления при подаче, равной нулю; ρ_p — давление при подаче насоса Q_p (точка максимальной мощности насоса); Q_0 — геометрическая подача насоса; Q_n — текущая подача насоса.

Подводя итог перечню уравнений основных гидравлических агрегатов, можно выделить четыре типа уравнений:

1. Уравнения, в которых переменным параметром потока, стоящим под знаком дифференциала, является расход рабочей жидкости или величина, пропорциональная

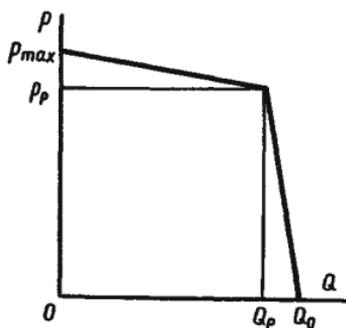


Рис. 1

расходу (скорость). Эти уравнения гидравлических линий и гидроцилиндра без учета сжимаемости рабочей жидкости вида

$$\frac{dY_k}{dt} = k_k p_l - k_k p_j - k_k f(Q_k^m, x_k, t). \quad (7.11)$$

Правая часть этих уравнений линейно зависит от давлений в узлах, между которыми расположен данный элемент (агрегат) гидросистемы, и в общем случае от нелинейной функции $f(Q_k^m, x_k, t)$. Для этого типа уравнений в качестве начальных условий должен быть задан расход рабочей жидкости или скорость. Элементы, описываемые таким типом уравнений, назовем «проточными».

2. Уравнения, в которых переменным параметром потока, стоящим под знаком дифференциала, является давление в узле гидросистемы (например, уравнение гидроаккумулятора). Правая часть этих уравнений в общем виде нелинейная функция давления в узле, расходов рабочей жидкости, перемещений и т. д. Такие уравнения имеют вид

$$\frac{dp_l}{dt} = f(Q_k, x_k, p_l). \quad (7.12)$$

Для этих уравнений в качестве начальных условий должно быть задано давление в узле гидросистемы.

3. Уравнения, в которых под знаком дифференциала переменным является ход исполнительного штока, имеют вид

$$\frac{dx_k}{dt} = v_k. \quad (7.13)$$

4. Обыкновенные (не дифференциальные) уравнения, определяющие давление в узлах гидросистемы (уравнения насоса и бака).

Алгоритм расчета переходных процессов в объемном гидроприводе с разветвленной сетью трубопроводов

Рассмотрим часть гидросистемы, состоящую только из «проточных» элементов, определяемых уравнениями только типа 1, и нескольких тупиковых узлов, давление в которых определяется уравнениями типа 2 и 4. Из рассмотренных агрегатов проточными элементами являются гидравлические линии и гидроцилиндры без учета сжимаемости жидкости. Сначала для простоты ограничимся схемой гидросистемы, приведенной на рис. 2. Стрелками показаны принятые за

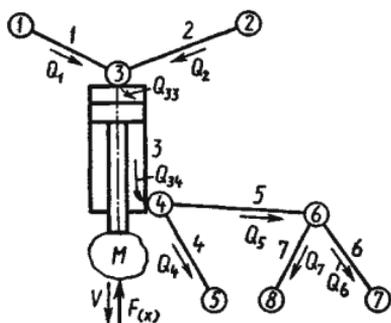


Рис. 2

положительные направления расходов по элементам. Элементы 1, 2, 4, 5, 6 и 7 — гидравлические линии; элемент 3 — гидроцилиндр. Узлы 1, 2, 5, 7 и 8 в данной схеме тупиковые.

Приведенный упрощенный пример рассматривается лишь для иллюстрации метода объединения уравнений элементов в единую систему уравнений. Запишем уравнения неразрывности потока рабочей жидкости для узлов 3, 4 и 6:

узлы 3, 4 и 6:

$$\begin{aligned} \text{узел 3} \quad Q_1 + Q_2 + Q_{33} &= 0; \\ \text{узел 4} \quad Q_{34} - Q_4 - Q_5 &= 0; \\ \text{узел 6} \quad Q_5 - Q_7 - Q_6 &= 0. \end{aligned} \quad (7.14)$$

Поскольку элементом 3 является гидроцилиндр, который в общем случае имеет разные рабочие площади в полостях, то расход Q_{33} , вытекающий из узла 3, не равен расходу Q_{34} , втекающему в узел 4 ($Q_{33} \neq Q_{34}$); дифференцируемой переменной в уравнении гидроцилиндра является скорость поршня. Выразим расходы Q_{33} и Q_{34} по полостям гидроцилиндра через скорость поршня и соответствующие площади поршня:

$$\begin{aligned} Q_{33} &= S_{33}v_3; \\ Q_{34} &= S_{34}v_3. \end{aligned} \quad (7.15)$$

Подставив полученные выражения расходов в уравнения неразрывности и продифференцировав их, получим:

$$\begin{aligned} \frac{dQ_1}{dt} + \frac{dQ_2}{dt} - S_{33} \frac{dv_3}{dt} &= 0; \\ S_{34} \frac{dv_3}{dt} - \frac{dQ_4}{dt} - \frac{dQ_5}{dt} &= 0; \\ \frac{dQ_5}{dt} - \frac{dQ_7}{dt} - \frac{dQ_6}{dt} &= 0. \end{aligned} \quad (7.16)$$

Таким образом, коэффициентом в уравнении неразрывности при переменной скорости штока гидроцилиндра является рабочая площадь поршня, соответствующая полости, подключенной к этому узлу.

Подставим в (7.16) значения производных, используя уравнения (7.6) и (7.7) и введя сокращенные обозначения коэффициентов:

$$\begin{aligned}
 & k_1 p_1 - k_1 p_3 - k_1 \Delta p_1 + k_2 p_2 - k_2 p_3 - k_2 \Delta p_2 - \\
 & - \frac{S_{33}^2}{m} p_3 - \frac{S_{34}}{m} p_4 - \frac{S_{33}}{m} F(x) = 0; \quad (7.17) \\
 & S_{34} \frac{S_{33}}{m} p_3 - \frac{S_{34}^2}{m} p_4 - \frac{S_{34}}{m} F(x) - \\
 & - k_4 p_4 + k_4 p_5 + k_4 \Delta p_4 - k_5 p_4 + k_5 p_6 + k_5 \Delta p_5 = 0; \\
 & k_5 p_4 - k_5 p_6 - k_5 \Delta p_5 - k_7 p_6 + \\
 & + k_7 p_8 + k_7 \Delta p_7 - k_6 p_7 + k_6 p_6 + k_6 \Delta p_6 = 0.
 \end{aligned}$$

Запишем систему уравнений (7.17), оставив слева неизвестные давления p_3 , p_4 , p_6 в проточных узлах:

$$\begin{aligned}
 & \left(-k_1 - k_2 - \frac{S_{33}^2}{m} \right) p_3 + \left(\frac{S_{34}^2}{m} \right) p_4 + 0 \times p_6 = \\
 & = -k_1 p_1 - k_2 p_2 + k_1 \Delta p_1 + k_2 \Delta p_2 - \frac{S_{33}}{m} F(x); \\
 & \left(\frac{S_{33} S_{34}}{m} \right) p_3 + \left(-\frac{S_{34}^2}{m} - k_4 - k_5 \right) p_4 + (k_5) p_6 = \\
 & = -k_4 p_5 - k_4 \Delta p_4 - k_5 \Delta p_5 + \frac{S_{34}}{m} F(x); \quad (7.18) \\
 & 0 \times p_3 + (k_5) p_4 + (-k_5 + k_6 - k_7) p_6 = \\
 & = k_6 p_7 - k_7 p_8 + k_5 \Delta p_5 - k_6 \Delta p_6 - k_7 \Delta p_7.
 \end{aligned}$$

Полученная система уравнений линейна относительно давлений в проточных узлах гидросистемы. Вычислив или задав давления в тупиковых узлах, т. е. p_1 , p_2 , p_5 , p_7 и p_8 , можно определить давления p_3 , p_4 и p_6 , решив полученную систему из трех уравнений. При этом потери давления Δp в линиях и величина активной нагрузки на исполнительном штоке гидроцилиндра $F(x)$ должны быть вычислены по начальным значениям расходов по соответствующим линиям Q_1 , Q_2 , Q_3 , Q_4 , Q_5 , Q_6 , Q_7 и начальному положению штока x .

Полученные значения давлений p_3 , p_4 и p_6 могут быть использованы для вычисления правых частей дифференциальных уравнений элементов схемы (рис. 2). Таким образом, в результате интегрирования системы дифференциальных уравнений будут определены значения расходов по всем гидравлическим линиям и скорость исполнительного штока гидроцилиндра.

Ход исполнительного штока вычисляется интегрированием уравнения

$$\frac{dx}{dt} = v. \quad (7.19)$$

Приведенный алгоритм расчета участка структурной схемы гидросистемы можно обобщить и распространить на схему, состоящую из любого числа элементов и узлов. При этом следует иметь в виду, что давления в тупиковых узлах должны быть предварительно вычислены интегрированием дифференциальных уравнений 2-го или 4-го типа.

Рассмотрим структурную схему гидросистемы, состоящую из e проточных элементов, расположенных между u нетупиковыми узлами. Появится некоторое число ut тупиковых узлов, к которым будут подключены агрегаты, определяемые уравнениями 2-го и 4-го типов (гидроаккумулятора, насоса, бака).

Систему дифференциальных уравнений движения жидкости по «проточным» элементам (7.11) для такой структурной схемы удобно записать в векторной форме:

$$\frac{d}{dt} \{Y\} = [K] \times \{P\} - \{N\}, \quad (7.20)$$

где $\{Y\}$, $\{P\}$ — векторы неизвестных параметров потока рабочей жидкости, полностью определяющие работу гидросистемы. $\{Y\}$ — вектор-столбец, имеющий e компонент расходов по трубопроводам и скоростей поршней по гидроцилиндрам. $\{P\}$ — вектор, имеющий u компонент давлений в нетупиковых узлах; $[K]$ — матрица коэффициентов дифференциальных уравнений проточных элементов размерности $(e \times u)$; $\{N\}$ — вектор-столбец, имеющий e компонент, зависящий от давлений в тупиковых узлах системы, гидравлических потерь давлений в линиях и нагрузок на гидроцилиндрах.

В правильности записи уравнения (7.20) легко убедиться, произведя дифференцирование каждого компонента вектора $\{Y\}$ и умножение матрицы $[K]$ на вектор $\{P\}$ — вектор давлений в проточных узлах.

Для вычисления правых частей уравнения необходимо определить вектор давлений $\{P\}$. Для этого аналогично тому, как это было сделано выше, воспользуемся системой уравнений неразрывности потока в нетупиковых узлах гидросистемы, которая в векторной форме имеет вид:

$$[I] \times \{Y\} = 0, \quad (7.21)$$

где $[I]$ — постоянная матрица коэффициентов размерностью $(u \times e)$. (Правило заполнения матриц коэффициентов $[K]$, $[I]$ и вектор-столбца $\{N\}$ будет дано ниже.)

Продифференцировав уравнение (7.21), получим

$$[I] \times \frac{d}{dt} \{Y\} = 0. \quad (7.22)$$

Исключим из (7.22) производную вектора $\{Y\}$, подставив ее значение из уравнения (7.20). Получим систему линейных уравнений относительно вектора $\{P\}$:

$$[[I] \times [K]] \times \{P\} - [I] \times \{N\} = 0.$$

Следует иметь в виду, что матрица $[[I] \times [K]]$ квадратная и имеет размерность $(u \times u)$. Тогда

$$\{P\} = [M] \times \{N\}, \quad (7.23)$$

где $[M] = [[I] \times [K]]^{-1} \times [I]$ — матрица, постоянная для заданной структурной схемы гидросистемы размерностью $(u \times u)$. Подставив в уравнение (7.20) значение вектора $\{P\}$, получим

$$\frac{d}{dt} \{Y\} = [S] \times \{N\}, \quad (7.24)$$

где $[S] = [K] \times [[I] \times [K]]^{-1} \times [I] - [E]$ — матрица, постоянная для заданной структурной схемы гидросистемы, размерностью $(e \times e)$. Таким образом, для определения расходов и скоростей поршней гидроцилиндров необходимо проинтегрировать уравнение (7.24).

Матрицы $[M]$ и $[S]$ зависят от структурной схемы гидросистемы, геометрических размеров ее элементов и приведенных масс гидродвигателей. Эти матрицы не зависят от параметров потока и активных нагрузок на гидродвигателях.

Перейдем к определению правила формирования матриц $[I]$, $[K]$ и вектора $\{N\}$. При этом удобно представить структурную схему гидросистемы в виде ориентированного графа (рис. 3). Ориентация дуг соответствует выбранному положительному направлению расхода — скорости по соответствующим элементам гидросистемы.

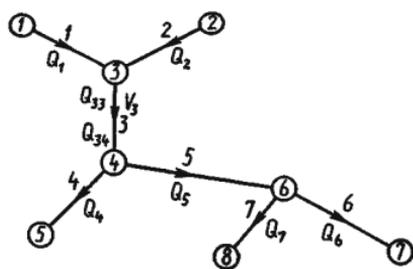


Рис. 3

$[I]$ — матрица коэффициентов в векторном уравнении неразрывности потока. Строки матрицы соответствуют вершинам графа, расположенным между проточными элементами, столбцы — проточным элементам. Размерность матрицы $(u \times e)$. Следует отметить, что эта матрица полностью определяет вза-

имосвязь элементов схемы гидропривода.

Рассматриваем поочередно вершины графа и связанные с ними дуги. Возможны два случая:

1) все дуги, сходящиеся в вершине, соответствуют гидравлическим линиям. В этом случае если дуга направлена к рассматриваемой вершине, то на пересечении строки, соответствующей вершине, и столбца, соответствующего дуге, записывается $+1$. Если дуга направлена от вершины, то на пересечении строки и столбца записывается -1 ;

2) в вершине сходятся дуги, соответствующие гидравлическим линиям и гидроцилиндрам. Как было отмечено, в уравнении неразрывности расход по полостям в этом случае должен быть выражен через пропорциональную величину — скорость исполнительного штока. Рабочая площадь поршня полости, обращенная к рассматриваемому узлу, является коэффициентом пропорциональности.

