

Министерство образования и науки Российской Федерации

Владивостокский государственный университет  
экономики и сервиса

---

**С.А. ОСТРЕНКО  
В.В. ПЕРМЯКОВ**

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ  
И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ  
ТРАНСПОРТНЫХ И ТРАНСПОРТНО-  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН  
И ОБОРУДОВАНИЯ**

Владивосток  
Издательство ВГУЭС  
2010

ББК 22.253.3

О 76

Рецензенты: А.Н. Минаев, д-р техн. наук,  
профессор;  
В.П. Рогов, канд. техн. наук, до-  
цент

**Остренко, С.А., Пермяков, В.В.**

О 76 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ  
СИСТЕМЫ ТРАНСПОРТНЫХ И ТРАНСПОРТНО-  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН И  
ОБОРУДОВАНИЯ : практикум. – 2-е изд., перераб. и  
доп. – Владивосток : Изд-во ВГУЭС, 2010. – 128 с.

В практикуме представлены задачи по гидравлике, гидравлическим и пневматическим системам транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования, справочный материал, а также краткое изложение теории по каждому разделу.

Предназначен студентам специальности 190603.65 – «Сервис транспортных и технологических машин и оборудования (автомобильный транспорт)», и по направлению подготовки 190600 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» (квалификация (степень) «бакалавр»).

ББК 22.253.3

© Издательство Владивостокский  
государственный университет  
экономики и сервиса, 2010

## ПРЕДИСЛОВИЕ

---

Программы изучения гидравлики, гидравлических и пневматических систем транспорта и транспортно-технологических машин и оборудования студентами специальности «Сервис транспортных и технологических машин и оборудования (автомобильный транспорт)», и по направлению подготовки 190600 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» предусматривает проведение практических занятий, целью которых является обучение применению теоретических знаний для решения разнообразных практических задач: определения давления в жидкостях, сопротивления каналов, сил, действующих на тела, помещенные в поток. Кроме того, будущие специалисты должны иметь представление о принципах работы и основных характеристиках гидравлических машин, гидродинамических передач и объемных гидроприводов, широко распространенных на автомобильном транспорте. Учебным планом данных специальностей предусмотрено изучение основ газовой динамики, что требует рассмотрения особенностей процессов, происходящих в сжимаемых средах, и знакомства с решением задач, связанных с одномерным изэнтропическим течением газа, со скачками уплотнения и течениями с трением при наличии энергообмена.

Данное издание является результатом исправления и дополнения учебного пособия «Гидравлика, гидравлический привод и газовая динамика», выпущенного издательством ВГУЭС в 2003 году этими же авторами.

# Часть 1. ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

---

## 1.1. Свойства жидкостей

Основной механической характеристикой жидкости является плотность, определяемая для однородной жидкости отношением ее массы  $M$  к объему  $W$ :

$$\rho = \frac{M}{W}, \text{ кг/м}^3. \quad (1.1)$$

Значения плотностей капельных жидкостей при температуре  $20^\circ\text{C}$  приведены в табл. П. 1.1.

Сопrotивление жидкостей изменению своего объема характеризуется коэффициентом объемного сжатия, который равен относительному изменению объема жидкости при изменении давления на единицу:

$$\beta_w = \frac{\Delta W}{W \Delta p}, \text{ Па}^{-1}, \quad (1.2)$$

где  $\Delta W$  – изменение объема  $W$ , соответствующее изменению давления на величину  $\Delta p$ .

Связь между плотностями жидкости при различных давлениях можно представить в виде:

$$\rho_{p2} \cong \rho_{p1} \frac{1}{1 - \beta_w (p_2 - p_1)}. \quad (1.3)$$

Величина, обратная коэффициенту объемного сжатия, представляет собой объемный модуль упругости

$$E = \frac{1}{\beta_w}, \text{ Па}. \quad (1.4)$$

Коэффициент температурного расширения характеризует относительное изменение объема жидкости при изменении температуры на один градус:

$$\beta_\tau = \frac{\Delta W}{W \Delta t}, \text{ К}^{-1}, \quad (1.5)$$

где  $\Delta W$  – изменение объема  $W$ , соответствующее изменению температуры на величину  $\Delta t$ .

Расчет плотности жидкости при различных температурах выполняют по формуле:

$$\rho_{t_2} \cong \rho_{t_1} \frac{1}{1 + \beta_w(t_2 - t_1)}. \quad (1.6)$$

Значение коэффициентов температурного расширения и объёмного сжатия воды при различных температурах и давлениях приведены в табл. П. 1.3 и П. 1.4, соответственно.

Сопrotивление жидкости изменению своей формы характеризуется их динамической вязкостью (внутренним трением)  $\mu$ , Па·с. Отношение динамической вязкости жидкости к ее плотности называют кинематической вязкостью:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \text{ м}^2 / \text{с}. \quad (1.7)$$

Поверхностное натяжение жидкости обусловлено силами взаимного притяжения молекул поверхностного слоя, стремящимися сократить свободную поверхность жидкости. Оно характеризуется коэффициентом поверхностного натяжения  $\sigma$ , Н/м. Вследствие поверхностного натяжения жидкость, имеющая криволинейную поверхность, испытывает дополнительное усилие, увеличивающее или уменьшающее давление в жидкости на величину

$$p_{\text{нос}} = \sigma \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right), \quad (1.8)$$

где  $r_1$  и  $r_2$  – главные радиусы кривизны рассматриваемого элемента поверхности.

В трубках малого диаметра  $d$  дополнительное давление от поверхностного натяжения приводит к изменению уровня жидкости в них на высоту

$$h_{\text{нос}} = \frac{4\sigma}{\rho g d}, \quad (1.9)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения.

### Задачи

*Задача 1.* В отопительной системе здания содержится  $W=0,4 \text{ м}^3$  воды. Сколько воды дополнительно войдет в расширительный сосуд при нагревании от 20 до 90°C?

*Задача 2.* При гидравлических испытаниях внутренних систем водоснабжения допускается падение испытательного давления в течение

10 минут на  $\Delta p = 49$  кПа. Определить допустимую величину утечки  $\Delta W$  при испытании системы вместимостью  $W = 80$  м<sup>3</sup>.

*Задача 3.* Для аккумуляции дополнительного объема охлаждающей жидкости, вытесняемой из системы охлаждения двигателя в результате ее нагрева, к системе охлаждения в верхней точке присоединяют расширительный бачок, сообщающийся с атмосферой. Определить наименьший объем расширительного бачка, при котором полное его опорожнение исключается. Допустимое колебание температуры жидкости в системе в процессе работы двигателя  $(90-100)^\circ\text{C}$ . Объем системы  $W = 5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>. Охлаждающая жидкость – вода.

*Задача 4.* Канистра вместимостью  $W = 20$  литров была доверху заполнена маслом ВМГЗ, температура которого составляла  $30^\circ\text{C}$ . Какое избыточное давление создастся в канистре в случае хранения ее в боксе при температуре  $50^\circ\text{C}$ . Деформацией канистры пренебречь.

*Задача 5.* Определить высоту подъема воды ( $W = 1$  мл) в стеклянном капилляре диаметром  $d = 1$  мм при изменении температуры от  $20^\circ\text{C}$  до  $80^\circ\text{C}$ . Зависимость коэффициента поверхностного натяжения воды от температуры имеет вид:  $\sigma_t = 0,076 - 0,00015t$ .

*Задача 6.* Для испытания на прочность резервуара произведена его опрессовка, т.е. наполнение под давлением  $p_1 = 4,5$  МПа жидкостью, имеющей объемный модуль упругости  $E = 2000$  МПа. За 8 часов давление в резервуаре вследствие утечек через швы понизилось до  $p_2 = 4,2$  МПа. Сколько за это время вытекло жидкости из резервуара, если он имеет форму цилиндра с диаметром  $d = 500$  мм и высотой  $h = 1500$  мм? Деформацией стенок резервуара пренебречь.

*Задача 7.* Бочка заполнена смазочным маслом и плотно закрыта при температуре  $t_1 = 10^\circ\text{C}$  и давлении  $p_1 = 10^5$  Па.

Определить давление в бочке при температуре окружающей среды  $t_2 = 40^\circ\text{C}$ , принимая  $\beta_{\text{масла}} = 1,4 \cdot 10^{-9}$  Па<sup>-1</sup>,  $\beta_{\text{масла}} = 0,001$  К<sup>-1</sup>. Определить напряжение в цилиндрической стенке бочки толщиной  $\delta = 3$  мм и диаметром  $D = 0,5$  м.

*Задача 8.* При гидравлических испытаниях трубопровода диаметром  $d = 0,5$  м и длиной  $l = 4$  м в системе поднимают давление. Определить массу воды, которую требуется дополнительно закачать (впрессовать) в трубопровод, чтобы давление повысилось на величину  $\Delta p = 2,5$  бар.

## 1.2. Гидравлический удар

Гидравлическим ударом называют резкое повышение давления, возникающее в напорном трубопроводе при внезапном торможении потока жидкости. Он представляет собой колебательный процесс (в реальной жидкости – затухающий), возникающий в упругом трубопроводе.

де с капельной жидкостью при внезапном изменении ее скорости. Гидравлический удар чаще всего возникает при быстром закрытии или открытии крана или иного устройства управления потоком. Повышение давления в трубопроводе в результате гидравлического удара определяют по формуле Н.Е. Жуковского:

$$\Delta p_{\text{уд}} = \rho V_0 c = \rho V_0 \frac{1}{\sqrt{\frac{p}{E_{\text{ж}}} + \frac{pd}{\delta E_c}}}, \quad (1.10)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $V_0$  – начальная скорость течения жидкости, м/с;  $E_{\text{ж}}$  – среднее для данного  $\Delta p_{\text{уд}}$  значение адиабатного модуля упругости жидкости, Па;  $d$  – внутренний диаметр трубопровода, м;  $\delta$  – толщина стенки, м;  $E_c$  – модуль упругости материала стенки, Н/м<sup>2</sup>;  $c$  – скорость распространения ударной волны, м/с.

Когда уменьшение скорости в трубе происходит не до нуля, а до значения  $V_1$ , возникает неполный гидравлический удар, и формула Жуковского приобретает вид:

$$\Delta p_{\text{уд}} = \rho(V_0 - V_1)c. \quad (1.11)$$

Формулы Жуковского справедливы для *прямого* гидравлического удара, который имеет место при очень быстром закрытии крана, когда время закрытия соответствует следующему условию:

$$t_{\text{зак}} < t_0 = \frac{2l}{c}, \quad (1.12)$$

где  $t_0$  – фаза гидравлического удара,  $l$  – длина участка трубопровода до крана.

При  $t_{\text{зак}} > t_0$  возникает *непрямой* гидравлический удар, при котором ударная волна, отразившись от резервуара, возвращается к крану раньше, чем он будет полностью закрыт. Повышение давления в этом случае  $\Delta p'_{\text{уд}}$  при условии, что скорость потока при закрытии крана уменьшается, а давление возрастает линейно по времени, определяют по формуле

$$\Delta p'_{\text{уд}} = \Delta p_{\text{уд}} \frac{t_0}{t_{\text{зак}}} = \rho V_0 \frac{2l}{t_{\text{зак}}}. \quad (1.14)$$

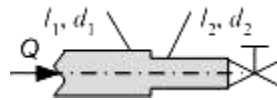
### Задачи

**Задача 1.** Определить величину повышения давления в стальной водопроводной трубе, если скорость воды в ней до удара была  $V = 1$  м/с, диаметр трубы  $d = 0,5$  м и толщина стенок  $\delta = 0,005$  м.

**Задача 2.** В стальном трубопроводе длиной  $l = 20$  м, диаметром  $d = 0,1$  м и толщиной стенок  $\delta = 0,003$  м расход воды  $Q = 0,02$  м<sup>3</sup>/с. Темпе-

ратура воды 20°C. Определить наименьшее время закрытия задвижки  $t_{\min}$ , при котором повышение давления в конце трубопровода  $\Delta p_{\max}$ , вызванное гидравлическим ударом, не превысит 400 кПа. Чему будет равно повышение давления в случае мгновенного закрытия задвижки?

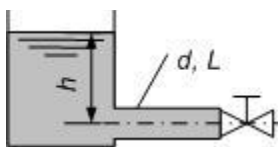
**Задача 3.** В конце системы, состоящей из двух последовательно соединенных стальных трубопроводов, установлена задвижка. Определить повышение давления перед



задвижкой при ее закрытии за 0,2 секунды. Расход воды  $Q = 0,02 \text{ м}^3/\text{с}$ ; диаметры трубопроводов:  $d_1 = 0,2 \text{ м}$ ,  $d_2 = 0,1 \text{ м}$ ; длина:  $l_1 = 100 \text{ м}$ ,  $l_2 = 200 \text{ м}$ . Определить наименьшее время закрытия задвижки, исключая прямой гидравлический удар. Толщина стенок трубопроводов  $\delta = 0,005 \text{ м}$ . Температура воды 20°C.

**Задача 4.** Вода в количестве  $Q$  перекачивается по чугунной трубе диаметром  $d$ , длиной  $L$  с толщиной стенки  $\delta$ . Свободный конец трубы снабжен затвором. Определить время закрытия затвора при условии, что повышение давления в трубе  $\Delta p$ , вследствие гидравлического удара, не превысит  $10 \text{ кг}/\text{см}^2$ . Как изменится давление при мгновенном закрытии затвора?

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q, \text{ м}^3/\text{мин}$	0,35	1,41	3,18	5,66	8,85	12,7	8,85	5,66	3,18	1,41
$d, \text{ мм}$	50	100	150	200	250	300	250	200	150	100
$L, \text{ м}$	1200	1400	1600	2000	1500	1100	1300	1500	1700	1200
$\delta, \text{ мм}$	7	8,5	9,5	10,5	11,5	12,5	11,5	10,5	9,5	8,5



**Задача 5.** Горизонтальная труба служит для отвода жидкости в количестве  $Q$  из большого открытого бака. Свободный конец трубы снабжен краном. Определить ударное повышение давления в трубе перед краном, если диаметр трубы  $d$ , длина  $L$ ,

толщина стенки  $\delta$ , а материал стенки – сталь. Кран закрывается за время  $t_{\text{зак}}$  по закону, обеспечивающему линейное уменьшение скорости жидкости в трубе перед краном в функции от времени.



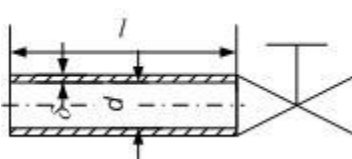
Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Жидкость	Б	В	М	Б	В	К	Н	М	В	М
$Q$ , л/с	0,2	10	0,5	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,5	15
$d$ , мм	16	55	22	16	16	18	16	10	20	70
$L$ , м	20	10	50	25	20	25	25	10	50	15
$\delta$ , мм	2	3	2	2	2	3	2	2	2	3
$t_{\text{зак}}$ , с	0,5	2,0	0,7	0,8	0,6	0,7	0,6	0,2	0,6	2,0

Обозначения: Б – бензин; В – вода; К – керосин; М – масло трансформаторное; Н – нефть.

Задача 6. Определить время закрытия задвижки, установленной на свободном конце стального водопровода диаметром  $d$ , длиной  $L$  и толщиной стенки  $\delta$  при условии, чтобы максимальное повышение давления в водопроводе было бы в три раза меньше, чем при мгновенном закрытии задвижки. Через сколько времени после мгновенного закрытия задвижки повышение давления распространится до сечения, находящегося на расстоянии  $0,7 L$  от задвижки?

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$d$ , мм	100	150	200	250	300	250	200	150	100	50
$L$ , м	1900	1700	1850	1750	1450	1900	1600	1800	1500	2000
$\delta$ , мм	7	8	8	10	12	11	10	9	8	6

Задача 7. Какой должна быть толщина стенки  $\delta$ , чтобы труба диаметром  $d = 50$  мм и длиной  $l = 400$  м выдержала гидравлический удар? Наибольший расход  $Q_m = 3$  л/с,



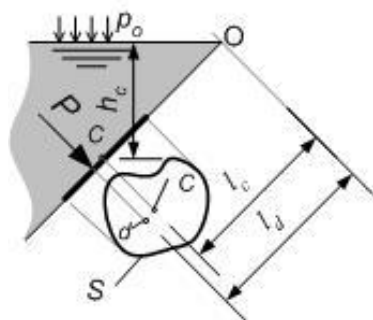
время закрытия задвижки  $t = 0,5$  с. Предельно допустимые разрывающие напряжения для стенки трубы  $\sigma = 1200$  кг/см<sup>2</sup>. Материал трубы – сталь, жидкость – бензин.

### 1.3. Гидростатика

Гидростатическое давление  $p$  представляет собой напряжение сжатия в точке, расположенной внутри покоящейся жидкости. Оно действует по нормали к поверхности тела, помещенного в жидкость. Гидростатическое давление зависит от положения рассматриваемой точки внутри жидкости и от внешнего давления, приложенного к ее свободной поверхности. В наиболее распространенном случае, когда из массовых сил действует только сила тяжести, гидростатическое давление в точке, находящейся на глубине  $h$ , определяют по основному уравнению гидростатики

$$p = p_0 + \rho gh, \quad (1.15)$$

где  $p_0$  – внешнее давление на свободной поверхности жидкости.



Сила суммарного давления жидкости  $P$  на плоскую стенку равна произведению смоченной площади стенки  $S$  и гидростатического давления в центре тяжести этой площади  $p_c$ , т.е.

$$P = p_c S = \rho gh_c S \quad (1.16)$$

где  $h_c$  – глубина погружения центра тяжести площади стенки, смоченной жидкостью.

Точка приложения равнодействующей сил давления (центр давления) для наклонных стенок лежит ниже центра тяжести стенки. Её положение определяют по формуле

$$l_d = l_c + \frac{J_c}{Sl_c}, \quad (1.17)$$

где  $J_c$  – момент инерции смоченной площади стенки относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести этой площадки;  $l_c$  и  $l_d$  – соответственно расстояния центра тяжести стенки и центра давления от линии пересечения плоскости стенки со свободной поверхностью.

Формулы для определения центра тяжести и момента инерции плоских фигур относительно оси, проходящей через центр тяжести, приведены в приложении (табл. П. 1.5).

Сила суммарного давления  $P$  жидкости на цилиндрическую поверхность может быть представлена геометрической суммой ее составляющих: горизонтальной  $P_r$  и вертикальной  $P_v$ , т.е.

$$P = \sqrt{P_r^2 + P_v^2}. \quad (1.18)$$

Горизонтальная составляющая силы суммарного давления жидкости на цилиндрическую стенку равна силе суммарного давления жидкости на вертикальную проекцию площади  $S_B$  этой стенки

$$P_r = \rho g h_c S_B = p_c S_B. \quad (1.19)$$

Вертикальная составляющая равна весу жидкости в объеме тела давления

$$p_r = \rho g W. \quad (1.20)$$

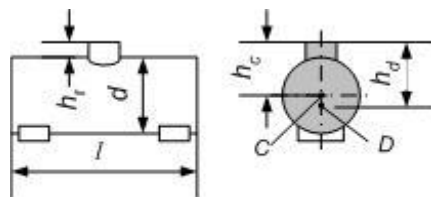
*Телом давления* называют объем жидкости, ограниченный данной криволинейной поверхностью, вертикальной поверхностью, проведенной через нижнюю образующую криволинейной поверхности, и свободной поверхностью жидкости.

Закон Архимеда: на тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила  $P_{\text{выт}}$ , равная весу вытесненного объема жидкости  $W_{\text{погр}}$

$$P_{\text{выт}} = \rho g W_{\text{погр}}. \quad (1.21)$$

### Задачи

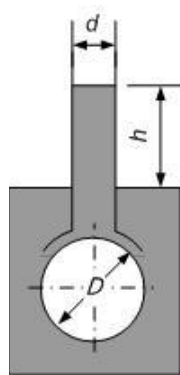
**Задача 1.** Определить силу суммарного давления на торцевую плоскую стенку цилиндрической цистерны диаметром  $d = 2,4$  м и точку ее приложения. Высота горловины  $h_r = 0,6$  м.



Цистерна заполнена бензином до верха горловины.

**Задача 2.** Определить силы, разрывающие горизонтальную, наполненную бензином цистерну длиной  $l = 10$  м по сечениям 1-1 и 2-2 при условиях задачи 1.

**Задача 3.** Шаровой клапан диаметром  $D = 150$  мм и весом  $G = 5$  Н закрывает выходное отверстие внутренней трубы диаметром  $d = 100$  мм. При какой разности уровней  $h$  клапан начнет пропускать воду из трубы в резервуар?