Поэтому если дуга, связанная с узлом, соответствует гидроцилиндру, то на пересечении строки и столбца записывается рабочая площадь поршня. Знак « $+$ » или « $-$ » определяется направлением скорости исполнительного штока, обозначенным стрелкой на дуге графа. Если дуга не связана с рассматриваемой вершиной, то соответствующий элемент матрицы равен нулю.

$[K]$ — матрица коэффициентов в векторном уравнении проточных элементов. Строки матрицы соответствуют дугам графа, т. е. проточным элементам, а столбцы — вершинам графа, расположенным между этими элементами. Размерность матрицы $(e \times u)$.

Если проанализировать структуру матриц $[K]$ и $[I]$, то легко убедиться, что $[K]$ представляет собой транспонированную матрицу $[I]$, строки которой, соответствующие элементам гидросистемы, умножены на соответствующие инерционные коэффициенты k_i этих элементов со знаком « $-$ ».

$[N]$ — вектор-столбец, размерность которого равна коли-

честву проточных элементов e . Заполнение элементов вектора производится в зависимости от типа элемента, соответствующего заполняемой строке.

Для определения вектора $\{M\}$ необходимо предварительно вычислить давление в тупиковых узлах, воспользовавшись уравнениями элементов, подключенных к ним.

Элемент l — гидравлическая линия, находящаяся между двумя нетупиковыми узлами:

$$N_l = k_l \Delta p_l.$$

Элемент l — гидравлическая линия, находящаяся между двумя узлами — тупиковым и нетупиковым:

$$N_l = k(\pm p_j + \Delta p_l),$$

где p_j — давление в тупиковом узле, знак зависит от направления расхода в гидравлической линии (направление к тупиковому узлу — «+», от узла — «-»); j — элемент, примыкающий к тупиковому узлу.

Элемент l — гидроцилиндр:

$$N_l = \frac{1}{m_l} F_l(x_l) = k_{\text{нн}} F(x_l),$$

где m_l — масса, приведенная к штоку цилиндра.

Руководствуясь изложенными правилами формирования матриц и векторов, запишем (7.20) и (7.21) в развернутом виде для рассматриваемого примера (рис. 3) (подробно см. на примере задачи 7.21):

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ V_3 \\ Q_4 \\ Q_5 \\ Q_6 \\ Q_7 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -k_1 & 0 & 0 \\ -k_2 & 0 & 0 \\ \frac{S_{33}}{m} & -\frac{S_{34}}{m} & 0 \\ 0 & k_4 & 0 \\ 0 & k_5 & -k_5 \\ 0 & 0 & k_6 \\ 0 & 0 & k_7 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} p_3 \\ p_4 \\ p_6 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k_1 p_1 + k_1 \Delta p_1 \\ -k_2 p_2 + k_2 \Delta p_2 \\ + \frac{1}{m_3} F_3(x_3) \\ -k_4 p_4 + k_4 \Delta p_4 \\ k_5 p_5 \\ k_6 p_6 + k_6 \Delta p_6 \\ k_7 p_7 + k_7 \Delta p_7 \end{pmatrix} \quad (7.25)$$

$$\begin{pmatrix} 1 & 1 & -S_{33} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & S_{34} & -1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & -1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ V_3 \\ Q_4 \\ Q_5 \\ Q_6 \\ Q_7 \end{pmatrix} = 0. \quad (7.26)$$

Таким образом, полная система уравнений, определяющая функционирование гидросистем объемного привода, состоит из: обыкновенных уравнений, определяющих давления в тупиковых узлах (насоса, давления бака); дифференциальных уравнений, определяющих ход исполнительного штока гидроцилиндра, давление в гидроаккумуляторе; дифференциальных уравнений «проточных» элементов.

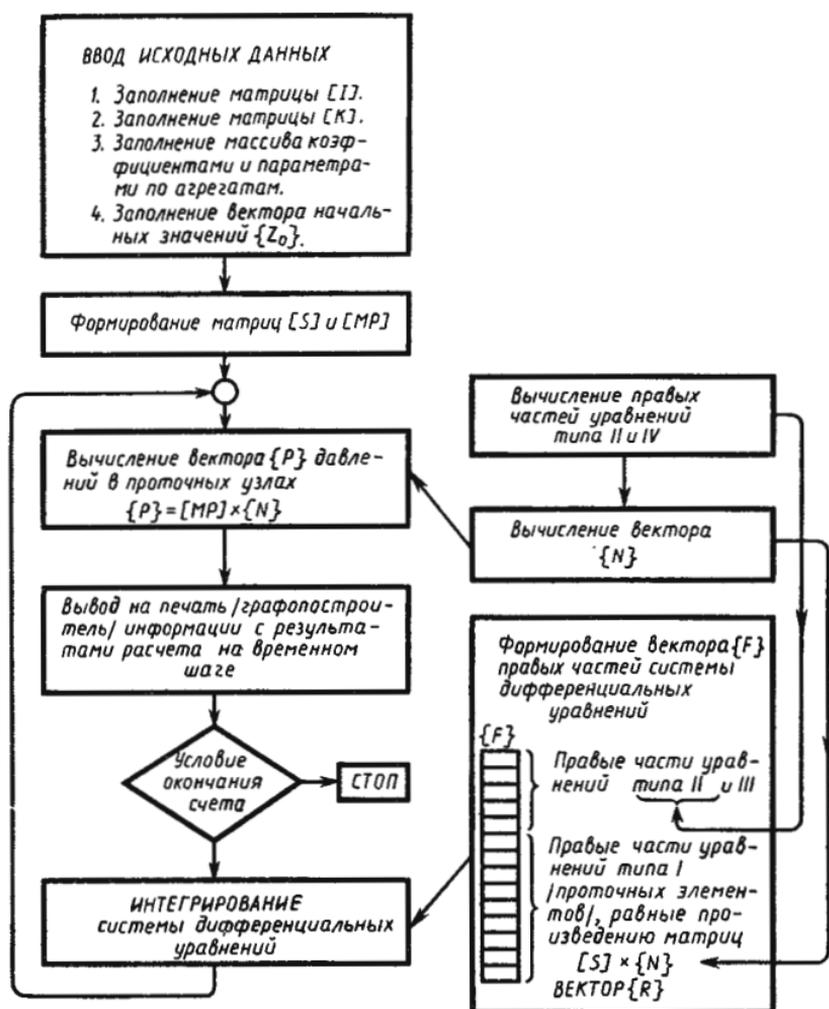


Рис. 4

Интегрирование системы дифференциальных уравнений рекомендуется проводить методом Рунге — Кутты четвертого порядка или методом Кутты — Мерсона. Для реализации указанного метода необходимо четырехкратное вычисление вектора $\{F\}$ правых частей системы дифференциальных уравнений на каждом временном шаге. Результат интегрирования — вектор $\{Z\}$ переменных, определяемых системой дифференциальных уравнений.

Размерность векторов $\{F\}$ и $\{Z\}$ равна суммарному количеству дифференциальных уравнений.

Для полного анализа результатов расчета необходимо вычислить давление в проточных узлах. Давления в этих узлах определяются вектором $\{P\}$ и могут быть вычислены с помощью выражения (7.23).

Реализация на ЭВМ рассмотренного алгоритма расчета параметров гидросистемы объемного привода может быть выполнена согласно блок-схеме (рис. 4).

Основные этапы решения задач при расчете объемного гидропривода с разветвленной сетью трубопроводов

Представим принципиальную схему (см. задачу 7.21) гидропривода в виде расчетной схемы (рис. 5), обозначив на ней принятые за положительные направления расходов по линиям и скоростей штоков гидроцилиндров. Пронумеруем проточные элементы и узлы.

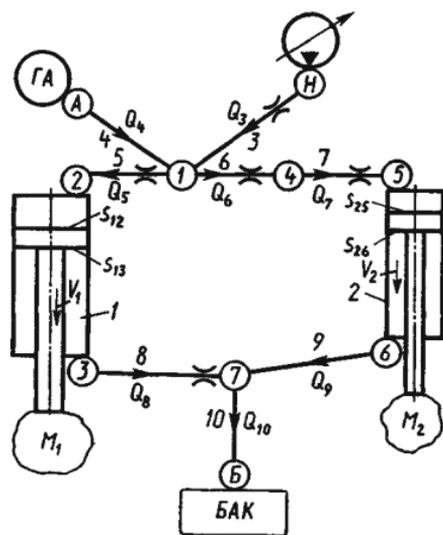


Рис. 5

Заполним матрицу $[I]$, руководствуясь следующим правилом (с. 145):

0	0	+1	+1	-1	-1	0	0	0	0
-30	0	0	0	+1	0	0	0	0	0
+20	0	0	0	0	0	0	-1	0	0
0	0	0	0	0	+1	-1	0	0	0
0	-15	0	0	0	0	+1	0	0	0
0	+8	0	0	0	0	0	0	-1	0
0	0	0	0	0	0	0	+1	+1	-1

Номера столбцов соответствуют номерам проточных элементов; номера строк — номерам проточных узлов.

Руководствуясь правилом на с. 145, формируем матрицу коэффициентов $[K]$. После перемножения строк транспонированной матрицы $[I]$ на соответствующие коэффициенты $k_{ин}$ элементов со знаком «—» получим матрицу $[K]$ коэффициентов в векторном уравнении проточных элементов:

0	$30/k_{ин1}$	$-20/k_{ин1}$	0	0	0	0	0
0	0	0	0	$15/k_{ин2}$	$-8/k_{ин2}$	0	0
$-k_{ин3}$	0	0	0	0	0	0	0
$-k_{ин4}$	0	0	0	0	0	0	0
$-k_{ин5}$	$-k_{ин5}$	0	0	0	0	0	0
	$-k_{ин6}$	0	0	0	0	0	0
0	0	0	$k_{ин7}$	$-k_{ин7}$	0	0	0
0	0	$k_{ин8}$	0	0	0	$-k_{ин8}$	0
0	0	0	0	0	$k_{ин9}$	$-k_{ин9}$	0
0	0	0	0	0	0	0	$k_{ин10}$

$$k_{инi} = \frac{\pi d_{\tau}^2}{4\rho L} \text{ для трубопроводов;}$$

$$k_{инi} = \frac{1}{M_i} \text{ для гидроцилиндров}$$

(подробно см. с. 139).

Определив матрицы $[I]$ и $[K]$, можно приступить к формированию матриц $[S]$ и $[M]$:

$$[M] = [[I] \times [K]]^{-1} \times [I];$$

$$[S] = [K][[I] \times [K]]^{-1} \times [I] - [E].$$

Вектор независимых переменных $[Z]$, элементы которого
 $p_A \ x_1 \ x_2 \ v_1 \ v_2 \ Q_3 \ Q_4 \ Q_5 \ Q_6 \ Q_7 \ Q_8 \ Q_9 \ Q_{10}$

— начиная с v_1 независимые переменные по проточным элементам: p_A — давление в узле подключения гидроаккумулятора; x_1, x_2 — ходы штоков гидроцилиндров; v_1, v_2 — скорости штоков гидроцилиндров; $Q_3 - Q_{10}$ — расходы по гидравлическим линиям.

В начальный момент времени вектор $\{Z\}$ заполнен начальными значениями переменных:

$$21 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0$$

Вектор $\{F\}$ правых частей дифференциальных уравнений, как и вектор $\{Z\}$, имеет такую же размерность — 13.

Вектор $\{R\}$ правых частей дифференциальных уравнений проточных элементов [см. (7.24)]

$$\{R\} = \{S\} \times \{N\}.$$

Вектор $\{R\}$ — часть вектора $\{F\}$, начиная с элемента 4 и до конца. Для вычисления вектора $\{R\}$ необходимо заполнить вектор $\{N\}$.

Элементы вектора $\{N\}$ могут быть вычислены, если известны давления в тупиковых узлах $H; A; B$.

Давление в узле H определяется по уравнению характеристики насоса и начальному расходу по линии 3 от насоса [см. (7.10)]:

$$p_H = A_H k_H Q_3.$$

Давление в узле A (давление в гидроаккумуляторе) — независимая переменная вектора $\{Z\}$ — $z_1 = p_A$; вычисляется интегрированием уравнения гидроаккумулятора [см. (7.9)]:

$$\frac{dp_A}{dt} = A_A p_A^\alpha Q_4.$$

Давление в узле B (в баке) $p_B = \text{const}$.

Таким образом, элементы вектора $\{N\}$ для данной задачи будут вычислены по формулам:

$\left(\begin{array}{l} k_{нн1} \cdot F(x_1) \\ k_{нн2} \cdot F(x_2) \\ k_{нн3} \cdot (-p_H + \Delta p_3) \\ k_{нн4} \cdot (-p_A + \Delta p_4) \\ k_{нн5} \cdot \Delta p_5 \\ k_{нн6} \cdot \Delta p_6 \\ k_{нн7} \cdot \Delta p_7 \\ k_{нн8} \cdot \Delta p_8 \\ k_{нн9} \cdot \Delta p_9 \\ k_{нн10} \cdot (p_B + \Delta p_{10}) \end{array} \right)$	гидроцилиндр 1
	гидроцилиндр 2
	линия от насоса 3
	линия от гидроаккумулятора 4
	линия 5
	линия 6
	линия 7
	линия 8
	линия 9
	линия к баку 10

При вычислении элементов вектора $\{N\}$ многократно необходимо вычислять потери давления Δp в гидравлических линиях, поэтому целесообразно оформить в программе эти вычисления в виде самостоятельного программного модуля, блок-схема которого представлена на рис. 6.

При интегрировании системы дифференциальных уравнений, например методом Рунге — Кутты четвертого порядка точности, на каждом шаге необходимо вычислять четыре раза

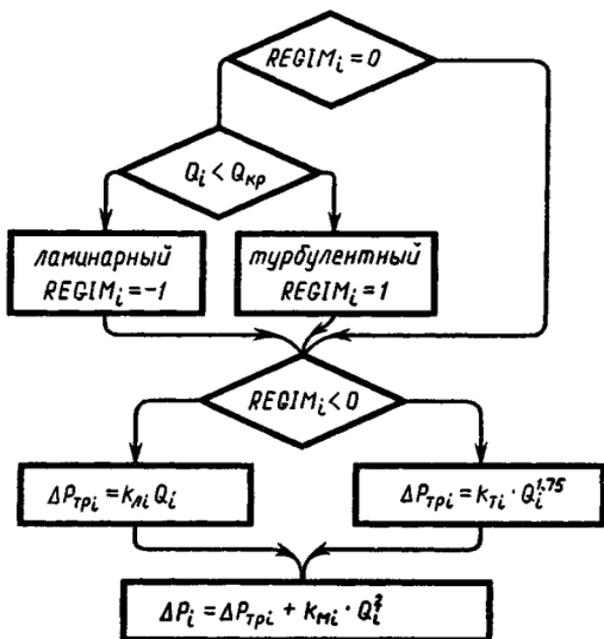


Рис. 6

значение правых частей уравнений и, следовательно, Δp . Для того чтобы избежать при этом перехода с одного режима течения на другой, в алгоритм вычисления Δp введен сигнализатор $REGIM$, определяемый режимом течения при первом обращении к данному модулю на временном шаге. При переходе к следующему временному шагу сигнализатор $REGIM$ обнуляется.

Разветвленная сеть трубопроводов с ламинарным режимом течения

Решение некоторых задач сводится к расчету сложной сети трубопроводов с ламинарным режимом течения. В этом случае система уравнений значительно упрощается благодаря линейной зависимости потерь от расхода.

Рассмотрим в качестве примера разветвленную сеть с ламинарным течением в линиях, представленную на рис. 7.

Для каждого узла такой сети трубопроводов запишем уравнение неразрывности:

$$\Sigma Q_i = 0. \quad (7.27)$$

Расход по каждому трубопроводу при ламинарном режиме течения выразим через гидравлические проводимости трубопроводов и давления на входе и выходе из них:

$$Q_i = k_i p_{ij} - k_i p_{zi}, \quad (7.28)$$

где p_{ij} — давление в узле j на входе в i -й трубопровод; p_{zi} — давление в узле z на выходе из i -го трубопровода; k_i — гидравлическая проводимость i -го трубопровода.

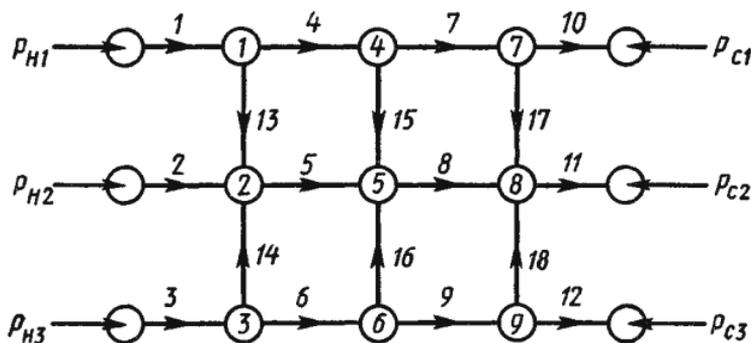


Рис. 7

Подставив из (7.28) значения Q_i в уравнение неразрывности, получим линейное уравнение относительно давлений в узлах. Например:

для узла 1

$$-(k_1 + k_4 + k_{13})p_1 + k_{13}p_2 + k_4p_4 = -k_1p_{H1}; \quad (7.29)$$

для узла 5

$$k_5p_2 + k_{15}p_4 - (k_5 + k_8 + k_{15} + k_{16})p_5 + k_{16}p_6 + k_8p_8 = 0.$$

Записав подобные уравнения для каждого узла, получим систему линейных уравнений, которая в векторной форме имеет вид

$$[K] \times \{P\} = \{KP\}, \quad (7.30)$$

где $[K]$ — матрица коэффициентов; $\{P\}$ — вектор давлений в узлах; $\{KP\}$ — вектор правых частей уравнений.

Решением уравнения (7.30) будет вектор давлений в узлах сети трубопроводов:

$$\{P\} = [K]^{-1} \times \{KP\}. \quad (7.31)$$

Правило формирования матрицы $[K]$ и вектора $\{KP\}$ легко вывести из рассмотрения системы уравнений (7.29).

ЗАДАЧИ

Задача 7.1. Определить с точностью до 0,1 мм диаметр трубопровода длиной $l = 10$ м при расходе $Q = 5$ л/ц и потерях напора $h_{тр} = 10$ м. Вязкость жидкости $\nu = 2 \cdot 10^{-6}$ м²/с, величина абсолютной эквивалентной шероховатости $k_s = 0,05$ мм. По найденному значению диаметра подсчитать число Рейнольдса.

Указание. При составлении алгоритма решения использовать формулу Альтшуля для коэффициента гидравлического трения.

Расчетное соотношение представить в виде $d = \sqrt[5]{f(d)}$. В качестве начального приближения взять значение диаметра, подсчитанного по формуле Пуазейля для ламинарного режима течения. В программе предусмотреть остановку, если $Re \leq 2300$.

Задача 7.2. Определить зависимость требуемого диаметра трубопровода для данных задачи 7.1 от величины абсолютной шероховатости в диапазоне от 0,01 до 0,05 мм и построить график зависимости.

Указание. Для построения графика зависимости диаметра от величины абсолютной шероховатости расчет провести не менее чем для пяти значений эквивалентной шероховатости.

Задача 7.3. Округлить значение диаметра, полученного в предыдущей задаче, до величины в соответствии с сортаментом труб. Определить с точностью до 0,01 мм диаметр d_0 настроечной шайбы в виде отверстия в тонкой стенке, обеспечивающий параметры потока (данные взять из задачи 7.1).

Указание. Коэффициент гидравлических потерь для шайбы определять по формуле $\zeta = [1 + 0,707 \sqrt{1 - (d_0/d)^2} - (d_0/d)^2]^2$. В качестве первого приближения принять $d_0 = 0,8 d$. Расчетную формулу представить в таком же виде, как и для задачи 7.1.



К задаче 7.3

Задача 7.4. Определить диаметр жиклера d главной дозирующей системы карбюратор-

ного двигателя с точностью до 0,01 мм. Схема карбюратора представлена на рисунке. Коэффициент расхода жиклера подсчитывается по следующим формулам:

$$\mu = \frac{Re}{1,5 + 1,4Re}$$

для $300 > Re > 25$;

$$\mu = 0,592 + \frac{0,27}{Re^{1/6}} \quad \text{для } 1000 > Re > 300;$$

$$\mu = 0,592 + \frac{5,5}{\sqrt{Re}} \quad \text{для } Re > 10000,$$

где число Рейнольдса $Re = \sqrt{2 \frac{\rho_A - \rho_2}{\rho_6} \frac{d}{\nu_6}}$.

Значения параметров: диаметр горловины диффузора $D = 50$ мм; плотность воздуха $\rho_B = 1,15$ кг/м³; плотность бензина $\rho_6 = 790$ кг/м³, вязкость воздуха $\nu_B = 15 \cdot 10^{-6}$ м²/с; вязкость бензина $\nu_6 = 0,7 \cdot 10^{-6}$ м²/с; коэффициент сопротивления воздушного тракта $\zeta_B = 0,05$; атмосферное давление $p_A = 750$ мм рт. ст.; $h = 2$ мм; коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,05$. Расход бензина $G_6 = 3,2$ кг/ч.

У к а з а н и е. Записать выражение для определения расхода бензина по формуле истечения жидкости и уравнение Бернулли для воздушного тракта и, введя обозначение

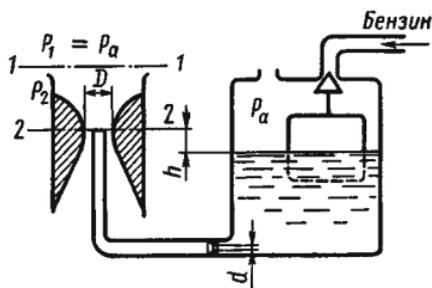
$$A = \frac{1}{14,8\alpha} \sqrt{\frac{\rho_B}{\rho_6}} \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_B}} \quad \text{и} \quad B = \sqrt{2 \frac{p_A - p_2}{\rho_6} \frac{1}{\nu_6}},$$

свести задачу к решению следующей системы уравнений методом Зейделя:

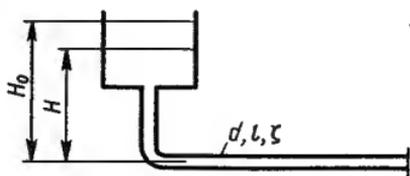
$$d = D \sqrt{\frac{A}{\mu}},$$

$$Re = Bd.$$

В качестве начального приближения принять коэффициент расхода $\mu = 0,6$.



К задаче 7.4



К задаче 7.5

Задача 7.5. Определить время опорожнения бака через шланг постоянного диаметра $d=20$ мм, длиной $l=20$ м, с учетом инерционного напора жидкости. Сравнить полученную зависимость скорости от времени с зависимостью, полученную без учета инерционного напора. Начальный уровень жидкости $H_0=1$ м; коэффициент гидравлических потерь $\zeta=1$; площадь поперечного сечения бака $S=0,0314$ м². Начальные условия записать при мгновенном открытии затвора.

Указание. Обозначив $\tau = \frac{t}{t_0}$; $\mu = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}}$; $\alpha = v/(\mu\sqrt{2gH_0})$;

$\beta = H/H_0$, найдем $t_0 = \frac{2SH_0}{\mu\pi d^2/(4\sqrt{2gH_0})}$ — время опорожнения бака без учета инерционного напора. Свести задачу к системе двух обыкновенных дифференциальных уравнений

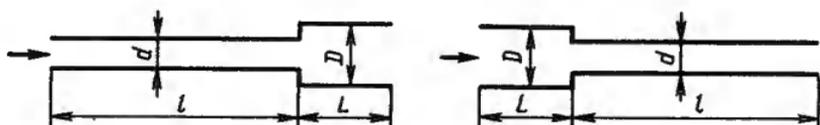
$$v' = kH - kv^2;$$

$$H' = -2v;$$

здесь $k = (1 + \zeta) \frac{H_0}{l} \frac{S}{\pi d^2/4}$ — безразмерный параметр.

Задача 7.6. Решить задачу 7.4 для трех значений безразмерного параметра: $k=20, 40$ и 60 . Построить графики зависимости безразмерной скорости истечения от безразмерного времени и проанализировать влияние параметров задачи на результат решения с учетом инерционного напора.

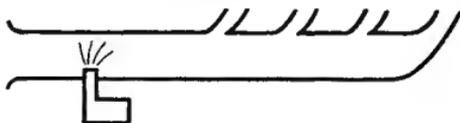
Задача 7.7. Определить диаметр d трубопровода длиной $l=9$ м, соединенного последовательно с трубопроводом диаметром $D=60$ мм, длина которого $L=2$ м. Эквивалентная шероховатость обоих трубопроводов $k_s=0,005$ мм; расход жидкости $Q=300$ л/мин, разность давлений в начальном и конечном сечениях $\Delta p=10^5$ Н/м²; вязкость $\nu=1,9 \cdot 10^{-6}$ м²/с; плотность $\rho=1000$ кг/м³.



К задаче 7.7

У к а з а н и е. Рассмотреть результат решения в зависимости от расположения труб большего и меньшего диаметра по направлению потока. Расчетное соотношение привести к такому же виду, как в задаче 7.1.

Задача 7.8. Двигатель грузового автомобиля имеет систему питания с подачей бензина отдельными порциями в трубопровод. Давление в гидравлическом аккумуляторе меняется по кусочно-линейному закону: возрастание в интервале T_1 от атмосферного до значения p_{\max} и падение до атмосферного давления за интервал времени T_2 . Построить зависимость скорости истечения бензина и мгновенного расхода от времени для двух случаев: 1) без учета инерционного напора; 2) с учетом инерционного напора. Известны следующие параметры: максимальный перепад давлений $\Delta p_{\max} = 0,3$ МПа; плотность топлива $\rho = 700$ кг/м³; коэффициент гидравлических потерь $\zeta = 1,8$; приведенная длина форсунки $l = 4$ мм; площадь поперечного сечения форсунки $S = 0,52$ мм²; время роста давления $T_1 = 0,004$ с; время падения давления $T_2 = 0,003$ с.



К задаче 7.8

У к а з а н и е. Скорость истечения без учета инерционного напора определять по формуле $v = 1/(\sqrt{1 + \zeta} \sqrt{2\Delta p/\rho})$. Скорость истечения с учетом инерционного напора найти из уравнения Бернулли для неустановившегося движения жидкости, которое для рассматриваемой задачи сводится к следующему виду:

$$\Delta p/\rho = (1 + \zeta) v^2/2 + l \frac{dv}{dt};$$

$$\Delta p = \Delta p_{\max} \frac{t}{T_1},$$

или

$$\Delta p = \Delta p_{\max} \left(1 - \frac{t}{T_2}\right).$$

Дифференциальное уравнение рекомендуется решать по стандартной подпрограмме RKGS или методом Эйлера. Перед решением на ЭВМ уравнение целесообразно привести к безразмерному виду с помощью следующих подстановок:

$$\Delta p = \Delta p_{\max} f(\tau); \quad \tau = \frac{t}{T_1}, \quad \text{или} \quad \tau = \frac{t}{T_2}$$

$$x = \frac{v}{\sqrt{2\Delta p_{\max}/\rho}}; \text{Sh} = \sqrt{\rho/2\Delta p_{\max}} \cdot \frac{l}{T} \text{ (число Струхалья).}$$

Шаг интегрирования при решении методом Эйлера не менее 0,05, начальное значение $\tau = 0$, конечное $\tau_k = 1$.

Задача 7.9. Определить зависимость мгновенной подачи Q от времени для форсунки системы подачи дизеля с учетом инерционного напора в предположении линейного закона нарастания давления перед форсункой от остаточного давления $p_0 = 0,4$ МПа до $p = 120$ МПа в течение 0,003 с; диаметр форсунки 0,45 мм; приведенная длина 4,5 мм, коэффициент гидравлических потерь $\zeta = 1,5$.

У к а з а н и е. См. указание к задаче 7.8.

Задача 7.10. Уравнение Бернулли в безразмерном виде для задачи 7.9 записывается следующим образом:

$$\text{Sh} \frac{dx}{d\tau} = \frac{\tau}{2} + \frac{1+\zeta}{2} x^2.$$

Проанализировать изменение хода зависимости безразмерной скорости x от безразмерного времени τ в диапазоне $0 \leq \tau \leq 1$ при изменении параметра Струхалья $\text{Sh} = 1; 0,1; 0,01$.