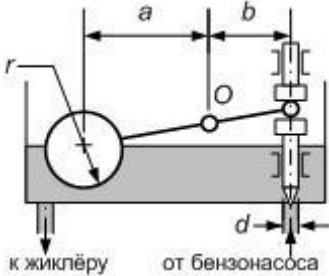


**Задача 4.** Простейший ареометр (прибор для определения плотности жидкостей), выполненный из круглого стержня диаметром  $d = 8$  мм и прикрепленного к его основанию металлического шарика диаметром  $d_{\text{ш}} = 5$  мм, имеет вес  $G = 0,006$  Н. Определить плотность жидкости  $\rho$ , если ареометр цилиндрической частью погружается в нее на глубину  $h = 1,5$  см.

**Задача 5.** В сосуд, заполненный водой и маслом ( $\gamma_{\text{масла}} = 0,9 \gamma_{\text{воды}}$ ), опущен кусок воска ( $\gamma_{\text{воск}} = 0,96 \gamma_{\text{воды}}$ ). Какая часть воска погрузится в воду, и какая окажется в масле?



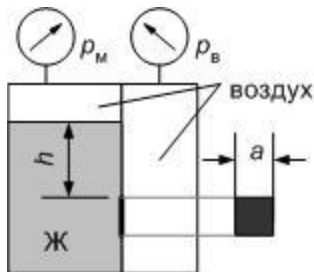
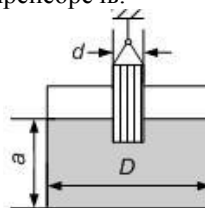
**Задача 6.** Бензин под избыточным давлением  $p = 30$  кПа подводится к поплавковой камере карбюратора по трубке диаметром  $d = 4$  мм.



Шаровой поплавков массой 25 г и игла массой 12 г, перекрывающая доступ бензина, укреплены на рычаге ( $a = 40$  мм,  $b = 15$  мм), который может поворачиваться вокруг оси  $O$ .

Определить радиус поплавка из условия, что в момент открытия отверстия поплавок погружен наполовину в жидкость. Трением в шарнирах и массой рычага пренебречь.

**Задача 7.** Цилиндрический сосуд, имеющий диаметр  $D = 0,4$  м и наполненный водой до уровня  $a = 0,3$  м, висит без трения на плунжере диаметром  $d = 0,2$  м. Собственный вес сосуда 0,5 кН. Определить вакуум, обеспечивающий равновесие сосуда.



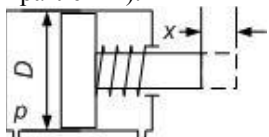
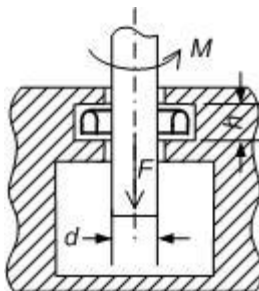
**Задача 8.** Замкнутый резервуар разделен на две части плоской перегородкой, имеющей квадратное отверстие со стороной  $a$ , закрытое крышкой. Давление над жидкостью  $Ж$  в левой части резервуара определяется показаниями манометра  $p_m$ , давление воздуха в правой части – показаниями вакуумметра  $p_v$ . Определить величину и точку приложения результирующей силы давления на крышку.

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ж	В	Б	К	В	$M_{тр}$	В	Н	К	$M_{турб}$	Б
$p_m$ , кг/см <sup>2</sup>	0,8	0,9	0,7	0,8	0,5	0,9	1,0	0,3	1,0	0,5

$p_{в},$ кг/см <sup>2</sup>	-0,1	-0,1	-0,2	-0,2	-0,3	-0,3	-0,1	-0,1	-0,2	-0,2
$a,$ мм	200	300	400	100	200	300	200	100	400	200
$b,$ мм	500	3000	1300	600	500	400	500	300	600	300

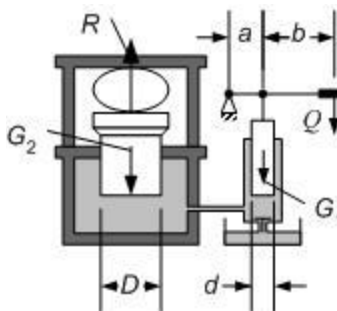
Обозначения: Б – бензин, В – вода, К – керосин, М<sub>тр</sub> – масло трансформаторное, М<sub>турб</sub> – масло турбинное, Н – нефть.

**Задача 9.** Вертикальный вал, опирающийся на гидравлический подпятник, передает полезный момент  $M = 25000$  Нм. Осевое давление вала  $F = 100$  кН, диаметр его пяты  $d = 40$  см. Определить момент трения на валу  $M_{тр}$ , если высота гидравлической манжеты  $h = 0,3d$ , коэффициент трения манжеты  $f = 0,2$ . Пренебречь осевым перемещением вала (силой трения в осевом направлении).



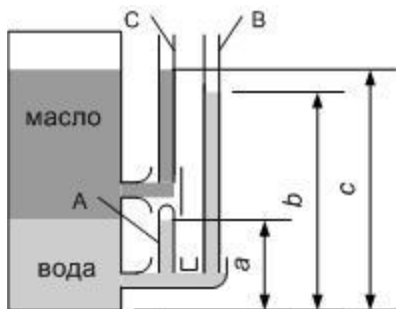
**Задача 10.** Давление жидкости в гидроцилиндре  $p = 0,2$  МПа. Не учитывая силу трения, определить, при каком значении  $x$  поршень будет находиться в равновесии.  $D = 80$  мм, жесткость пружины  $C = 7,8$  Н/мм, начальное поджатие ее 10 мм.

**Задача 11.** Определить силу, развиваемую гидравлическим прессом, работающим с помощью ручного плунжерного насоса. Усилие на рукоятке  $Q$ , вес поршня прессы  $G_2$ , вес плунжера насоса  $G_1$ , геометрические размеры установки:  $a, b, d, D$ .



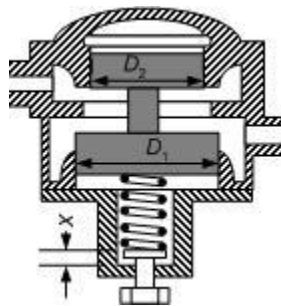
Величины	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q, Н$	245	260	240	230	200	210	220	230	240	250
$G_1, Н$	196	200	210	200	190	180	170	180	190	200

$G_2, \text{Н}$	1964	2000	2100	2000	2100	1900	1800	1700	1600	1800
$a, \text{м}$	0,2	0,1	0,2	0,3	0,2	0,1	0,2	0,3	0,2	0,2
$b, \text{м}$	1,8	1,0	2,0	2,5	2,5	1,5	2,0	2,5	2,0	2,4
$d, \text{м}$	0,02	0,03	0,035	0,04	0,02	0,03	0,04	0,05	0,04	0,03
$D, \text{м}$	0,2	0,3	0,35	0,4	0,4	0,35	0,5	0,6	0,6	0,5



**Задача 12.** В цилиндрическом отстойнике поверхность раздела между маслом и осевшей водой определяется по стеклу А, а верхний уровень масла по стеклу в трубке С. Уровень воды в дополнительной трубке В  $b = 1,2 \text{ м}$ , в трубках А и С:  $a = 0,2 \text{ м}$ ;  $c = 1,4 \text{ м}$  соответственно. Определить удельный вес масла.

**Задача 13.** Определить предварительное поджатие  $x$  пружины, нагружающей дифференциальный предохранительный клапан, необходимое для того, чтобы клапан открывался при давлении  $p = 3 \text{ МПа}$ . Диаметры поршней:  $D_1 = 22 \text{ мм}$ ;  $D_2 = 20 \text{ мм}$ , а жесткость пружины  $C = 8 \text{ Н/мм}$ .



## 1.4. Динамика идеальной жидкости

### 1.4.1. Уравнение Бернулли

Интегрирование дифференциального уравнения движения идеальной (невязкой) жидкости вдоль линии тока для установившегося движения приводит к уравнению Бернулли

$$\frac{V^2}{2} + \frac{p}{\rho} + gz = c, \text{ либо } \frac{\rho V^2}{2} + p + \rho gz = c, \quad (1.22)$$

где  $c$  – постоянная интегрирования.

Данное уравнение выражает закон сохранения удельной механической энергии, отнесенной к единице массы жидкости. Член  $\frac{V^2}{2}$  характеризует кинетическую энергию,  $\frac{p}{\rho}$  – потенциальную энергию давления, а  $gz$  – потенциальную энергию положения.

Порядок использования уравнения Бернулли: на линии тока выбирают точки 1 и 2. В одной из них (например, точке 1) должны быть известны скорость  $V_1$ , давление  $p_1$  и координата  $z_1$ , а для другой точки – любые две из величин, входящих в это уравнение (обычно  $p_2$  и  $z_2$ ). Применяя уравнение Бернулли к этим точкам, получим

$$p_1 + \frac{\rho V_1^2}{2} + \rho g z_1 = p_2 + \frac{\rho V_2^2}{2} + \rho g z_2 \quad (1.23)$$

и найдем неизвестную величину (в данном случае –  $V_2$ ).

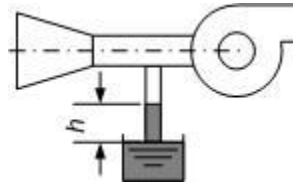
Если неизвестными являются две величины ( $V_2$  и  $p_2$ ), то дополнительно привлекают уравнение неразрывности. Для течения по трубам и каналам с площадью проходного сечения  $S$  уравнение неразрывности имеет вид

$$V_{cp} S = Q, \quad (1.24)$$

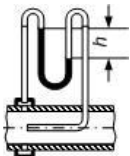
где  $V_{cp}$  – средняя скорость течения;  $Q$  – объемный расход жидкости.

### Задачи

*Задача 1.* Центробежный вентилятор засасывает воздух из атмосферы через сопло. К цилиндрической части сопла с диаметром 200 мм присоединена трубка, опущенная в бак с водой. Высота поднятия воды в трубке  $h$  мм. Определить расход воздуха через сопло (температура воздуха  $15^\circ\text{C}$ , давление 101,6 кПа).



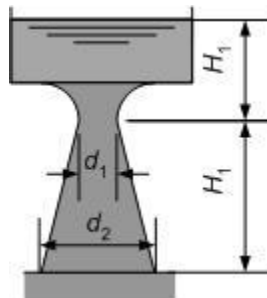
Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
h, мм	250	300	350	400	500	550	600	700	750	800



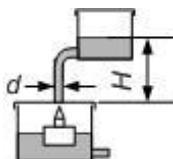
*Задача 2.* Найти скорость течения воды на оси трубы, если показание ртутного дифференциального манометра, подсоединенного трубке динамического напора и к статическому отверстию, равно  $h$ . Плотность ртути –  $13600 \text{ кг/м}^3$ .