У к а з а н и е. См. задачу 7.8.

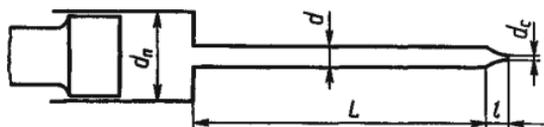
Задача 7.11. Определить с точностью до 0,1 мм диаметр сопла для подачи смазочно-охлаждающей жидкости в зону резания, если нужно обеспечить подачу $Q = 1,2$ л/мин при располагаемом избыточном давлении $p = 0,01$ МПа. Вязкость жидкости $\nu = 1,3$ сСт. Коэффициент расхода сопла описывается эмпирической формулой

$$\mu = 1 - \frac{0,5}{\sqrt[5]{\text{Re}}}.$$

У к а з а н и е. Число Рейнольдса подсчитывать по формуле

$$\text{Re} = \frac{d\sqrt{2\Delta p/\rho}}{\nu}.$$

Задача 7.12. Определить зависимость между скоростью впрыска, давлением в полости насоса и мгновенной подачей через форсунку в диапазоне времени от 0 до 0,003 с, соединенную коротким трубопроводом с плунжерным насосом высокого давления, при следующих допущениях:



К задаче 7.12

волновыми процессами в трубопроводе пренебречь; скорость плунжера при нагнетании имеет постоянное значение и ускорение равно нулю;

коэффициент сопротивления ζ постоянен и равен среднему значению за период впрыскивания;

заккрытие впускного и открытие отсечного окон во втулке производится мгновенно и не влияет на характеристику впрыскивания;

влияние сил инерции и пружины форсунки на движение иглы распылителя по сравнению с влиянием давления впрыскивания пренебрежимо мало и при расчетах не учитывается.

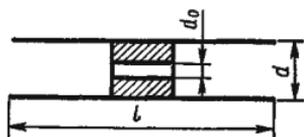
Объем полости насоса и трубопровода $V = 5 \text{ см}^3$; модуль упругости жидкости $E_{\text{ж}} = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Н/см}^2$; скорость плунжера $v_n = 1 \text{ м/с}$; диаметр плунжера $d_n = 8 \text{ мм}$; длина трубопровода $L = 100 \text{ мм}$; внутренний диаметр трубопровода $d = 2 \text{ мм}$; эквивалентная длина форсунки $l = 2 \text{ мм}$; диаметр сопла форсунки $d_c = 0,4 \text{ мм}$; коэффициент гидравлических потерь системы форсунка — трубопровод, приведенный к диаметру сопла $\zeta = 1,5$. Плотность топлива $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$.

У к а з а н и е. Задача сводится к решению системы двух обыкновенных дифференциальных уравнений: первое уравнение — расхода с учетом сжимаемости жидкости в полости плунжера, а второе — уравнение Бернулли для неустановившегося движения жидкости, т. е.

$$\frac{dp}{dt} = \frac{E_{\text{ж}}}{V} \left(\frac{\pi d_n^2}{2} v_n - \frac{\pi d_c}{4} v_c \right);$$

$$\frac{p}{\rho} = (1 + \zeta) \frac{v_c^2}{2} + \left(l + \frac{d_c^2}{d^2} L \right) \frac{dv_c}{dt}.$$

Задача 7.13. Система смазки двигателя внутреннего сгорания сводится к эквивалентному трубопроводу длиной $l = 0,25 \text{ м}$ и диаметром $d = 4 \text{ мм}$ с местным сопротивлением в виде отверстия в толстой стенке с диаметром $d_0 = 2 \text{ мм}$.



К задаче 7.13

Коэффициент гидравлических потерь отверстия описывается следующей эмпирической формулой:

$$\zeta = \frac{(1 + 0,28 \cdot 10^3 / \text{Re})^2}{0,41} - 1,$$

где $\text{Re} = \frac{d_0 v_0}{\nu}$.

Определить максимальный расход масла Q , прокачиваемый через масляную систему, если давление, определяемое настройкой переливного клапана, равно $p = 0,45$ МПа; вязкость масла $\nu = 12$ сСт; плотность $\rho = 920$ кг/м³.

Задача 7.14. Исследовать изменение хода зависимости безразмерной скорости $y = v / \sqrt{2\Delta p_{\text{max}} / \rho}$ от безразмерного времени $x = t/T$ для задачи 7.9 при изменении максимального давления p_{max} от 120 до 6 МПа, времени повышения давления T от 0,003 до 0,001 с, приведенной длины форсунки l от 4,5 до 90 мм.

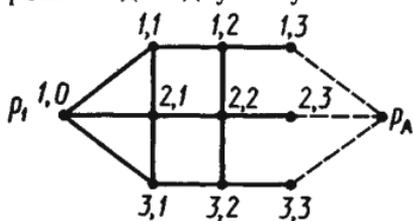
У к а з а н и е. Используя указания к задаче 7.8, привести уравнение Бернулли для неустановившегося движения применительно к рассматриваемой задаче в следующем виде:

$$\text{Sh} \frac{dy}{dx} = \frac{x}{2} - (1 + \zeta) \frac{y^2}{2},$$

где $\text{Sh} = \frac{l}{T \sqrt{2\Delta p_{\text{max}} / \rho}}$.

Определив максимальное, минимальное и среднее значения числа Струхала Sh , решить дифференциальное уравнение для трех значений критерия, приняв его в качестве параметра.

Задача 7.15. Определить расходы Q_1, Q_2, Q_3 через раздаточные трубопроводы сложной гидравлической сети, если известно, что истечение происходит в атмосферу, а давление в начальной точке $p_1 = 0,4$ МПа. Размеры и абсолютная шероховатость трубопроводов приведены в таблице. Задачу решить для двух случаев:



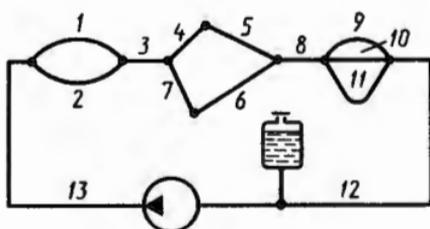
К задаче 7.15

1) плотность жидкости $\rho = 790$ кг/м³; вязкость $\nu = 0,9 \cdot 10^{-6}$ м²/с;

2) плотность жидкости $\rho = 850$ кг/м³; вязкость $\nu = 12 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Участок трубопровода	d , мм	l , мм	k_s , мм	Участок трубопровода	d , мм	l , мм	k_s , мм
0—1,1	36	5	0,12	2,2—2,3	40	8	0,20
0—2,1	40	3	0,13	3,2—3,3	46	8	0,17
0—3,1	46	5	0,16	1,1—2,1	32	4	0,11
1,1—1,2	36	6	0,17	2,1—3,1	30	4	0,12
2,1—2,2	40	6	0,14	1,2—2,2	32	4	0,13
3,1—3,2	46	6	0,19	2,2—3,2	30	4	0,10
1,2—1,3	36	8	0,18				

Задача 7.16. При расчете потокораспределителя в системе охлаждения автотракторного двигателя внутреннего сгорания жидкостный тракт заменяется сложной эквивалентной гидравлической сетью. Число участков для двигателей семейства ЗИЛ колеблется от 20 до 800. На рисунке представлена модельная сеть гидравлической системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания, состоящая из 13 участков. Основные геометрические параметры приведены в таблице:



К задаче 7.16

№ п/п	Длина l , м	Условный диаметр трубы d , мм	Диаметр шайбы d_0 , мм	Абсолютная шероховатость k , мм
1	0,60	50	46	0,01
2	0,50	52	41	0,02
3	0,45	60	42	0,03
4	0,42	54	43	0,04
5	0,33	46	44	0,05
6	0,24	62	38	0,06
7	0,35	64	36	0,07
8	0,46	55	37	0,06
9	0,51	58	39	0,05
10	0,32	48	35	0,04
11	0,23	64	40	0,03
12	0,36	66	45	0,04
13	0,58	68	50	0,02

Местные гидравлические сопротивления заменены эквивалентными шайбами в виде отверстий в тонкой стенке, коэффициенты гидравлических потерь для которых описыва-

ются следующей формулой:

$$\zeta = \left[1 + 0,707 \sqrt{1 - \left(\frac{d_0}{d}\right)^2} - \left(\frac{d_0}{d}\right)^2 \right]^2.$$

Характеристика насоса описывается как

$$H = 140 - 0,03Q - 0,6 \cdot 10^{-4} Q^2,$$

где H — напор, кПа; Q — подача, л/мин. Давление на входе в насос 5000 Па.

Охлаждающая жидкость — тосол А-40, плотность которого $\rho = 1078 \text{ кг/м}^3$; кинематическая вязкость $\nu = 1,2 \text{ сСт}$.

Определить время переходного процесса в гидравлической системе и рабочую точку установившегося режима, пренебрегая временем выхода насоса на рабочую частоту вращения.

Указание. В начальный момент времени принять $Q_i = 0$, давление на входе в насос и напор насоса не зависят от времени. Давление на выходе из участка 12 считать равным давлению на входе в насос.

Задача 7.17. Решить задачу 7.16 в предположении, что характеристика насоса описывается следующей зависимостью:

$$H = (140 - 0,03Q - 0,6 \cdot 10^{-4} Q^2) (1 - e^{t/T}),$$

где t — время, с; $T = \text{const} = 8 \text{ с}$.

Задача 7.18. Пневмогидроаккумулятор ГА заряжен рабочей жидкостью через обратный клапан от гидросистемы до давления $P_{\text{max}} = 21 \text{ МПа}$, после чего считаем, что давление до обратного клапана отсутствует.

Определить переходные процессы в системе гидроаккумулятор — трубопровод — гидроцилиндр после мгновенного открытия золотникового устройства 2 в двух случаях: 1) дроссель 4 отсутствует; 2) коэффициент сопротивления дросселя $\zeta = 500$.

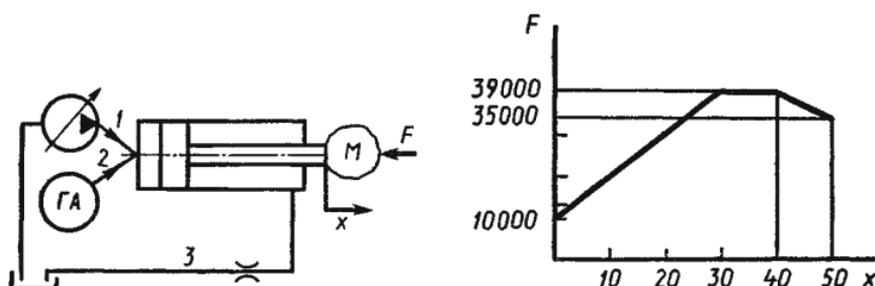
Имеем следующие данные: объем воздушной полости гидроаккумулятора $V_0 = 2,5 \text{ л}$; давление зарядки гидроакку-



К задаче 7.18

мулятора воздухом $p_3 = 10$ МПа; расширение и сжатие воздуха по изотерме; длина трубопровода $l = 100$ см; диаметр трубопровода $d = 0,84$ см; приведенная к штоку масса $M = 1$ кг; кинематическая вязкость жидкости $\nu = 0,224$ Ст; плотность рабочей жидкости $\rho = 850$ кг/м³; нагрузка при начальном положении штока равна нулю, по ходу штока она нарастает по закону $F = kx$ ($k = 750$ Н/см; x — ход штока).

У к а з а н и е. Составить систему дифференциальных уравнений, соответствующих элементам гидросистемы. Составить программу численного интегрирования полученной системы уравнений. Провести расчет переходных процессов и построить их графики для двух вариантов расчета по следующим параметрам: ход штока гидроцилиндра, расход, перепад давления на линии и дросселе, давление в гидроаккумуляторе.

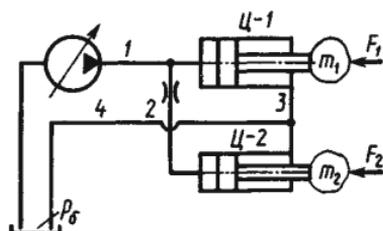


К задаче 7.19

Задача 7.19. Составить программу расчета на ЭВМ переходных процессов в гидросистеме, приведенной на рисунке. Просчитать переходный процесс выпуска штока гидроцилиндра на полный ход. Вывести на печать следующие параметры: давление насоса в полостях гидроцилиндра, ход штока, подачи насоса и гидроаккумулятора ГА.

Имеем следующие данные гидросистемы и агрегатов. Насос: $p_{\max} = 20$ МПа при $Q = 0$; $Q_p = 20$ л/мин при $p_p = 18$ МПа; $Q_0 = 25$ л/мин при $p = 0$. Гидроаккумулятор: объем воздушной камеры $V_0 = 2500$ см³; давление зарядки $p_3 = 10,0$ МПа. Гидроцилиндр: площадь на выпуск штока $S_b = 20$ см²; площадь на уборку штока $S_y = 15$ см²; рабочий ход штока $x = 20$ см. Трубопроводы:

№ п/п	l , см	d , см	ζ
1	200	1,0	0
2	100	1,0	0
3	500	0,8	50



К задаче 7.20

Давление в баке $p_0 = 0,5$ МПа; масса, приведенная к штоку, $m = 30$ кг, кинематическая вязкость $\nu = 0,2$ см³/с.

Задача 7.20. Составить программу расчета на ЭВМ переходных процессов в гидросистеме, приведенной на рисунке. Определить параметры в процессе хода штоков гидроцилиндров,

счет прекратить при выходе одного из цилиндров на полный ход. Вывести на печать следующие параметры: давления насоса, в полостях гидроцилиндров, хода штоков; расходы по линиям 1, 2, 3, 4.

Имеем следующие параметры гидросистемы и агрегатов. Насос: $p_{\max} = 20$ МПа при $Q = 0$; $p_p = 18$ МПа при $Q_p = 30$ л/мин; $p = 0$ при $Q_0 = 37$ л/мин.