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$h$ , мм рт.ст.	300	200	100	250	340	400	500	600	550	440

**Задача 3.** Вода вытекает из резервуара по расширяющейся трубе – диффузору. Пренебрегая потерями, определить, при каком уровне воды  $H_1$  в резервуаре давление в узком сечении диффузора станет теоретически равным нулю.  $d_1=100$  мм;  $d_2=150$  мм; значения  $H_2$  – приведены в таблице.



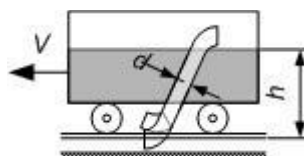
Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$H_2$ , м	1,15	1,00	0,90	0,80	0,70	0,60	0,65	0,75	0,85	0,95



**Задача 4.** Бензин, температура которого  $20^\circ\text{C}$  перетекает из топливного бака бензопилы в находящийся перед карбюратором бачок постоянного уровня по трубопроводу с внутренним диаметром  $d = 3$  мм.

Определить расход бензина  $Q$  при напоре  $H = 0,4$  м при полностью открытом поплавковом клапане.

**Задача 5.** Для заполнения водой тендера на ходу поезда в специально устроенный между рельсами лоток с водой опускается труба приемного устройства диаметром  $D = 200$  мм так, что входное сечение трубы располагается навстречу потоку.



Суммарный коэффициент потерь в приемном устройстве, отнесенный к средней скорости в трубе,  $\zeta = 2$ , а высота подъема воды  $h = 3$  м.

Определить время  $t$ , необходимое для заполнения тендера объемом  $W = 10 \text{ м}^3$  при скорости поезда  $V = 36$  км/ч. При какой наименьшей скорости  $V_{\min}$  поезда это приемное устройство перестанет работать?



## 1.4.2. Истечение жидкости из отверстий и насадков

### Истечение из малых отверстий в тонкой стенке сосуда

Отверстие считают малым, если его высота меньше одной десятой части напора, под которым происходит истечение.

Скорость истечения жидкости из закрытого сосуда с давлением  $p$  на поверхности жидкости в среду с давлением  $p_0$  через отверстие определяют по формуле:

$$V = \varphi \sqrt{2gH + (p - p_0)/\rho}, \quad (1.25)$$

где  $H$  – напор в центре отверстия;  $\varphi = 1/\sqrt{\alpha + \xi}$  – коэффициент скорости, учитывающий потери напора, обусловленные протеканием жидкости через отверстие;  $\alpha$  – коэффициент кинетической энергии жидкости,  $\xi$  – коэффициент сопротивления отверстия

Расход жидкости, вытекающей из отверстия равен

$$Q = \varepsilon s_0 V = \mu s_0 \sqrt{2gH + (p - p_0)/\rho}, \quad (1.26)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент сжатия струи;  $s_0$  – площадь сечения отверстия;  $\mu = \varepsilon\varphi$  – коэффициент расхода отверстия.

Число Рейнольдса при истечении из отверстий определяют по скорости истечения, т.е. для истечения из открытого сосуда оно имеет вид:

$$Re_H = \frac{\sqrt[4]{2gH}}{\nu}. \quad (1.27)$$

При истечении с большими значениями числа Рейнольдса ( $Re_H > 100000$ ) можно принимать следующие значения коэффициентов истечения:  $\varepsilon = 0,62 - 0,63$ ;  $\varphi = 0,97 - 0,98$ ;  $\mu = 0,61$ .

При истечении с малыми числами Рейнольдса все коэффициенты истечения зависят от значений  $Re_H$ . Для определения коэффициента расхода используют приближенные формулы:

Диапазон	$\mu$
$Re_H < 25$	$\sqrt{Re_H / (25,2 + Re_H)}$
$25 < Re_H < 300$	$Re_H / (1,5 + 1,4 Re_H)$
$300 < Re_H < 10000$	$0,592 + 0,27 / Re_H^{1/6}$
$Re_H > 10000$	$0,592 + 5,5 / \sqrt{Re_H}$

При истечении жидкостей с малой вязкостью через отверстия малого диаметра и при небольших напорах на коэффициент расхода оказывает влияние поверхностное натяжение.

### Истечение из насадков и коротких труб

Короткую трубку  $l = \dots 4 \bar{d}_z$ , присоединенную к отверстию для изменения характеристик истечения, называют насадком. Формула расхода для насадков та же, что и для отверстий в тонкой стенке. Отличие в расходе учитывают с помощью коэффициента расхода насадка  $\mu_n$ .

Значения коэффициентов расхода в автоматической по числу Рейнольдса области для различных насадков приведены на рис. П. 1.3 приложения.

При истечении из коротких трубопроводов следует учитывать не только местные сопротивления, но и потери на трение в системе. При этом расчетная зависимость имеет вид

$$Q = \mu_c s_0 \sqrt{2g(H + \Delta p / \rho)}, \quad (1.28)$$

где  $\mu_c = 1 / \sqrt{1 + \lambda l d + \sum \xi}$  – коэффициент расхода системы (при истечении под уровень  $\mu_c = 1 / \sqrt{\lambda l d + \sum \xi}$ ).

### Истечение при переменном напоре

Истечение при переменном напоре обычно имеет место при опорожнении или наполнении резервуаров.

Дифференциальное уравнение процесса опорожнения открытого резервуара произвольной формы при отсутствии притока в него жидкости имеет вид

$$-S_z dz = Q_z dt, \quad (1.29)$$

где  $S_z$  – площадь свободной поверхности жидкости в резервуаре (в общем случае зависит от вертикальной координаты  $z$ );  $dz$  – понижение уровня жидкости за время  $dt$ ;  $Q_z$  – расход жидкости через выпускное отверстие.

Истечение жидкости под действием переменного напора является неустановившимся, однако, если площадь поперечного сечения резервуара достаточно велика по сравнению с площадью выходного отверстия, то переменная скорость опускания уровня жидкости будет весьма малой. В этом случае локальными ускорениями частиц жидкости можно пренебречь, рассматривать процесс истечения за бесконечно малый промежуток времени как установившийся. Мгновенный расход при этих условиях определяется по формуле

$$Q_z = \mu_s s_0 \sqrt{2gz}, \quad (1.30)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода выпускного устройства, отнесенный к площади  $s_0$  выходного отверстия.

При квадратичном режиме истечения коэффициент расхода жидкости можно принимать постоянным. Тогда для резервуара с постоянной по высоте площадью поперечного сечения время частичного опорожнения сосуда от начального уровня  $H_0$  до произвольного уровня  $H$  находят по формуле:

$$t = \frac{25z}{\mu s_0 \sqrt{2g}} (\sqrt{H_0} - \sqrt{H}), \quad (1.31)$$

Коэффициент расхода  $\mu$  выпускного устройства определяется его конструкцией.

Время полного опорожнения резервуара при переменном напоре в два раза больше времени истечения того же объема жидкости при постоянном напоре, равном начальному уровню  $H_0$ .

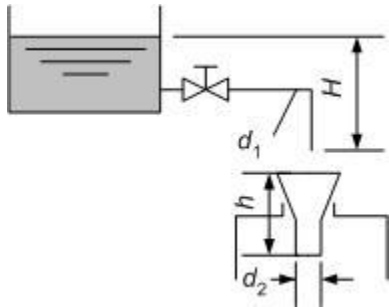
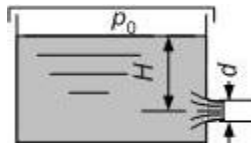
При истечении жидкостей с большой вязкостью ( $Re_H < 10$ ) время опорожнения рассчитывают по формуле:

$$t = \frac{295\nu}{gds_0} \lg \frac{H_0}{H} \quad (1.32)$$

где  $S$  – площадь горизонтального сечения резервуара,  $\nu$  – кинематическая вязкость жидкости.

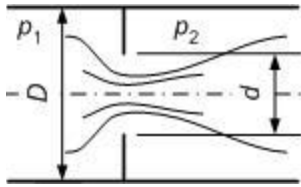
### Задачи

**Задача 1.** Вычислить скорость истечения воды через отверстие и определить расход, если  $H = 1,8$  м,  $p_0 = 100$  кПа,  $d = 10$  мм. Выяснить, как изменится расход, если подсоединить к отверстию цилиндрический насадок.



**Задача 2.** Заполнение бака бензином происходит через воронку диаметром  $d_2 = 50$  мм, высотой  $h = 400$  мм с коэффициентом сопротивления  $\zeta = 0,25$ . В воронку бензин заливается из резервуара с  $H = \text{const}$  по трубе диаметром  $d_1 = 30$  мм, коэффициенты сопротивления: крана  $\zeta_k = 8,5$ , поворота  $\zeta_{\Pi} = 0,8$ . Выяснить, при каком предельном напоре  $H$  воронка не будет переполняться, и какой при этом будет расход бензина. Учет только потери на местных сопротивлениях.

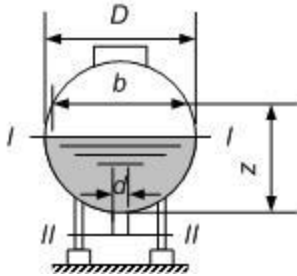
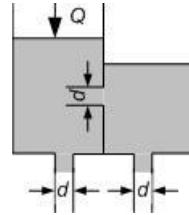
Учет только потери на местных сопротивлениях.



**Задача 3.** Для ограничения расхода воды в гидрوليнии устанавливается диафрагма. Избыточные давления в трубе до и после диафрагмы постоянны ( $p_1 = 63,7$  кПа,  $p_2 = 20,8$  кПа). Диаметр трубы  $D = 76$  мм. Определить необходимый диаметр отверстия диафрагмы  $d$ , если  $Q = 350$  л/мин. При-

ять коэффициент сопротивления диафрагмы  $\zeta_d = 0,03$ , коэффициент сжатия для диафрагмы  $\varepsilon = 0,61$ .

**Задача 4.** В баке имеется перегородка с отверстием ( $d = 100$  мм), в него поступает вода в количестве  $Q = 60$  л/с. Из каждой секции вода вытекает через цилиндрический насадок ( $d_{нас} = d$ ). Определить расход через каждый насадок, если  $\mu_{отв} = 0,62$ ,  $\mu_{нас} = 0,82$ .