Гидроцилиндры:

№ п/п	Площадь по выпуску штока S_v , см ²	Площадь на уборку штока S_y , см ²	Рабочий ход штока $x_{ш}$, см	Приведенная масса m , кг
Ц1	20	15	30	30
Ц2	15	10	20	10

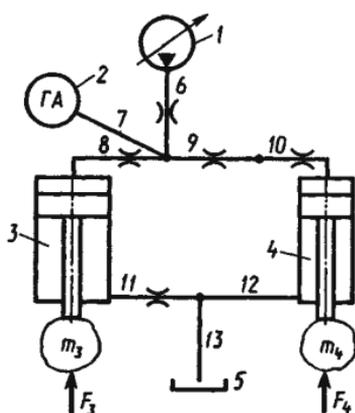
Трубопроводы:

№ п/п	l , см	d , см	ζ
1	500	1,0	0
2	450	0,8	100
3	450	0,8	0
4	2000	1,0	0

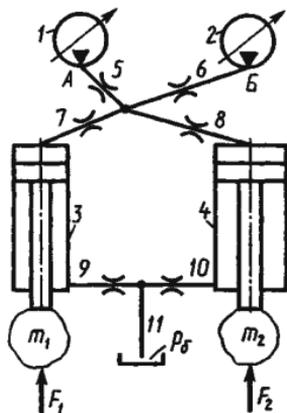
Давление в баке $p_0 = 0,5$ МПа; кинематическая вязкость $\nu = 0,2$ см²/с; плотность $\rho = 850$ кг/м³.

Задача 7.21. Определить разность положения поршней объемного гидропривода через $t = 1$ с после начала движения. Построить графики изменения подачи насоса, расходов из гидроаккумулятора, скоростей и ходов гидроцилиндров в диапазоне текущего времени от 0 до 1 с. Имеем следующие параметры агрегатов и трубопроводов. Насос: максимальное давление нулевой подачи $p_{\max} = 21$ МПа; давление начала

срабатывания регулятора подачи $p_p = 18$ МПа; подача при давлении $p_p = 18$ МПа $Q_p = 0,5$ л/с; подача при давлении $p_p = 0$ $Q_0 = 0,62$ л/с. Гидроаккумулятор: объем воздушной полости при давлении зарядки $p_3 = 10$ МПа; $V_0 = 2500$ см³; процесс расширения газа принять изотермическим. Гидроцилиндр 3: рабочая площадь при выпуске $S_b = 30$ см²; рабочая площадь на уборку $S_y = 20$ см²; приведенная масса к штоку $m_3 = 4$ кг; нагрузка $F_3 = \text{const} = 4000$ Н. Гидроцилиндр 4: рабочая площадь на выпуск $S_b = 10$ см²; рабочая площадь на уборку $S_y = 8$ см²; приведенная к штоку масса $m_4 = 3$ кг; нагрузка $F_4 = F_0 + kx$; $F_0 = 1300$ Н; $k = 700$ Н/см; x — ход штока. Гидравлические линии: $l_6 = 500$ см; $d_6 = 1,0$ см; $\zeta_6 = 15$; $l_7 = 10$ см; $d_7 = 1,0$ см; $\zeta_7 = 0$; $l_8 = 500$ см, $d_8 = 0,84$ см, $\zeta_8 = 50$; $l_9 = 1000$ см, $d_9 = 0,84$ см, $\zeta_9 = 100$; $l_{10} = 800$ см; $d_{10} = 0,6$ см; $\zeta_{10} = 50$; $l_{11} = 800$ см; $d_{11} = 0,6$ см, $\zeta_{11} = 200$; $l_{12} = 800$ см, $d_{12} = 0,6$ см, $\zeta_{12} = 0$; $l_{13} = 2000$ см, $d_{13} = 1,0$ см, $\zeta_{13} = 0$. Давление в баке 5 $p_6 = \text{const} = 0,5$ МПа. В начальный момент времени давление рабочей жидкости в гидроаккумуляторе $p_{ж} = 21$ МПа. Расходы по всем гидравлическим линиям нулевые. Кинематическая вязкость $\nu = 0,22$ см²/с. Плотность рабочей жидкости $\rho = 850$ кг/м³.



К задаче 7.21



К задаче 7.22

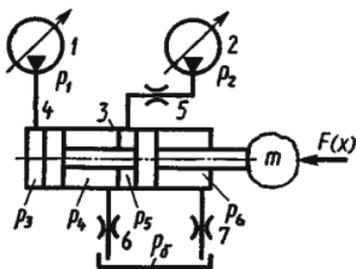
Задача 7.22. Определить, какой из цилиндров, показанных на рисунке, первым закончит рабочий ход. Построить графики: изменения давления в полостях гидроцилиндров; давления в точках А и Б и на выходе из насосов; подачи насосов 1 и 2; скоростей и ходов цилиндров 3 и 4. Счет прекратить при окончании хода одного из цилиндров.

Имеем следующие параметры агрегатов и трубопроводов. Насос 1: давление $p_{\text{max}} = 20$ МПа; давление начала срабатывания регулятора подачи насоса $p_p = 17$ МПа; пода-

ча при $p_p=17$ МПа $Q_p=0,2$ л/с; подача при $p_p=0$ $Q_0=0,24$ л/с. Насос 2: давление $p_{max}=20$ МПа; давление начала срабатывания регулятора подачи насоса $p_p=16$ МПа; подача при давлении $p_p=16$ МПа $Q_p=0,3$ л/с; подача при $p_p=0$ $Q_0=0,35$ л/с. Гидроцилиндр 3: $D_u=65$ мм; $d_{ш}=25$ мм; рабочий ход $x_p=300$ мм; приведенная к штоку масса $m=20$ кг; сила, действующая на шток, $F_3=F_0+kx$ ($F_0=50\ 000$ Н, $k=300$ Н/см). Гидроцилиндр 4: $D_u=80$ мм; $d_{ш}=40$ мм; рабочий ход $x_p=500$ мм; приведенная к штоку масса $m_2=200$ кг; сила, действующая на шток, $F_4=80\ 000$ Н. Гидравлические линии: $l_5=500$ см, $d_5=1,0$ см; $\zeta_5=10$; $l_6=1000$ см; $d_6=1,0$ см, $\zeta_6=10$; $l_7=1000$ см, $d_7=0,84$ см, $\zeta_7=50$; $l_8=1500$ см, $d_8=0,84$ см, $\zeta_8=50$; $l_9=1000$ см, $d_9=0,6$ см, $\zeta_9=200$; $l_{10}=1500$ см, $d_{10}=0,6$ см, $\zeta_{10}=200$; $l_{11}=500$ см, $d_{11}=1,0$ см, $\zeta_{11}=0$. В начальный момент времени расходы по линиям, скорость и величины хода штоков гидроцилиндров равны нулю. Кинематическая вязкость рабочей жидкости $\nu=0,4$ см²/с; плотность рабочей жидкости $\rho=950$ кг/м³; давление в гидробаке $p_6=0,5$ МПа.

Задача 7.23. Определить время выхода штока четырехполостного гидроцилиндра на полный ход; построить графики изменения давления в полостях гидроцилиндра, подач насосов, скорости штока и ходов цилиндра по времени. Имеем следующие параметры агрегатов и трубопроводов. Насосы 1 и 2: максимальное давление нулевой подачи $p_{max}=20$ МПа; давление начала срабатывания регулятора подачи насоса $p_p=17$ МПа; подача насосов при $p_p=17$ МПа $Q_p=0,2$ л/с; подача при $p_p=0$ $Q_0=0,24$ л/с. Четырехполостный гидроцилиндр 3: диаметр гидроцилиндра $D_u=75$ мм; диаметр штока $d_{ш}=30$ мм; рабочий ход $x_p=160$ мм; приведенная к штоку масса $m=20$ кг; нагрузка на шток $F=$
 $=F_0+c(x-x_0)$, где при $x<70$ мм $F_0=50\ 000$ Н, $c=$
 $=11\ 500$ Н/мм, $x_0=0$; при $x>70$ мм $F_0=41\ 950$ Н, $c=$
 $=32\ 000$ Н/мм, $x_0=70$ мм. Гидравлические линии: $l_4=$
 $=1000$ см, $d_4=0,8$ см, $\zeta_4=0$; $l_5=$
 $=2000$ см; $d_5=0,8$ см; $\zeta_5=150$;
 $l_6=2500$ см; $d_6=0,8$ см; $\zeta_6=1500$;
 $l_7=2000$ см; $d_7=0,8$ см; $\zeta_7=2000$.

В начальный момент времени расходы по линиям и скорость штока равны нулю. Кинематическая вязкость рабочей жидкости $\nu=0,3$ см²/с; плотность рабочей жидкости $\rho=900$ кг/м³; давление в баке $p_6=0,5$ МПа.

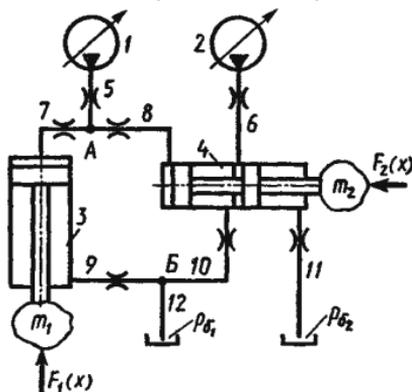


К задаче 7.23

У к а з а н и е. Четырехполостный гидроцилиндр описать одним уравнением движения

$$\frac{dV}{dt} = \frac{S_u}{M} p_3 - \frac{S_u - S_{ш}}{M} p_4 + \frac{S_u - S_{ш}}{M} p_5 - \frac{S_u - S_{ш}}{M} p_6 - \frac{1}{M} F(x).$$

Задача 7.24. Определить разность в положении штоков гидроцилиндров объемного гидропривода через $t=2$ с после начала движения. Определить максимальную величину взаимонагружения в четырехполостном гидроцилиндре 4. Построить графики изменения подачи насосов, скоростей и ходов гидроцилиндров, давлений в полостях гидроцилиндров и в точках А и Б в диапазоне текущего времени от 0 до 2 с. Имеем следующие параметры агрегатов и трубопроводов. Насос 1: давление нулевой подачи $p_{\max} = 21$ МПа; давление срабатывания регулятора подачи $p_p = 18$ МПа; подача при $p_p = 18$ МПа $Q_p = 0,5$ л/с; подача при $p_p = 0$ $Q_0 = 0,620$ л/с. Насос 2: давление нулевой подачи $p_{\max} = 21$ МПа; давление срабатывания регулятора подачи $p_p = 18$ МПа; подача при $p_p = 18$ МПа $Q_p = 0,30$ л/с; подача при $p_p = 0$ $Q_0 = 0,35$ л/с. Гидроцилиндр 3: $D_u = 80$ мм; $d_{ш} = 40$ мм; приведенная к штоку масса $m = 80$ кг; усилие по штоку $F = 75\,000$ Н. Гидроцилиндр 4: $D_u = 75$ мм; $d_{ш} = 35$ мм; приведенная к штоку масса $m = 150$ кг; усилие по штоку $F = 130\,000$ Н. Гидравлические линии: $l_5 = 600$ см, $d_5 = 1,0$ см, $\zeta_5 = 15$; $l_6 = 600$ см, $d_6 = 0,84$ см, $\zeta_6 = 15$; $l_7 = 600$ см, $d_7 = 0,84$ см, $\zeta_7 = 25$; $l_8 = 1500$ см, $d_8 = 0,84$ см, $\zeta_8 = 25$; $l_9 = 2000$ см; $d_9 = 0,6$ см, $\zeta_9 = 150$; $l_{10} = 2000$ см, $d_{10} = 0,6$ см, $\zeta_{10} = 150$; $l_{11} = 2000$ см, $d_{11} = 0,6$ см, $\zeta_{11} = 150$; $l_{12} = 1000$ см, $d_{12} = 10$ см, $\zeta_{12} = 0$.

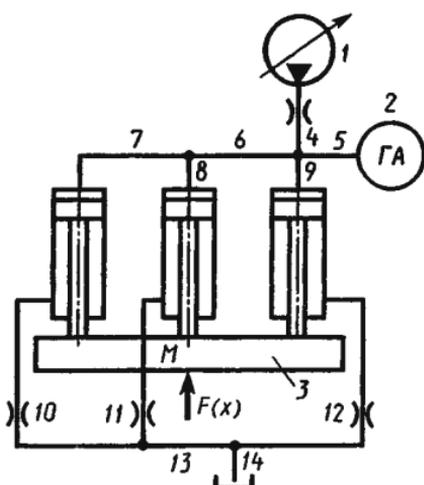


К задаче 7.24

В начальный момент времени расходы по всем гидравлическим линиям, скорости и ходы гидроцилиндров равны нулю. Кинематическая вязкость $\nu = 0,2$ см²/с. Плотность рабочей жидкости $\rho = 850$ кг/м³. Давление поддавливания в баках: $p_{61} = 0,4$ МПа; $p_{62} = 0,8$ МПа.

У к а з а н и е. См. задачу 7.23.

Задача 7.25. Определить время перемещения на полный ход траверсы, соединяющей жестко штоки трех одинаковых гидроцилиндров; построить графики изменения давления в полостях гидроцилиндров, подачи насоса и гидроаккумулятора, скорости перемещения траверсы по времени.