**Задача 5.** Определить время  $\Delta t$  опорожнения полной бензиновой цистерны с внутренним диаметром  $D = 2$  м, длиной  $l = 4$  м и диаметром сливного отверстия  $d = 60$  мм. Коэффициент расхода принять  $\mu = 0,6$ .

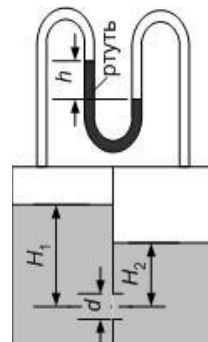
Переменная по высоте площадь свободной поверхности бензина в цистерне  $S = Lb = 2L\sqrt{Dz - z^2}$ . Уравнение баланса изменений объёма в сечениях I – I и II – II за элементарное время  $dt$

$$\mu \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2gz} dt = 2L\sqrt{Dz - z^2} dz$$

Для определения времени полного опорожнения цистерны разделить переменные и проинтегрировать уравнение в пределах изменения  $z$  от  $D$  до нуля.

**Задача 6.** Определить расход и скорость перетекания бензина из одной половины сосуда в другую через цилиндрический насадок в стенке, если  $H_1 = 2$  м,  $H_2 = 1$  м,  $d = 20$  мм, показание дифференциального манометра  $h = 20$  см.

**Задача 7.** Из трёх одинаковых баков вытекает нефть с постоянным напором  $H = 5$  м. Из



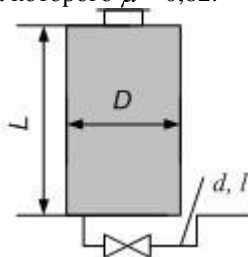
первого бака истечение происходит через круглое отверстие диаметром  $d = 16$  см; из второго – через наружный цилиндрический насадок; из третьего – через наружный конический сходящуюся насадок с углом конусности  $10^\circ$ .

Определить объёмный расход нефти для всех трех случаев. Диаметры отверстия, цилиндрического насадка и меньший диаметр конического насадка одинаковы.

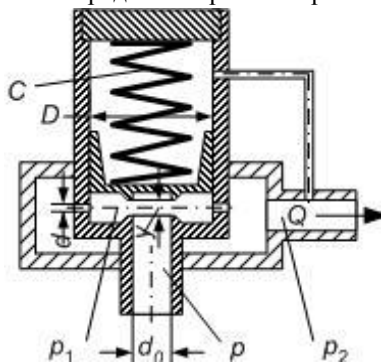
**Задача 8.** Какое избыточное давление воздуха нужно поддерживать в баке, чтобы его опорожнение происходило в два раза быстрее, чем при атмосферном давлении над уровнем воды? Каким будет время опорожнения бака?

Диаметр бака  $D = 800$  мм, его начальное заполнение  $H = 900$  мм. Истечение происходит через цилиндрический насадок диаметром  $d = 25$  мм и высотой  $h = 100$  мм, коэффициент расхода которого  $\mu = 0,82$ .

**Задача 9.** Открытая цистерна диаметром  $D = 2,4$  м и длиной  $L = 6$  м, полностью заполненная бензином, опораживается через сливную трубу, диаметр и длина которой  $d = 50$  мм и  $l = 7$  м, а выходное сечение находится на уровне нижней точки цистерны. Суммарный коэффициент местных сопротивлений в трубе  $\zeta = 8$ , а коэффициент сопротивления трения  $\lambda = 0,025$ .



Определить время опорожнения цистерны.



**Задача 10.** Для защиты гидросистемы от недопустимого повышения давления применяют предохранительный клапан. Открытие клапана и перепуск жидкости в линию слива происходит в тот момент, когда сила давления жидкости на него становится равной силе натяжения пружины, прижимающей клапан к седлу.

Особенность показанной на рисунке конструкции состоит в том, что при открытом клапане поток жидкости в нем проходит последовательно через два сопротивления – клапанную щель ( $d_0, y$ ) и дроссельные отверстия ( $d_1$ ), благодаря чему в промежуточной между этими сопротивлениями камере создается некоторое избыточное давление  $p_1$ , которое дает дополнительное усилие сжатия клапанной пружины.

Определить диаметр клапана  $D$ , если требуется, чтобы при расходе жидкости  $Q = 2$  л/с давление  $p$  в подводящем патрубке перед клапаном

было равно давлению его открытия  $p = p_0 = 2,5$  МПа. Определить при этом подъем клапана  $y$ . Диаметр подвода  $d_0 = 15$  мм.

Коэффициент расхода клапана  $\mu_0$  принять равным коэффициенту расхода дроссельного отверстия  $\mu_1$ :  $\mu_0 = \mu_1 = 0,6$ . Число отверстий  $i = 4$ , диаметр каждого  $d_1 = 4,5$  мм. Жесткость пружины  $c = 600$  Н/мм. Плотность жидкости  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>.

### 1.4.3. Распыливание топлива в дизелях<sup>1</sup>

Истечение топлива из отверстия приводит к образованию струи с шероховатой поверхностью, динамически взаимодействующей с в воздушной среде. Скорость относительного движения воздуха и струи увеличивается над выпуклостями и снижается во впадинах, что приводит, в соответствии с уравнением Бернулли, к изменению давления вдоль нее. Благодаря этому увеличивается амплитуда и усиливается неустойчивость движения струи, результатом чего является дробление ее на капли на некотором расстоянии  $L_c$  от выходного отверстия форсунки.

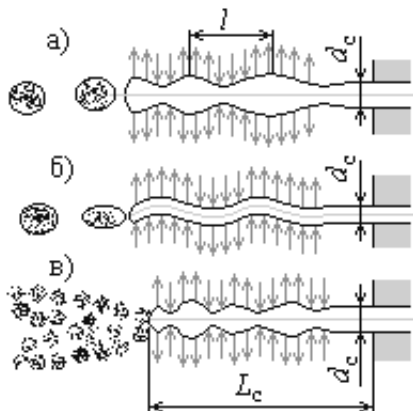


Рис. 2. Формы распада струи:

- а) – осесимметричная; б) – волнообразная; в) – сложная с конусом каплей топлива

При высоком значении относительной скорости вместо распада на одиночные капли происходит дробление струи на множество мелких частиц, размеры которых меняются в широких пределах. Этот процесс дробления называют распылом.

<sup>1</sup> Лышевский А.С. Распыливание топлива в судовых дизелях. – Л.: Судостроение, 1971. – 248 с.

При расчетах характеристик процесса распыливания (длины сплошного участка струи  $L_c$ , среднего диаметра капель  $d_k$ , длины волны  $l_{\text{опт}}$ , соответствующей наибольшей неустойчивости струи, приводящей к ее дроблению, границ различных режимов распада струи) пользуются следующими безразмерными величинами:

$$M = \frac{\mu_1^2}{\rho_1 \sigma d_c} ; \varepsilon = k \frac{d_c}{2} ; \rho = \frac{\rho_2}{\rho_1} ; We = \frac{\rho_1 V_1^2 d_c}{\sigma} , \quad (1.33)$$

где  $\mu_1$  – коэффициент динамической вязкости топлива;  $\rho_1$  – плотность топлива;  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения топлива;  $d_c$  – диаметр отверстия сопла;  $k$  – волновое число ( $k = 2\pi/l$ );  $We$  – критерий Вебера;  $V_1$  – осевая скорость движения жидкости в струе.

Граница области перехода от волнообразного распада струи к распыливанию (граничное значение критерия Вебера  $We_{г3}$ ) для форсунок с цилиндрическими сопловыми отверстиями при отсутствии внутри них специальных устройств, возмущающих проходящую жидкость, описывается уравнением

$$We_{г3} = 266V^{0,133} \rho^{-0,8} . \quad (1.34)$$

При выполнении условия  $We > We_{г3}$  обеспечивается получение режима распыливания топлива.

На процесс распада струи оказывает значительное влияние скорость истечения, вязкость топлива и среда, в которую происходит его впрыск.

При малых скоростях истечения топлив значение  $\varepsilon < 1$ . Для  $M \gg 1/8$  используют следующие зависимости:

- ✓ для определения длины сплошного участка струи

$$\frac{L_c}{d_c} = C \sqrt{We(1 + 3\sqrt{M})} ; \quad (1.35)$$

- ✓ для определения диаметра капель, образующихся при распаде струи топлива с пренебрежимо малой вязкостью

$$\frac{d_k}{d_c} = \sqrt[3]{\frac{3\sqrt{2}}{2}} \pi ; \quad (1.36)$$

маловязкого топлива

$$\frac{d_k}{d_c} = \sqrt[3]{\frac{3\sqrt{2}}{2}} \pi \sqrt{1 + \sqrt{M}} . \quad (1.37)$$

топлива большой вязкости

$$\frac{d_k}{d_c} = \sqrt[3]{\frac{3\sqrt{2}}{2}} \pi \sqrt{1 + 3\sqrt{M}} . \quad (1.38)$$

При больших скоростях истечения значение  $\varepsilon \gg 1$ . Распад струи *маловязкого* топлива происходит, главным образом, под воздействием коротковолновых возмущений, максимальная частота которых соответствует значению

$$\varepsilon_{omn} = \frac{1}{3} \rho We . \quad (1.39)$$

Для таких условий расчёт ведут по формулам:

$$\frac{L_c}{d_c} = \frac{3\sqrt{3}}{2} \frac{C}{\rho We \sqrt{\rho}} , \quad (1.40)$$

где  $C$  – эмпирический коэффициент ( $C=12$ );

$$\frac{d_k}{d_c} = \sqrt[3]{\frac{9\pi}{2\rho We}} . \quad (1.41)$$

При промежуточных значениях скорости истечения *маловязкого* топлива развиваются осесимметричные возмущения, которые приводят к распаду струи при значении параметра  $\varepsilon_{opt}$ , равном

$$\varepsilon_{omn} = 0,705 \exp(0,155\rho We) . \quad (1.42)$$

В этом случае, длину сплошной части струи рассчитывают по формуле:

$$\frac{L_c}{d_c} = 1,09C \sqrt{We} \exp(-0,24\rho We) , \quad (1.43)$$

где  $C$  – эмпирический коэффициент ( $C=12$ );  
а диаметр капель – по зависимости

$$\frac{d_k}{d_c} = \sqrt[3]{6,66 \exp(-0,155\rho We)} . \quad (1.44)$$

Основное влияние на параметры распада струи *вязкого* топлива при значительных скоростях движения оказывают силы инерции, характеризующиеся критериями  $\rho$  и  $We$ . Силы вязкости играют второстепенную роль. В предположении об отсутствии поперечного потока воздуха и волнообразных несимметричных возмущений расчет ведут по следующим зависимостям:



$$\frac{L_c}{d_c} = C \frac{M^{0,308}}{We^{0,71} \rho^{1,21}}, \quad (1.45)$$

где  $C$  – эмпирический коэффициент ( $C=372$ );

$$\frac{d_k}{d_c} = 3,01 \frac{M^{0,077}}{(\rho We)^{0,266}}. \quad (1.46)$$

### Примеры

*Пример 1.* Проверить, обеспечивается ли распыливание топлива ДТ-2 форсункой с диаметром сопла  $d_c = 0,38$  мм, если минимальное давление подачи  $p_1 = 7$  МПа, среднее давление и температура воздуха в камере сгорания  $p_2 = 3,5$  МПа и  $T_2 = 730$  К, коэффициент расхода форсунки  $\mu_c = 0,6$ , а физические свойства топлива при  $50^\circ\text{C}$  имеют следующие значения: коэффициент динамической вязкости  $\mu_1 = 488 \cdot 10^{-4}$  Па·с; плотность  $\rho_1 = 886$  кг/м<sup>3</sup>; коэффициент поверхностного натяжения  $\sigma = 35 \cdot 10^{-3}$  Н/м. Плотность воздуха  $\rho_0 = 1,23$  кг/м<sup>3</sup> при температуре  $T_0 = 293$  К и атмосферном давлении  $p_0 = 0,1$  МПа.

Скорость истечения топлива

$$V_1 = \mu_c \sqrt{\frac{2}{\rho_1} (p_1 - p_2)} = 0,6 \sqrt{\frac{2}{886} (7 \cdot 10^6 - 3,3 \cdot 10^6)} = 53,5 \text{ м/с}. \quad (1.47)$$

Критерии  $We$  и  $M$  равны:

$$We = \frac{\rho_1 V_1^2 d_c}{\sigma} = \frac{53,5^2 \cdot 886 \cdot 0,38 \cdot 10^{-3}}{35 \cdot 10^{-3}} = 27360; \quad (1.48)$$

$$M = \frac{\mu_1^2}{\rho_1 \sigma d_c} = \frac{(488 \cdot 10^{-4})^2}{886 \cdot 0,38 \cdot 10^{-3} \cdot 35 \cdot 10^{-3}} = 0,202. \quad (1.49)$$

Плотность воздуха в камере сгорания

$$\rho_2 = \rho_0 \frac{p_2 T_0}{p_0 T_2} = 1,23 \frac{3,5 \cdot 10^6 \cdot 293}{0,1 \cdot 10^6 \cdot 730} = 17,3 \text{ кг/м}^3. \quad (1.50)$$

Соотношение плотностей

$$\rho = \frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{17,3}{886} = 0,0195. \quad (1.51)$$

Граничное значение критерия Вебера равно:

$$We_{гз} = 266 M^{0,133} \rho^{-0,8} = 266 \cdot 0,202^{0,1333} \cdot 0,0195^{-0,8} = 5017. \quad (1.52)$$

Так как значение критерия Вебера значительно превышает граничное, то распыл топлива обеспечивается.

*Пример 2.* Определить параметры дробления струи маловязкого топлива, которое подается форсункой с диаметром отверстия  $d_c = 0,22$  мм и коэффициентом расхода  $\mu_c = 0,6$  в среду воздуха плотностью  $\rho_2 = 17,5$  кг/м<sup>3</sup> при  $p_1 - p_2 = 3,5$  МПа. Плотность топлива и его поверхностное натяжение равны:  $\rho_1 = 865$  кг/м<sup>3</sup> и  $\sigma = 27 \cdot 10^{-3}$  Н/м.

Скорость истечения топлива

$$V_1 = \mu_c \sqrt{\frac{2}{\rho_1} (p_1 - p_2)} = 0,6 \sqrt{\frac{2}{886} (3,5 \cdot 10^6)} = 54 \text{ м/с} . \quad (1.53)$$

Значения критериев

$$We = \frac{\rho_1 V_1^2 d_c}{\sigma} = \frac{54^2 \cdot 886 \cdot 0,22 \cdot 10^{-3}}{27 \cdot 10^{-3}} = 20400 ; \quad (1.54)$$

$$\rho = \frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{17,5}{886} = 0,0202 . \quad (1.55)$$

Так как  $\rho \cdot We$  велико, то распад струи происходит под воздействием коротковолновых возмущений с  $\varepsilon \gg 1$ . Значение критерия  $\varepsilon$ , соответствующее распаду струи равно

$$\varepsilon_{opt} = \frac{1}{3} \rho We = \frac{1}{3} \cdot 0,0202 \cdot 20400 = 137 . \quad (1.56)$$

При этом значении  $\varepsilon$  длина сплошного участка струи

$$L_c = d_c \frac{3\sqrt{3}}{2} \frac{C}{\rho We \sqrt{\rho}} = 0,22 \cdot 10^{-3} \frac{3\sqrt{3}}{2} \frac{12}{0,0202 \cdot 20400 \cdot \sqrt{0,0202}} = 0,118 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad (1.57)$$

почти отсутствует, а средний размер капель составит

$$d_k = d_c \sqrt[3]{\frac{9\pi}{2\rho We}} = 0,22 \cdot 10^{-3} \sqrt[3]{\frac{9\pi}{2 \cdot 0,0202 \cdot 20400}} = 0,715 \cdot 10^{-3} \text{ , м} . \quad (1.58)$$

*Пример 3.* Определить длину сплошного участка струи для условий работы форсунки, указанных в примере 1, при  $p_1 = 10$  МПа.

Скорость истечения топлива

$$V_1 = \mu_c \sqrt{\frac{2}{\rho_1} (p_1 - p_2)} = 0,6 \sqrt{\frac{2}{886} (10 \cdot 10^6 - 3,3 \cdot 10^6)} = 73 \text{ м/с} . \quad (1.59)$$

Значение критерия Вебера

$$We = \frac{\rho_1 V_1^2 d_c}{\sigma} = \frac{73^2 \cdot 886 \cdot 0,38 \cdot 10^{-3}}{35 \cdot 10^{-3}} = 51000. \quad (1.60)$$

Используя значения  $M$  и  $\rho$  из примера 1, определим длину сплошного участка по формуле для вязких топлив

$$L_c = d_c C \frac{M^{0,308}}{We^{0,71} \rho^{1,21}} = 0,38 \cdot 10^{-3} \cdot 372 \frac{0,202^{0,308}}{51000^{0,71} \cdot 0,0195^{1,21}} = 8,4 \cdot 10^{-3}, \text{ м} \quad (1.61)$$

*Пример 4.* Оценить параметр  $L_c$  и наиболее вероятный размер капель первичного дробления в момент максимального давления впрыска топлива ( $p_1 = 40$  МПа,  $p_2 = 4,5$  МПа и  $T_2 = 1700$  К) для параметров форсунки и характеристик топлива, указанных в примере 1.

Скорость истечения топлива

$$V_1 = \mu_c \sqrt{\frac{2}{\rho_1} (p_1 - p_2)} = 0,6 \sqrt{\frac{2}{886} (40 \cdot 10^6 - 4,5 \cdot 10^6)} = 170 \text{ м/с}. \quad (1.62)$$

Плотность воздуха в камере сгорания

$$\rho_2 = \rho \frac{p_2 T_0}{p_0 T_2} = 1,23 \frac{4,5 \cdot 10^6}{0,1 \cdot 10^6} \frac{293}{1700} = 9,5 \text{ кг/м}^3. \quad (1.63)$$

Значения критериев

$$We = \frac{\rho_1 V_1^2 d_c}{\sigma} = \frac{170^2 \cdot 886 \cdot 0,38 \cdot 10^{-3}}{35 \cdot 10^{-3}} = 277000; \quad (1.64)$$

$$\rho = \frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{9,5}{886} = 0,017 \quad (1.65)$$

Величина критерия  $M$  остается такой же, как и в примере 1 ( $M = 0,202$ ).

Длину сплошной части струи определим по формуле для вязких топлив:

$$L_c = d_c C \frac{M^{0,308}}{We^{0,71} \rho^{21}} = 0,38 \cdot 10^{-3} \cdot 372 \frac{0,202^{0,308}}{277000^{0,71} \cdot 0,0107^{1,21}} = 2,87 \cdot 10^{-3}, \text{ м} \quad (1.66)$$

Так как значение критерия  $We$  велико, то силы вязкости не будут оказывать решающего влияния на качество дробления, поэтому при оценке наиболее вероятного диаметра капель первичного дробления струи воспользуемся следующей формулой для вязких топлив

$$d_k = d_c \cdot 301 \frac{M^{0,072}}{(\rho W e)^{0,266}} = 0,38 \cdot 10^{-3} \cdot 3,01 \frac{0,202^{0,078}}{(0,0107 \cdot 277000)^{0,266}} = 0,122, \text{ м} \quad (1.67)$$

## 1.5. Гидравлический расчёт систем

**Потери давления на трение** при равномерном движении жидкости в трубах рассчитывают по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta p_{mp} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho V^2}{2}, \quad (1.68)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;  $l$  – длина трубопровода;  $d$  – его диаметр;  $\rho$  – плотность жидкости;  $V$  – средняя скорость ее течения.

Коэффициент гидравлического трения зависит от режима движения жидкости, значения критерия Рейнольдса

$$Re = \frac{Vd}{\nu} \quad (1.69)$$

и состояния стенок трубы, которая характеризуется относительной шероховатостью

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta_3}{d}, \quad (1.70)$$

где  $\Delta_3$  – эквивалентная равномерно-зернистая шероховатость, т.е. такая высота неровностей, образованных песчинками одинакового размера, которая при расчете даёт одинаковое с действительной шероховатостью значение коэффициента гидравлического трения, (см. табл. П. 1.8).