К задаче 7.25

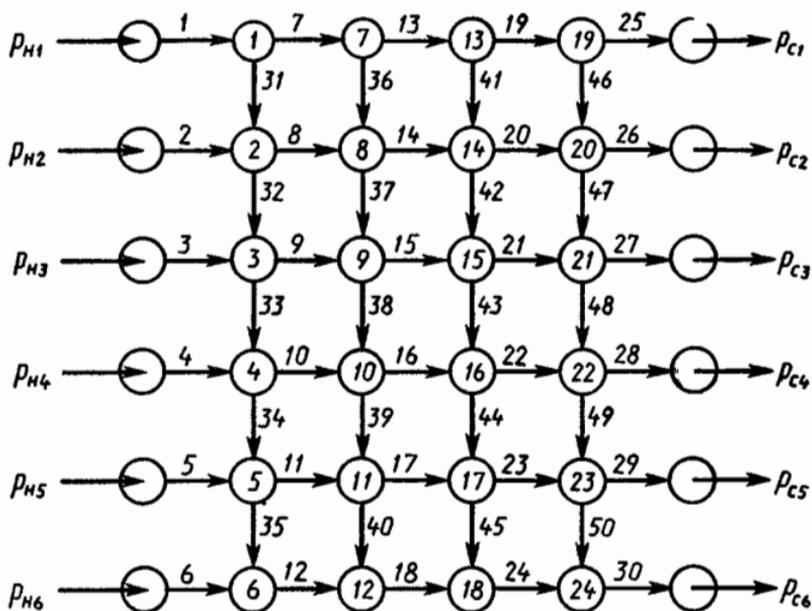
Имеем следующие параметры агрегатов и трубопроводов. Насос: $p_{max} = 22$ МПа; при давлении начала срабатывания регулятора подачи насоса $p_p = 19$ МПа; подача насоса при $p_p = 19$ МПа $Q_p = 0,5$ л/с; подача насоса при $p = 0$ $Q_0 = 0,62$ л/с. Гидроаккумулятор: объем воздушной полости при давлении зарядки $V_0 = 3000$ см³; давление зарядки воздушной полости $p_3 = 11$ МПа. Процесс расширения газа принять изотермическим. Гидроцилиндры: $D_{ц} = 80$ мм, $d_{ш} =$

$= 40$ мм, рабочий ход штока $x_p = 1000$ мм, масса траверсы $m = 1000$ кг, сила $F = F_0 + kx$, где $F_0 = 170\,000$ Н, $k = 500$ Н/мм. Гидравлические линии: $l_4 = 600$ см; $d_4 = 1,0$ см, $\zeta_4 = 15$; $l_5 = 100$ см, $d_5 = 1,0$ см, $\zeta_5 = 0$; $l_6 = l_7 = 700$ см, $d_6 = 0,84$ см, $d_7 = 0,6$ см, $\zeta_6 = \zeta_7 = 0$; $l_8 = l_9 = 200$ см; $d_8 = d_9 = 0,6$ см, $\zeta_8 = \zeta_9 = 0$; $l_{10} = 2000$ см, $d_{10} = 0,6$ см, $\zeta_{10} = 100$; $l_{11} = 1000$ см; $d_{11} = 0,6$ см, $\zeta_{11} = 100$; $l_{12} = 1500$ см, $d_{12} = 0,6$ см, $\zeta_{12} = 100$; $l_{13} = 500$ см, $d_{13} = 0,84$ см, $\zeta_{13} = 0$; $l_{14} = 2000$ см, $d_{14} = 1,0$ см, $\zeta_{14} = 0$.

В начальный момент времени давление рабочей жидкости в гидроаккумуляторе $p_0 = 22$ МПа. Расходы по всем гидравлическим линиям, скорости и ходы гидроцилиндров равны нулю. Кинематическая вязкость $\nu = 0,22$ см²/с; плотность рабочей жидкости $\rho = 950$ кг/м³; давление в баке $p_6 = 0,6$ МПа.

У к а з а н и е. См. задачу 7.23.

Задача 7.26. Фланцевое неподвижное уплотнение при расчете расхода утечек моделируется гидравлической сетью, изображенной на рисунке. Длины и эквивалентные диаметры каналов приведены в таблице. Определить расход жидкости, если давление на напорной стороне $p_n = p_{н1} = p_{н2} = p_{н3} = p_{н4} = p_{н5} = p_{н6} = 1,2$ МПа; давление на сливной стороне $p_c =$



$-\Sigma k$	k_{13}	k_{15}	k_4	0	0	0	0	0	p_1	$=$	$-k_1 p_n$
k_{13}	$-\Sigma k$	k_{14}	0	k_5	0	0	0	0	p_2	$=$	$-k_2 p_n$
k_{15}	k_{14}	$-\Sigma k$	0	0	k_6	0	0	0	p_3	$=$	$-k_3 p_n$
k_4	0	0	$-\Sigma k$	k_{16}	k_{18}	k_7	0	0	p_4	$=$	0
0	k_5	0	k_{16}	$-\Sigma k$	k_{17}	0	k_8	0	p_5	$=$	0
0	0	k_6	k_{18}	k_{17}	$-\Sigma k$	0	0	k_9	p_6	$=$	0
0	0	0	k_7	0	0	$-\Sigma k$	k_{19}	k_{21}	p_7	$=$	$-k_{10} p_c$
0	0	0	0	k_8	0	k_{19}	$-\Sigma k$	k_{20}	p_8	$=$	$-k_{11} p_c$
0	0	0	0	0	k_9	k_{21}	k_{20}	$-\Sigma k$	p_9	$=$	$-k_{12} p_c$

К задаче 7.26

$= p_{c1} = p_{c2} = p_{c3} = p_{c4} = p_{c5} = p_{c6} = 0,1$ МПа. Плотность жидкости $\rho = 950$ кг/м³; кинематическая вязкость жидкости $\nu = 112 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

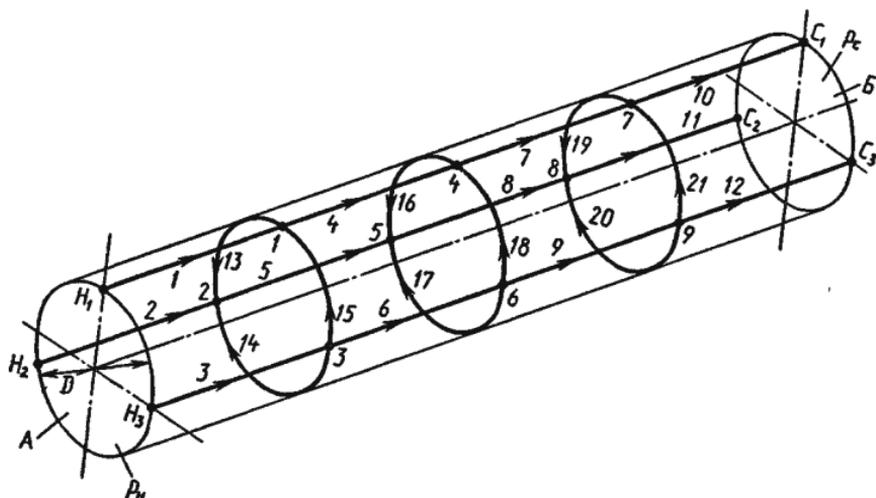
У к а з а н и е. Пользуясь формулой Пуазейля $k_i = \frac{\mu d_i^4}{128 \nu \rho l_i}$, вычислить проводимости для каждого канала. Записав уравнение неразрывности для каждого узла и подставив в них значение $Q_i = k_i (p_{вх} - p_{вых})$, где $p_{вх}$ и $p_{вых}$ — давления в узлах входа и выхода из

№ п/п	l, мм	d, мм												
1	1,0	1,0	11	1,2	0,9	21	0,8	1,0	31	0,9	0,9	41	1,2	0,8
2	1,1	0,9	12	1,1	0,8	22	0,9	1,0	32	0,8	0,9	42	1,0	1,0
3	0,9	0,8	13	1,0	0,8	23	1,0	0,8	33	1,1	0,9	43	0,8	0,9
4	1,2	0,9	14	0,9	0,9	24	1,1	0,9	34	1,0	0,8	44	1,1	0,9
5	1,1	0,8	15	0,8	1,0	25	1,2	1,0	35	1,1	0,8	45	0,9	1,0
6	1,0	1,0	16	1,2	0,8	26	1,1	0,9	36	1,2	0,8	46	0,8	0,8
7	0,9	0,8	17	1,1	1,0	27	1,0	0,8	37	0,9	0,9	47	1,1	0,8
8	0,8	0,9	18	1,0	0,9	28	0,9	1,0	38	1,0	1,0	48	0,9	0,9
9	1,0	1,0	19	0,9	0,8	29	0,8	1,0	39	1,2	0,9	49	1,2	1,0
10	1,2	1,0	20	0,8	0,9	30	1,2	1,0	40	1,2	1,0	50	1,0	1,0

линии, сведем задачу к решению системы 9 линейных алгебраических уравнений $[K] \times [P] = [N]$.

Матрица $[K]$, вектор-столбец давлений в узлах $[P]$ и вектор-столбец правых частей представлены в общем виде (б). Диагональные члены матрицы проводимостей являются суммами проводимостей по соответствующей строке, включая проводимость в векторе правых частей, т. е. сумма проводимостей всех линий, связанных с узлом, соответствует по номеру данной строке. Для нахождения давлений в узлах необходимо найти матрицу, обратную матрице $[K]$. Тогда $[P] = [K]^{-1} \times [N]$.

Задача 7.27. Уплотнение цилиндрической заглушки при расчете расхода утечки моделируется гидравлической сетью,



узлов. Используя данные задачи 7.26, определить среднюю долю перекрытых узлов, при которой величина утечек становится равной нулю, т. е. фланцевое соединение становится герметичным.

У к а з а н и е. Решить задачу 7.26, перекрывая узлы путем случайного перебора, до получения нулевой утечки. Проводимости каналов, подсоединенных к перекрытому узлу, приравниваются нулю. Описанную процедуру проделать не менее трех раз, определив среднее значение и среднее квадратичное отклонение относительного числа перекрытых узлов при нулевом расходе утечек.

ОТВЕТЫ К ГЛАВЕ 7

7.1. $d = 34,5$ мм. 7.2. $d = 40$ мм; $d_0 = 28,45$ мм. 7.3. $d = 2,55$ мм; $Re = 5608$; $\mu = 0,6157$. 7.4. $t = 0,808$ с. 7.11. $d = 2,5$ мм. 7.13. $Q = 68$ л/мин. 7.23. $t = 3,25$ с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение I

Международная система единиц СИ

Величина	Размерность	Наименование	Обозначение
Длина	L	метр	м
Время	T	секунда	с
Масса	M	килограмм	кг
Угол		радиан	рад
Площадь	L^2	квадратный метр	m^2
Объем	L^3	кубический метр	m^3
Скорость	$L \cdot T^{-1}$	метр в секунду	м/с
Ускорение	$L \cdot T^{-2}$	метр на секунду в квадрате	м/с ²
Угловая скорость	T^{-1}	радиан в секунду	рад/с
Частота вращения	T^{-1}	оборот в секунду	об/с
Плотность	$M \cdot L^{-3}$	килограмм на кубический метр	кг/м ³
Сила (вес)	$M \cdot L \cdot T^{-2}$	ньютон	Н
Момент силы	$M \cdot L^2 \cdot T^{-2}$	ньютон-метр	Н·м
Давление	$M \cdot L^{-1} \cdot T^{-2}$	паскаль	Па
Модуль упругости	$M \cdot L^{-1} \cdot T^{-2}$	паскаль	Па
Динамическая вязкость	$M \cdot L^{-1} \cdot T^{-1}$	паскаль-секунда	Па·с
Кинематическая вязкость	$L^2 \cdot T^{-1}$	квадратный метр на секунду	м ² /с
Объемный расход	$L^3 \cdot T^{-1}$	кубический метр в секунду	м ³ /с
Массовый расход	$M \cdot T^{-1}$	килограмм в секунду	кг/с
Мощность	$M \cdot L^2 \cdot T^{-3}$	ватт	Вт
Работа, энергия	$M \cdot L^2 \cdot T^{-2}$	джоуль	Дж
Температура	θ	кельвин	К

Единицы, применяемые наравне с единицами СИ и временно допускаемые к применению

Величина	Наименование	Обозначение	Соотношение с единицей СИ
Сила (вес)	килограмм-сила	кгс	9,806 Н
Давление	килограмм-силы на квадратный сантиметр (техническая атмосфера)	кгс/см ²	98066,5 Па (точно)
	миллиметр водного столба	(ат)	~ 10 ⁵ Па
	миллиметр ртутного столба	мм вод. ст.	9,806 Па
		мм рт. ст.	133,3 Па/
Кинематическая вязкость	стокс	Ст	10 ⁻⁴ м ² /с
Динамическая вязкость	пуаз	П	0,1 Па·с
Объем	литр	л	10 ⁻³ м ³
Температура	градус Цельсия	°С	$T = (t \text{ } ^\circ\text{C} + 273,16) \text{ К}$
Плоский угол	градус	...°	$\pi/180 \text{ рад}$

Физические свойства жидкостей и газов

1. Плотность и кинематическая вязкость некоторых жидкостей при давлении $p=0,1 \text{ МПа}$

Жидкость	Температура, °С	Плотность, кг/м ³	Вязкость, 10 ⁻⁴ м ² /с
Бензин:			
авиационный	20	710—780	0,004—0,005
автомобильный	20	690—760	0,0055—0,0075
Бензол	20	870—880	0,0007
Вода дистиллированная	4	1000	0,0157
	20	998	0,0101
	80	972	0,0037
Глицерин (безводный)	20	1260	8,7
Дизельное топливо	20	830—860	0,02—0,06
Керосин	20	790—860	0,025
Мазут	80	880—940	0,43—1,2
Масло авиационное МС-14	100	860	0,14

Жидкость	Температура, °С	Плотность, кг/м ³	Вязкость, 10 ⁻⁴ м ² /с
МС-20	100	870	0,205
МК-22	100	880	0,22
МС-20С	100	870	0,20
Масло автомобильное			
АС-6	100	860	0,06
АС-8	100	870	0,08
АС-10	100	870	0,10
ДС-8	100	860	0,08
ДС-11	100	880	0,11
Масло моторное			
МТ-14п	100	870	0,135—0,145
МТ-16п	100	870	0,16—0,175
МН-7,5	100	870	0,075
МС-6	50	850	0,06
М-20Г	100		0,20
Масло индустриальное			
И-5А	50	890	0,04—0,05
И-8А	50	900	0,06—0,08
И-12А	50	880	0,10—0,14
И-25А	50	890	0,24—0,27
И-30А	50	890	0,28—0,33
И-40А	50	895	0,35—0,45
И-70А	50	910	0,65—0,75
И-100А	50	920	0,90—1,18
Масло АМГ-10	50	850	0,13
Масла:			
веретенное АУ	100	890—900	0,036
турбинное ТП-22	50	900	0,20—0,24
турбинное ТП-30	50	900	0,28—0,32
турбинное ТП-46	50	900	0,44—0,48
трансформаторное	50	880—890	0,09
Нефть	18	760—900	0,25—1,4
Ртуть	15	13560	0,0011
Скипидар	16	870	0,0183
Спирт этиловый (безводный)	20	790	0,0151
Чугун	1300	7000	0,011

2. Плотность и кинематическая вязкость некоторых газов при 0 °С и давлении $p=0,1$ МПа

Газ	Плотность, кг/м ³	Вязкость, 10 ⁻⁴ м ² /с
Азот	1,25	0,13
Аргон	1,78	0,12
Ацетилен	1,17	0,082
Водород	0,09	0,93—0,94
Водяной пар	0,80	0,11
Воздух	1,29	0,13
Кислород	1,43	0,13
Метан	0,72	0,14
Оксид углерода	1,25	0,13—0,14
Пропан	2,02	0,037
Диоксид углерода	1,98	0,07

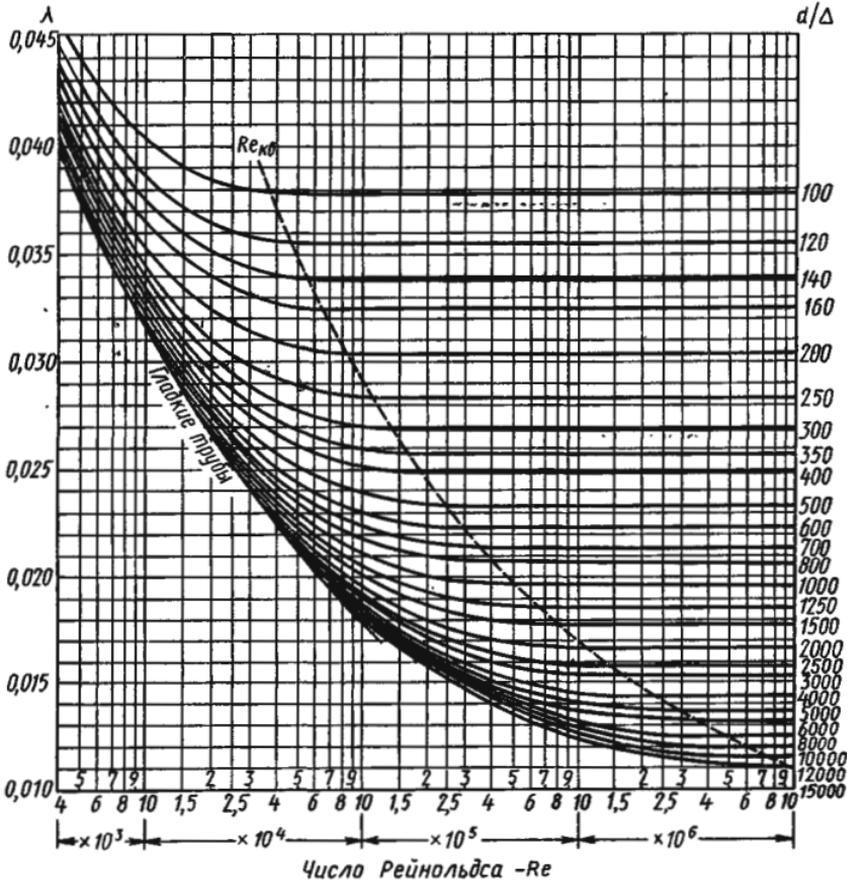
3. Средние значения изотермического модуля упругости некоторых жидкостей

Жидкость	Модуль упругости, МПа
Бензин авиационный	1350
Вода	2060
Глицерин	4464
Керосин	1275
Масла:	
АМГ-10	1305
Индустриальное-20	1362
Индустриальное-50	1473
Турбинное	1717
Силиконовая жидкость	1030
Спирт этиловый безводный	1275
Ртуть	32373

4. Давление насыщенных паров некоторых жидкостей, кПа

Жидкость	Температура, °С									
	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
Бензин Б-70	16,3	33,2	55,8	103,3						
Вода	2,4	7,5	20,2	48,2	103,3	195	334			
Керосин Т-1	3,9	5,8	7,5	12,1	20,3	35	57	90,5	138,5	
Масла										
АМГ-10			0,4	0,8	1,8	3,1	5,8	11,8	23,8	
Индустриальное-20			0,14	0,3	0,4	0,6	0,9	2,0	3,8	6,8
Индустриальное-50					0,14	0,3	0,7	1,6	3,0	5,8
Нефть (легкая)	7,8	13,7	37,2	85,3						
Ртуть	0,0002									
Спирт	8,0	20,0	49,3							

Коэффициент сопротивления трения труб (ВТИ)



Приложение 5

Условные обозначения элементов объемного гидропривода по ЕСКД

Элемент	Обозначение
<i>Гидронасосы</i>	
Нерегулируемый с постоянным направлением потока	
Нерегулируемый с реверсивным направлением потока	
Регулируемый	

Элемент	Обозначение
<i>Гидродвигатели</i>	
Гидромотор нерегулируемый с постоянным направлением потока	
Гидромотор с реверсивным направлением потока	
Гидромотор регулируемый	
Гидроцилиндр поршневой: с односторонним штоком	
с двусторонним штоком	
<i>Гидроаппараты</i>	
Дроссель настраиваемый	
Дроссель регулируемый	
Напорный клапан	
Редукционный клапан	
Обратный клапан	
Фильтр	
Гидробак с атмосферным давлением	

Элемент	Обозначение
<i>Гидрораспределители</i>	
Двухпозиционный	
Трехпозиционный с перекрытием потока в исходной позиции	

Приложение 6

Некоторые сведения из алгебры матриц

Матрицей называют прямоугольную таблицу величин.

Величины, образующие матрицу, называют элементами матрицы. Элементы матрицы обозначаются малыми буквами с двумя индексами a_{ij} . Первый индекс соответствует номеру строки таблицы, второй индекс — номеру столбца таблицы.

Матрица может быть представлена в виде таблицы, ограниченной двумя вертикальными линиями, например:

$$\begin{array}{cccccc}
 a_{11} & a_{12} & a_{13} & \dots & a_{1j} \\
 a_{21} & a_{22} & a_{23} & \dots & a_{2j} \\
 \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\
 \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\
 a_{i1} & a_{i2} & a_{i3} & \dots & a_{ij}
 \end{array}$$

Матрица может быть обозначена одной заглавной буквой, заключенной в квадратные скобки: $[A]$.

Матрица, состоящая из m строк и n столбцов, имеет порядок, который обозначается $(m \times n)$. Число строк и столбцов может быть любым. Матрица называется квадратной, если $m = n$. Для квадратной матрицы можно вычислить определитель. Матрица, состоящая из одного столбца или строки, называется вектор-столбцом (вектор-строкой) и обозначается $[P]$.

Матрицы, как и обычные величины, могут быть равными и неравными, их можно складывать, вычитать, умножать.

Равенство матриц. Две матрицы равны, если они имеют одинаковый порядок и соответствующие элементы матриц равны.

Сложение и вычитание матриц. Две матрицы можно сложить (вычесть). Для этого необходимо, чтобы порядки матриц были одинаковы, и тогда сложить (вычесть) соответствующие элементы матриц.

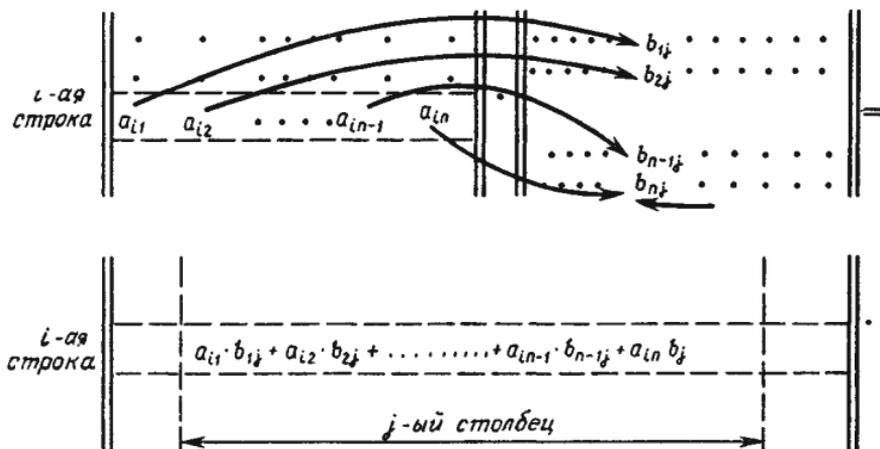
Умножение матриц. Операция умножения матриц имеет смысл, если число столбцов первого сомножителя равно числу строк второго сомножителя. Таким образом, матрицу $[A]$ порядка $(m \times n)$ можно

умножить на матрицу [B] порядка $(n \times p)$ или порядка n , т. е. на вектор из n компонент, равным числу строк матрицы [A].

Для нахождения элемента, расположенного на пересечении i -й строки и j -го столбца произведения матриц $[C] = [A] \cdot [B]$, необходимо перемножить соответствующие элементы i -й строки матрицы и j -го столбца матрицы [B] и сложить полученные произведения, т. е.

$$c_{ij} = \sum_{k=1}^n a_{ik} \cdot b_{kj}.$$

Графически эти операции можно представить так:



Таким образом, произведением матрицы размерности (порядка) $(m \times n)$ на матрицу размерности $(n \times p)$ будет матрица размерности $(m \times p)$. Произведением матрицы $(m \times n)$ на вектор размерности n будет вектор размерности m .

Квадратная матрица размерностью $(n \times n)$, диагональные элементы которых равны 1, а остальные 0, называется **единичной матрицей**; обозначается [E] или I. Они играют в матричной алгебре роль числа 1 в обычной алгебре.

Для любой квадратной матрицы можно вычислить определитель. Квадратные матрицы, определители которых отличны от нуля, называются **неособенными**. Для неособенной матрицы [A] можно найти обратную матрицу $[A]^{-1}$, откуда $[A] \cdot [A]^{-1} = [E] = I$.

Алгоритм нахождения обратной матрицы:

1. Найти матрицу $[A]^T$ — транспонированную матрицу [A] (заменить строки столбцами).
2. Заменить каждый элемент матрицы $[A]^T$ его алгебраическим дополнением Δ_{ij} , который вычисляется по формуле

$$\Delta_{ij} = (-1)^{i+j} \cdot M_{ij},$$

где ij — номер строки и столбца элемента, для которого находим Δ_{ij} ; M_{ij} — определитель матрицы, остающийся после вычеркивания i -й строки и j -го столбца матрицы; $[A]^T$ — минор элемента (i, j) .

3. Вычислить определитель Δ матрицы $[A]^T$.

4. Разделить каждое значение Δ_{ij} на Δ .

Таким образом, нетрудно убедиться, что вычисление вручную обратной матрицы большой размерности весьма трудоемкая работа. Однако в математическом обеспечении вычислительных машин имеются пакеты научных программ, обеспечивающие выполнение этой операции.

Умножение (деление) матрицы на число. Для этого необходимо каждый элемент матрицы умножить (разделить) на это число.

Дифференцирование вектора (матрицы столбца). Для этого необходимо каждый элемент вектора продифференцировать.

Система уравнений в матричной форме. Используя изложенные свойства матриц и правило умножения, систему уравнений можно записать в матричной (векторной) форме. Например, система, состоящая из n уравнений вида

$$\frac{dx_i}{dt} = k_{ij}p_j + k_{ij}p_{j+1} + k_{if}(x_i), \quad (1)$$

может быть записана в следующей форме:

$$\frac{d}{dt} [X] = [K] [P] + [F], \quad (2)$$

где $[X]$ — вектор неизвестных параметров x_i размерностью n , равной числу уравнений; $[K]$ — матрица коэффициентов размерностью $(n \times m)$; $[P]$ — вектор параметра p_i в правой части дифференциального уравнения размерностью m ; $[F]$ — вектор величин, зависящих от параметра x_i размерностью n .

Нетрудно убедиться, что выполнение операций: дифференцирование вектора $[X]$, умножение матрицы $[K]$ на вектор $[P]$ и сложение с вектором $[F]$ — приводит к системе уравнений вида (1). Однако матричная форма записи более компактна и упрощает действия по преобразованию системы уравнений.

Решение системы линейных уравнений. Система m линейных уравнений с m неизвестными может быть записана в матричной форме следующим образом:

$$[K] \times [P] = [F], \quad (3)$$

где $[K]$ — матрица коэффициентов при неизвестных параметрах размерностью $(m \times m)$; $[F]$ — вектор правых частей уравнений размерностью m .

Если матрица неособенная, то можно вычислить обратную матрицу $[K]^{-1}$. Умножив на матрицу $[K]^{-1}$ правую и левую части уравнения 3, получим

$$[K]^{-1} \times [K] \times [P] = [K]^{-1} \times [F].$$

Имея в виду, что $[K]^{-1} \times [K] = 1$, получим решение линейной системы уравнений в виде вектора неизвестных параметров $[P]$:

$$[P] = [K]^{-1} \times [F].$$

Некоторые сведения о численном интегрировании (решении) дифференциальных уравнений

Рассмотренные дифференциальные уравнения являются уравнениями первого порядка вида

$$y' = f(t, y).$$

Для решения поставленной задачи — определения переходных процессов в гидросистемах — необходимо найти решения $y(t)$ уравнений, удовлетворяющих начальным условиям

$$y(t_0) = y_0$$

(задача Коши).

Существует несколько приближенных численных методов решения задачи Коши.

Метод Эйлера. Приближенное решение $y(t)$ задачи Коши вычисляется с временным шагом Δt по формулам

$$y_0 = u_0;$$

$$y_{j+1} = y_j + \Delta t f(t_j, y_j), \quad j = 0, 1, 2, \dots$$

Локальная погрешность метода Эйлера — погрешность на одном временном шаге Δt , возникающая за счет замены интегральной кривой касательной к ней в точке (t_j, y_j) ; равна $O(\Delta t^2)$.

Глобальная погрешность — максимальная погрешность решения, равная $O(\Delta t)$, т. е. на единицу по порядку хуже, чем локальная погрешность.

Основной недостаток метода Эйлера — невысокая точность относительно Δt . Он является методом первого порядка точности.

Методы Рунге — Кутты второго порядка точности (метод предиктор-корректор):

$$y_0 = u_0;$$

$$y_{i+1}^* = y_i + \Delta t f(t_i, y_i);$$

$$y_{i+1} = y_i + \Delta t \frac{f(t_i, y_i) + f(t_{i+1}, y_{i+1}^*)}{2}.$$

Вначале вычисляется «грубое» значение y_{i+1}^* по методу Эйлера, затем y_{i+1} — уточненное скорректированное значение.

Локальная ошибка метода равна $O(\Delta t^3)$, *глобальная ошибка* — $O(\Delta t^2)$.