При ламинарном режиме течения коэффициент гидравлического трения рассчитывают по формуле

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (1.71)$$

При турбулентном режиме течения весь диапазон значений чисел Рейнольдса, в зависимости от относительной шероховатости, разбивают на области, каждой из которых соответствует своя формула для расчета коэффициента гидравлического трения:

✓ для области гидравлически гладких труб ( $2300 \leq Re \leq 20/\bar{\Delta}$ ) – формула Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}; \quad (1.72)$$

✓ для переходной области ( $20/\bar{\Delta} \leq \text{Re} \leq 500/\bar{\Delta}$ ) – формула Альтшуля

$$\lambda = 0,11\left(\bar{\Delta} + \frac{68}{\text{Re}}\right)^{0,25}; \quad (1.73)$$

✓ для квадратичной области  $\text{Re} > 500/\bar{\Delta}$  – формула Б.Л. Шифринсона

$$\lambda = 0,11(\bar{\Delta})^{0,25}. \quad (1.74)$$

В случае течения жидкости по трубам, форма поперечного сечения которых отличается от круга, в приведенных выше формулах используют вместо диаметра – эквивалентный диаметр

$$d_3 = \frac{4S}{\Pi}, \quad (1.75)$$

где  $S$  – площадь поперечного сечения трубы;  $\Pi$  – полный смоченный периметр трубы.

Коэффициент гидравлического трения при ламинарном течении в трубах различной формы рассчитывают по формуле

$$\lambda = \frac{A}{\text{Re}}, \quad (1.76)$$

где  $A$  – коэффициент, численное значение которого зависит от формы поперечного сечения трубы (см. табл. П. 1.9).

Пропускная способность трубопроводов в период эксплуатации снижается. Вследствие коррозии и образования отложений в трубах через  $t$  лет эксплуатации шероховатость их  $\Delta_t$  увеличивается, что в первом приближении можно оценить по формуле:

$$\Delta_t = \Delta_0 + \alpha t, \quad (1.77)$$

где  $\Delta_0$  – абсолютная шероховатость новых труб, мм;  $\alpha$  – коэффициент, характеризующий скорость изменения шероховатости, мм/год (см. табл. П. 1.10).

**Местные потери давления в трубах.** Местные сопротивления, к которым относят арматуру, фасонные части трубопроводов и прочее оборудование, вызывают изменения величины и (или) направления скорости движения жидкости на отдельных участках трубопроводов, что приводит к потерям давления в них. Потери давления определяют по формуле Вейсбаха

$$\Delta p_H = \zeta \frac{\rho V^2}{2}. \quad (1.78)$$

Значение коэффициента местного сопротивления  $\zeta$  зависит от вида местного сопротивления и режима течения жидкости перед ним.

При внезапном сужении трубопровода (резком изменении площади проходного сечения от  $S_1$  до  $S_2$ ), коэффициент местного сопротивления

$$\zeta_c = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2, \quad (1.79)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент сжатия струи, который может быть рассчитан по формуле А.Д. Альтшуля:

$$\varepsilon = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - n}, \quad (1.80)$$

где  $n = S_2 / S_1$

Коэффициент местного сопротивления диафрагмы, расположенной внутри трубы постоянного сечения, отнесенный к сечению трубопровода,

$$\zeta_d = \left(\frac{1}{n_d \varepsilon} - 1\right)^2, \quad (1.81)$$

где  $n_d = S_0 / S$  – отношение площади отверстия диафрагмы  $S_0$  к площади сечения трубы  $S$ .

При движении жидкости с малыми числами Рейнольдса коэффициенты местных сопротивлений определяют по формуле А.Д. Альтшуля:

$$\zeta = \frac{A}{\text{Re}} + \zeta_{\text{кр}}, \quad (1.82)$$

где  $\zeta_{\text{кр}}$  – значение коэффициента местного сопротивления в квадратичной области;  $\text{Re}$  – число Рейнольдса, отнесенное к нестесненному сечению трубопровода. Значения параметра  $A$  и  $\zeta_{\text{кр}}$  для некоторых местных сопротивлений приведены в приложении (табл. П. 1.12).

Если расстояние между отдельными местными сопротивлениями достаточно велико для того, чтобы искажение эпюры скоростей, вызванное одним из них, не сказывалось на следующем, потери давления во всех местных сопротивлениях суммируют. Для этого необходимо, чтобы местные сопротивления отстояли друг от друга на расстояние, превышающее  $l_{\text{вль}}$ , определяемое по формулам:

✓ для турбулентного движения

$$\frac{l_{\text{вт}}}{d} = \frac{12}{\sqrt{\lambda}} - 50, \quad (1.83)$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения трубы, на которой расположено местное сопротивление;

✓ при малых числах Рейнольдса

$$\frac{l_{\text{эк}}}{d} = 1,25\sqrt{\text{Re}} . \quad (1.84)$$

**Гидравлический расчёт трубопроводов.** Трубопровод, который не имеет ответвлений, называют простым. Соединение простых трубопроводов приводит к образованию сложного трубопровода с последовательными, параллельными участками и с разветвлениями. Под гидравлическим расчётом понимают определение параметров движения жидкости при заданной схеме трубопровода и его геометрических характеристик, либо определение размеров трубопровода, обеспечивающих необходимые параметры движения жидкости.

Расчёт простого трубопровода постоянного поперечного сечения проводят по уравнению Бернулли

$$\frac{p_1}{\rho g} = (z_2 - z_1) + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\sum \Delta p}{\rho g} \quad \text{или} \quad H_{\text{нomp}} = h_{\text{cm}} + \sum h , \quad (1.85)$$

где  $H_{\text{нomp}} = p_1 / (\rho g)$  – потребный (располагаемый) напор;  $h_{\text{cm}} = (z_2 - z_1) + p_2 / (\rho g)$  – статический напор;  $\sum h = \sum \Delta p / (\rho g)$  – потери напора.

Сифоном называют трубопровод, соединяющий два резервуара, часть которого расположена выше уровня жидкости в напорном резервуаре. Допускаемое возвышение верхней точки сифона  $C$  определяют по формуле:

$$z_c = \frac{(p_0 - p_c)}{\rho g} - \left(1 + \lambda \frac{1}{d} + \sum \zeta\right) \frac{V_c^2}{2g} , \quad (1.86)$$

где  $p_0$  – давление на свободной поверхности напорного резервуара.

Минимально допускаемое давление в верхней точке сифона должно быть выше давления насыщения при данной температуре.

Расход жидкости, переливаемой сифоном равен

$$Q = s \sqrt{\frac{2gH}{\lambda \frac{l}{d}}} . \quad (1.87)$$

При последовательном соединении нескольких простых трубопроводов различного диаметра получают простой трубопровод переменного поперечного сечения, у которого расходы жидкости, протекающей через любой участок одинаковы, а потери напора между входным и выходным сечениями составного трубопровода равны сумме потерь напоров в каждом из простых трубопроводов и в местах их соединения.

При параллельном соединении простых трубопроводов потери напоров в каждой из ветвей одинаковы, а расход жидкости в точке разветвления или слияния связан с расходами в параллельных трубопроводах уравнением

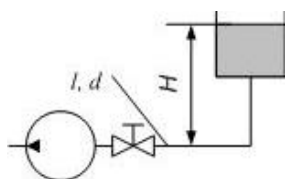
$$Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n. \quad (1.88)$$

Разветвлённое соединение – это совокупность нескольких простых трубопроводов, имеющих *одно* общее сечение – место разветвления или смыкания труб. Расход жидкости, проходящей через это общее сечение, связан с расходами жидкости в связанных с ним ветвях тем же уравнением, что и для параллельных трубопроводов.

Располагаемый напор  $H_0$  в общем сечении для всех ветвей одинаков и равен сумме статического напора  $H_{ст}$  и потери напора  $\Delta h$  в каждом  $i$ -м ответвлении, т.е.

$$H_0 = H_{cmi} + \sum h_i. \quad (1.89)$$

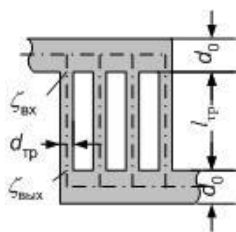
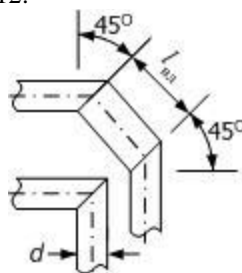
### Задачи



**Задача 1.** Определить абсолютное давление перед входом в насос. Подача насоса  $Q = 2,3$  л/с,  $l = 1,5$  м,  $d = 40$  мм,  $t_{\text{масла}} = 60^\circ\text{C}$ . Давление в баке  $p_a = 266,8$  мм рт. ст. Коэффициент сопротивления крана  $\zeta_{кр} = 1,5$ , коэффициент сопротивления

входа в трубу  $\zeta_{вх} = 0,5$ , высота уровня масла в баке над сечением входа в насос  $H = 1,2$  м, масло индустриальное И-12.

**Задача 2.** Найти потери давления  $\Delta p_m$  на преодоление местных сопротивлений при движении воды в стальном трубопроводе диаметром  $d=0,025$  м при повороте на угол  $\alpha = 90^\circ$  без вставки и со вставкой. Найти наименьшую длину вставки  $l_{вл}$ , при которой отсутствует взаимное влияние двух местных сопротивлений. Скорость воды  $V = 5$  м/с, температура воды  $20^\circ\text{C}$ .

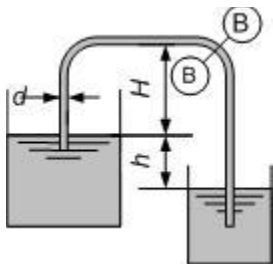


**Задача 3.** Определить потери давления в радиаторе, если расход масла  $Q = 2 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>/с. Диаметр коллектора  $d_0 = 0,03$  м, диаметр трубок  $d_{тр} = 0,01$  м, их длина  $l_{тр} = 1$  м, количество – 4. Плотность масла  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>. Коэффициент кинематической вязкости  $\nu = 6,5 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>/с.



Задача 4. По гидравлически гладкой горизонтальной трубе диаметром  $d$  перекачивают бензин с расходом  $Q$  при температуре  $10^\circ\text{C}$ . Найти перепад давления на длине  $L$ , равной 5 метрам.

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$d$ , мм	50	60	15	10	15	20	22	25	28	32
$Q$ , л/с	6	6	2	2	2	4	4	4	4	4

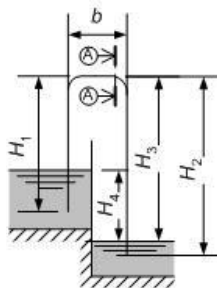


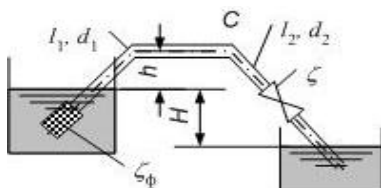
Задача 5. При какой разности уровней  $h$  расход моторного топлива  $M_3$  ( $t = 40^\circ\text{C}$ ,  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ ) через сифонный трубопровод будет равен  $Q$ ?