Метод Рунге — Кутты четвертого порядка точности (наиболее распространенный метод):

$$y_0 = u_0;$$

$$y_{i+1} = y_i + \frac{1}{6} (k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4),$$

где

$$k_1 = \Delta t f(t_i, y_i);$$

$$k_2 = \Delta t f\left(t_i + \frac{\Delta t}{2}, y_i + \frac{k_1}{2}\right);$$

$$k_3 = \Delta t f\left(t_i + \frac{\Delta t}{2}, y_i + \frac{k_2}{2}\right);$$

$$k_4 = \Delta t f(t_i + \Delta t, y_i + k_3).$$

Если функция $f(t, y)$ четырежды дифференцируема, то локальная погрешность этого метода $O(\Delta t^5)$, а глобальная равна $O(\Delta t^4)$.

В математическом обеспечении вычислительных машин существуют пакеты научных программ, обеспечивающие интегрирование систем дифференциальных уравнений; перемножение матриц; вычисление обратных матриц и т. д.

Приложение 7

Определение коэффициентов в уравнении насоса

В гидросистемах объемного гидропривода обычно устанавливаются объемные насосы регулируемой подачи. Регулирование подачи насоса (уменьшение подачи), как правило, производится при возрастании давления в системе выше давления p_p (рабочее давление). Начиная с этого давления на выходе насоса регулятор, встроенный в насос, начинает уменьшать подачу насоса обычно по линейному закону. По достижении максимального давления p_{\max} регулятор насоса выводит насос на нулевую подачу. Насос при этом работает только на компенсацию внутренних утечек, поддерживая давление на выходе равным p_{\max} .

При давлении на выходе из насоса ниже p_p регулятор насоса не работает, насос при этом работает как обычный объемный насос постоянной подачи. Наклон характеристики насоса на этом участке определяется только внутренними утечками в насосе.

Такая характеристика определяет соотношение подачи насоса и создаваемого им давления при постоянном числе оборотов.

Указанная характеристика, как было отмечено выше, определена тремя точками:

p_{\max} — максимальное значение давления при подаче, равной нулю;

p_p — давление при подаче насоса;

Q_0 — геометрическая подача насоса.

Представлена характеристика в виде уравнений двух наклонных прямых:

$$p_n = A - K_n \cdot Q_n.$$

Определим коэффициенты A и K_n для двух участков характеристики насоса.

На участке при $Q_n < Q_p$

$$A = p_{\max}; \quad K_n = \frac{p_{\max} - p_p}{Q_p}$$

Уравнение насоса на этом участке имеет вид

$$p_n = p_{\max} - \frac{p_{\max} - p_p}{Q_p} Q_n$$

На участке при $Q_n \geq Q_p$

$$A = \frac{p_p Q_p}{Q_o - Q_p}; \quad K_n = \frac{p_p}{Q_o - Q_p}$$

Уравнение насоса на этом участке имеет вид

$$p_p = \frac{p_p Q_p}{Q_o - Q_p} - \frac{p_p}{Q_p - Q_p} Q_n$$

Приложение 8

Особенности расчета гидросистемы при остановленном поршне гидроцилиндра

В условиях всех задач главы 7 на расчет разветвленной сети трубопроводов объемного гидропривода требовалось производить расчет до момента остановки поршня гидроцилиндра по условию окончания рабочего хода. Объясняется это тем, что в момент остановки поршня гидроцилиндра его скорость становится равной нулю, следовательно, и расходы по полостям нагнетания и слива гидроцилиндра также равны нулю (см. уравнение 7.15).

При этом из системы уравнений необходимо исключить уравнение движения поршня гидроцилиндра и уравнения хода штока (см. уравнения 7.7 и 7.8).

Однако движение жидкости по трубопроводам, подводящим жидкость к гидроцилиндру и отводящим ее, продолжается, сохраняя баланс расходов по всем узлам разветвленной системы трубопроводов. Таким образом, исключение из рассмотрения части уравнений (уравнение гидроцилиндра с остановленным поршнем) делает систему уравнений неопределенной.

В гидросистеме при наличии гидроцилиндра с остановленным поршнем появляются два тупиковых узла — узел нагнетания и слива гидроцилиндра, соединенные с соответствующими полостями этого гидроцилиндра. Для того чтобы система уравнений в этом случае была определена, необходимо дополнить ее уравнениями, характеризующими давления в узлах подключения гидроцилиндра.

Для расчета гидроцилиндра в этом случае составим уравнение, определяющее давления в полостях гидроцилиндра с учетом сжимае-

мости жидкости вследствие втекания ее в полость гидроцилиндра (полость нагнетания) и вытекания из полости (полость слива)

Изменение давления в полости нагнетания

$$\Delta p_n = K_{\text{ж}} \cdot \frac{\Delta w_n}{w_n};$$

где

$K_{\text{ж}}$ — объемный модуль упругости рабочей жидкости;

w_n — объем рабочей полости нагнетания гидроцилиндра;

Δw_n — объем рабочей жидкости, втекающей в рабочую полость нагнетания за время Δt ,

$$\Delta w_n = Q_n \cdot \Delta t.$$

Подставив (4) в (3), получим для полости нагнетания:

$$\frac{dp_n}{dt} = K_{\text{ж}} \cdot \frac{Q_n}{w_n}.$$

Для полости слива расход Q_c необходимо взять со знаком минус:

$$\frac{dp_n}{dz} = -K_{\text{ж}} \cdot \frac{Q_n}{w_c}.$$

Таким образом, дополнив систему уравнений разветвленной сети трубопроводов объемного гидропривода двумя последними уравнениями, можно продолжать решение задачи после остановки поршня одного из гидроцилиндров. При этом следует иметь в виду, что вся система уравнений изменилась, так как изменилось число проточных элементов и тупиковых узлов. Следовательно, необходимо заново определить матрицы [I]; [K]; [S] и т. д. Кроме того, следует иметь в виду, что объемный модуль упругости относительно большая величина для жидкостей, применяемых в гидроприводе, он равен приблизительно 1200 МПа. Поэтому коэффициенты в двух последних уравнениях также значительно больше коэффициентов в остальных уравнениях, т. е. градиент возрастания давления в полости нагнетания и падения давления в полости слива значительно выше градиентов изменения давления в других участках гидросистемы. Последнее обстоятельство требует уменьшения шага интегрирования для получения устойчивости при вычислениях (можно рекомендовать шаг интегрирования в этом случае $10^{-4} \dots 10^{-5}$ с).

Из вышесказанного ясно, что задача расчета гидросистемы в этом случае значительно усложняется как с точки зрения программирования, так и из-за вычислительных трудностей. Поэтому решение задач такого типа может быть рекомендовано для факультативных занятий.

Термины и определения (ГОСТ 17752—81)

№ п/п	Термин	Определение
1.	Гидробак	<p>Гидроемкость, предназначенная для питания объемного гидропривода рабочей жидкостью.</p> <p>Примечание. Различаются гидробаки под атмосферным давлением и гидробаки под избыточным давлением.</p>
2.	Гидроаккумулятор	Гидроемкость, предназначенная для аккумуляции и возврата энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением.
3.	Грузовой гидроаккумулятор	Гидроаккумулятор, в котором аккумуляция и возврат энергии происходит за счет изменения потенциальной энергии груза.
4.	Пружинный гидроаккумулятор	Гидроаккумулятор, в котором аккумуляция и возврат энергии происходит за счет упругой деформации пружины.
5.	Пневмогидроаккумулятор	Гидроаккумулятор, в котором аккумуляция и возврат энергии происходит за счет сжатия и расширения газа.
6.	Гидролиния	Гидравлическое устройство, предназначенное для движения рабочей жидкости или передачи давления.
7.	Всасывающая гидролиния	Гидролиния, по которой рабочая жидкость движется к насосу из гидробака.

№ п/п	Термин	Определение
8.	Напорная гидролиния	Гидролиния, по которой рабочая жидкость под давлением движется от насоса или гидроаккумулятора к гидродвигателю и другим гидравлическим устройствам.
9.	Сливная гидролиния	Гидролиния, по которой рабочая жидкость движется в гидробак от гидродвигателя или другого гидроустройства.
10.	Гидролиния управления	Гидролиния, по которой рабочая жидкость движется к гидроустройствам для управления ими.
11.	Фильтр	<p>Гидроустройство, предназначенное для очистки рабочей жидкости от загрязняющих примесей за счет прохождения рабочей жидкости через фильтрующий элемент.</p> <p>Примечание. В зависимости от типа фильтрующего элемента различаются пластинчатые, сетчатые, щелевые фильтры.</p>
12.	Гидроаппарат	Гидроустройство, предназначенное для управления потоком рабочей жидкости.
13.	Гидроклапан	Гидроаппарат, в котором размеры рабочего проводного сечения изменяются от воздействия потока рабочей жидкости, проходящей через гидроаппарат.
14.	Напорный гидроклапан	Гидроклапан, предназначенный для регулирования давления в подводимом к нему потоке жидкости.

№ п/п	Термин	Определение
15.	Предохранительный гидроклапан	Напорный гидроклапан, предназначенный для предохранения объемного гидропривода от давления, превышающего допустимое.
16.	Переливной гидроклапан	Напорный гидроклапан, предназначенный для поддержания заданного давления путем непрерывного слива рабочей жидкости во время работы.
17.	Обратный клапан	Гидроклапан, предназначенный для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении и запирающий в обратном направлении.
18.	Гидродроссель (гидроаппарат неклапанного действия)	Гидроаппарат, в котором размеры рабочего проходного сечения изменяются от внешнего управляющего воздействия. Предназначен для создания сопротивления потоку рабочей жидкости.
19.	Гидрораспределитель	Гидроаппарат, предназначенный для управления пуском, остановкой и направлением потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от внешнего управляющего воздействия.

Примечание. В случаях, исключающих возможность неправильного толкования терминов, допускается опускать часть термина «гидро». Например, вместо «гидробак» — «бак», вместо «гидродроссель» — «дроссель» и т. п.

Значения эквивалентной шероховатости Δ для различных труб

Вид трубы	Состояние трубы	Δ , мм
Тянутая из стекла и цветных металлов	Новая, технически гладкая	0,001—0,01
	Бесшовная стальная	Новая
Стальная сварная	После нескольких лет эксплуатации	0,15—0,3
	Новая	0,03—0,10
	С незначительной коррозией (после очистки)	0,10—0,20
	Умеренно заржавленная	0,30—0,70
	Старая заржавленная	0,80—1,50
Стальная оцинкованная	Сильно заржавленная или с большими отложениями	2,0—4,0
	Новая	0,10—0,20
	После нескольких лет эксплуатации	0,40—0,70
Чугунная	Новая	0,20—0,50
	Бывшая в употреблении	0,5—1,5

ЛИТЕРАТУРА

1. *Башта Т. М.* и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М., 1982.
2. *Башта Т. М.* Машиностроительная гидравлика. М., 1971.
3. *Башта Т. М.* Гидроприводы и гидропневмоавтоматика. М., 1972.
4. *Волков Е. А.* Численные методы. М., 1982.
5. *Идельчик И. Е.* Справочное пособие по гидравлическим сопротивлениям. М., 1975.
6. *Мишина А. П., Проскуряков И. В.* Высшая алгебра. М., 1962.
7. *Некрасов Б. Б.* Гидравлика и ее примененне на летательных аппаратах. М., 1967.
8. *Некрасов Б. Б., Беленков Ю. А.* Насосы, гидроприводы, гидропередачи. МАМИ, 1976.
9. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам/ Под ред. Б. Б. Некрасова. Минск, 1985.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
Введение. Основные положения	5
Глава 1. Гидростатика	8
Указания к решению задач	10
Задачи	11
Ответы к главе 1	28
Глава 2. Применение уравнения Бернулли. Гидравлические сопротивления	29
Указания к решению задач	33
Задачи	34
Ответы к главе 2	46
Глава 3. Истечение жидкости через отверстия, насадки, дрессели и клапаны	47
Указания к решению задач	48
Задачи	49
Ответы к главе 3	68
Глава 4. Гидравлический расчет трубопроводов	68
Указания к решению задач	71
Задачи	73
Ответы к главе 4	88
Глава 5. Гидромашины	88
Указания к решению задач	92
Задачи	92
Ответы к главе 5	103
Глава 6. Гидроприводы	103
Указания к решению задач	105
Задачи	106
Ответы к главе 6	135
Глава 7. Задачи, решаемые с применением ЭВМ	136
Гидравлический расчет простого трубопровода	137
Уравнения, описывающие основные гидравличе- ские агрегаты	138
Алгоритм расчета переходных процессов в объем- ном гидроприводе с разветвленной сетью трубопро- водов	141
	191

Основные этапы решения задач при расчете объемного гидропривода с разветвленной сетью трубопроводов	149
Разветвленная сеть трубопроводов с ламнарным режимом течения	152
Задачи	154
Ответы к главе 7	172
Приложения	173
Литература	190

Учебное издание

Некрасов Борис Борисович,

Фатеев Игорь Владимирович,

Беленков Юрий Александрович,

Михайлин Александр Александрович,

Суздальцев Владимир Евгеньевич,

Шейпак Анатолий Александрович

ЗАДАЧНИК ПО ГИДРАВЛИКЕ, ГИДРОМАШИНАМ И ГИДРОПРИВОДУ

Зав. редакцией *А. В. Дубровский*

Редактор *Н. М. Щепина*

Художественный редактор *Л. К. Громова*

Технические редакторы *Л. М. Матюшина* и *А. К. Нестерова*

Корректор *Г. И. Кострикова*

ИБ № 7963

Изд. № От-640. Сдано в набор 13.09.88. Подп. в печать 06.03.89. Формат 84×108¹/₃₂. Бум. тип. № 1. Гарнитура литературная. Печать высокая. Объем 10,08 усл. печ. л. 10,29 усл. кр.-отт. 10,01 уч.-изд. л. Тираж 48 000 экз. Зак. № 1758. Цена 40 коп.

Издательство «Высшая школа»,

101430, Москва, ГСП-4, Неглинная ул., д. 29/14.

Ордена Октябрьской Революции, ордена Трудового Красного Знамени Ленинградское производственно-техническое объединение «Печатный Двор» имени А. М. Горького Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 197136, Ленинград, П-136, Чкаловский пр., 15.