Определить давление в сечении В–В, если при общей длине  $L$ , равной 20 метрам расстояние от начала трубопровода до сечения В–В составляет 15 метров, а диаметр  $d = 50$  миллиметров,  $H = 2$  м.

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q$ , л/с	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

Задача 6. Для перекачки воды из верхнего резервуара в нижний применен сифон, состоящий из трех участков трубы. Найти расход воды и давление в сечении А–А. Дано:  $d = 70$  мм,  $H_1 = 5$  м,  $b = 2$  м,  $H_2 = 10$  м,  $H_3 = 8,5$  м,  $H_4 = 4,5$  м. Температура воды  $t = 20^\circ\text{C}$ , коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,03$ .





**Задача 7.** По сифонному трубопроводу, для которого задан напор  $H = 6$  м, необходимо подавать расход воды  $Q = 50$  л/с при условии, чтобы вакуумметрическая высота в сечениях трубопровода не превышала 7 м. Опасное

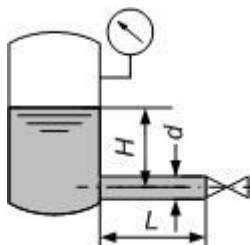
сечение  $C$  расположено выше начального уровня воды на  $h = 4$  м, длина восходящей линии трубопровода для этого сечения  $l_1 = 100$  м, а нисходящей линии  $l_2 = 60$  м. Трубопровод снабжен приемным клапаном с сеткой ( $\zeta_{\phi} = 5$ ) и задвижкой.

Определить диаметр трубопровода  $d$  и коэффициент сопротивления задвижки  $\zeta$ , удовлетворяющие условиям задачи.

Указание: пренебречь потерями в поворотах, а коэффициент потерь на трение рассчитывать по формуле для старых водопроводных труб:  $\lambda = 0,02 / d^{1/3}$ .

**Задача 8.** Вычислить изменение потери давления и потребной мощности в гидравлически гладком трубопроводе диаметром  $d$  и длиной  $L$ , равной 100 метрам, по которому перекачивается керосин с расходом  $Q$  при подогреве его с  $10^\circ\text{C}$  до  $40^\circ\text{C}$ .

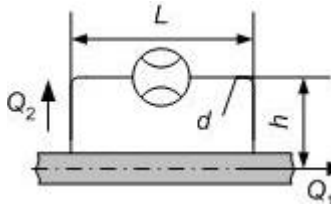
Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$d$ , мм	80	90	100	110	120	100	110	120	100	150
$Q$ , л/с	15	15	25	25	25	50	50	50	75	75



**Задача 9.** Чему должно быть равно избыточное давление воздуха над поверхностью керосина ( $t = 20^\circ\text{C}$ ) при расходе  $Q$ ? Трубопровод гидравлически гладкий;  $d = 10$  мм;  $L = 1$  м; коэффициент местных потерь давления в кране  $\zeta = 2,5$ ;  $H = 3$  м.

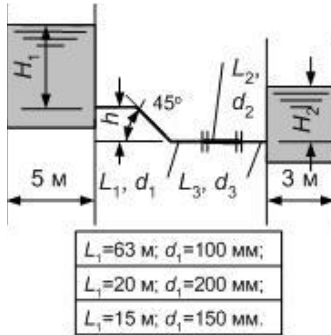
Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q$ , л/с	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0

**Задача 10.** Найти расход в магистральном трубопроводе диаметром  $D$ , если в параллельной ветви диаметром  $d = 20$  мм расходомер показывает  $Q_2$ . Коэффициент потерь напора в расходомере  $\zeta = 1,5$ ; коэффициенты трения в обеих ветвях одинаковы  $\lambda_1 = \lambda_2 = 0,025$ .

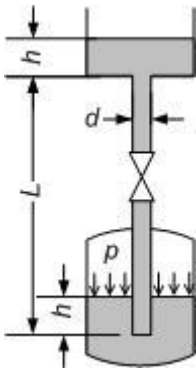


Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q_2$ , л/мин	2	4	5	7	6	5	8	6	3	7
$h$ , мм	200	250	150	150	200	100	140	200	250	150
$L$ , мм	500	400	450	500	400	450	500	400	450	400
$D$ , мм	40	30	50	45	60	50	40	45	50	60

**Задача 11.** Вода перекачивается из одного резервуара в другой по трубопроводу переменного сечения. Определить расход при показанных на рисунке уровнях  $H_1$  и  $H_2$ , полагая, что режим течения соответствует квадратичной области с относительной эквивалентной зернистой шероховатостью  $\bar{\Delta} = 1/400$ . Определить время выравнивания уровней.



Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$H_1$ , м	8	10	15	20	25	8	10	15	20	25
$H_2$ , м	2	5	7	13	15	3	6	8	12	14



**Задача 12.** Жидкость подается в открытый верхний бак по вертикальной трубе длиной  $L$  и диаметром  $d$  за счет давления воздуха в нижнем замкнутом резервуаре. Определить давление воздуха  $p$ , при котором расход будет равен  $Q$ . Принять коэффициенты сопротивления: вентиля  $\zeta_v = 8,0$ ; входа в трубу  $\zeta_{вх} = 5,0$ ; выхода в бак  $\zeta_{вых} = 1,0$ . Эквивалентная шероховатость стенок трубы  $\Delta_s$  равна 0,2 мм.

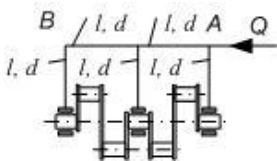
Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ж	В	М	Б	К	Г	В	М	В	Б	Г
$Q$ , л/с	4	8	0,7	1,5	2,5	10	6	7,5	8	6
$L$ , м	6	8	10	6	8	10	12	8	6	15
$d$ , мм	50	70	20	30	40	80	60	70	70	60

Обозначения: Б – бензин; В – вода; Г – глицерин; Ж – жидкость; К – керосин; М – масло трансформаторное.

**Задача 13.** Определить диаметр трубопровода, по которому подается жидкость  $Ж$  с расходом  $Q$  из условия получения в нем максимальной возможной скорости при сохранении ламинарного режима. Температура жидкости  $t$  равна  $20^\circ\text{C}$ .

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ж	К	Б	В	Г	М	В	М	Б	В	К
$Q$ , л/с	12	3,5	0,05	4,5	650	1,0	120	3,5	0,5	10

Обозначения: Б – бензин; В – вода; Г – глицерин; К – керосин; М – масло индустриальное.



**Задача 14.** Смазочное масло (относительная плотность  $\delta = 0,8$ ;  $\nu = 6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ) подводится к подшипникам коленчатого вала по системе трубок, состоящей из пяти одинаковых участков, каждый длиной  $l = 300 \text{ мм}$  и диаметром  $d = 3 \text{ мм}$ .

Сколько смазки нужно подать к узлу  $A$  системы, чтобы каждый подшипник получил ее не менее  $8 \text{ см}^3/\text{с}$ ?

Как изменится потребное количество смазки, если участки  $AB$  заменить трубой диаметром  $D = 8 \text{ мм}$ ?

Давление на выходе из трубок в подшипники считать одинаковым, местными потерями и скоростными напорами пренебречь.

## 1.6. Гидравлические машины и гидравлические приводы

Лопастными называют гидромашины (центробежные, вихревые, осевые насосы и гидравлические турбины) принцип действия которых основан на сложном силовом взаимодействии вращающихся лопастей с потоком жидкости.

Объемными называют гидромашины (поршневые, шестерённые, винтовые, пластинчатые), принцип действия которых основан на непосредственном вытеснении жидкости рабочим органом.

### 1.6.1. Центробежные насосы и работа их на сеть

Насосом называют машину, преобразующую механическую энергию двигателя в энергию потока жидкости.

Рабочий процесс насоса характеризуется его основными параметрами: подачей, напором, мощностью, КПД и допустимым вакуумом.

Напором  $H$  называют энергию, сообщаемую единице веса жидкости, проходящей через насос. Его измеряют в метрах столба перекачиваемой жидкости и определяют по формуле:

$$H = \frac{p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}}{\rho g} + \frac{V_{\text{вых}}^2 - V_{\text{вх}}^2}{2g} + z, \quad (1.91)$$

где  $p_{\text{вых}}$  и  $p_{\text{вх}}$  – давления на выходе из насоса и на его входе, Па;  $V_{\text{вых}}$  и  $V_{\text{вх}}$  – средние скорости на выходе из насоса и на его входе, м/с;  $z$  – расстояние по вертикали между точками присоединения манометра и вакуумметра, м;  $\rho$  – плотность жидкости,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Полезную мощность определяют как произведение объемного расхода жидкости на напор

$$N_n = \rho g H Q. \quad (1.92)$$

Полный кпд насоса – это отношение полезной мощности к к мощности на валу (подведенной мощности). Он учитывает все виды потерь в насосе: гидравлические  $\eta_z$ , объемные  $\eta_0$  и механические  $\eta_m$ .

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \eta_z \eta_0 \eta_m. \quad (1.93)$$

Всасывающую способность насоса характеризуют вакуумметрической высотой всасывания

$$H_{\text{вак}} = \frac{P_a - P_{\text{вх}}}{\rho g} = h_z + \frac{V_{\text{вх}}^2}{2g} + \sum h_w, \quad (1.94)$$

где  $h_z$  – геометрическая высота расположения всасывающего патрубка насоса над уровнем жидкости, м;  $\sum h_w$  – потери напора во всасывающей линии, м.

Допустимый вакуум – это разрежение во всасывающем патрубке насоса, обеспечивающее безкавитационную его работу.

Условием безкавитационной работы насоса является кавитационный запас – разность между удельной энергией потока на входе насоса и энергией, соответствующей давлению парообразования  $p_s$ :

$$\Delta h = \left( \frac{P_{\text{вх}}}{\rho g} + \frac{V_{\text{вх}}^2}{2g} \right) - \frac{p_s}{\rho g}. \quad (1.95)$$

Кавитация возникает в случае, если кавитационный запас достигнет критического значения. Руднев С.С., обобщая опытные данные, получил следующую формулу:

$$\Delta h_{\text{кр}} = 10 \left( \frac{\sqrt[n]{Q}}{c} \right)^{3/4}. \quad (1.96)$$

где  $n$  – число оборотов вала, об/мин;  $Q$  – подача, м<sup>3</sup>/с;  $c$  – опытный коэффициент, характеризующий конструкцию насоса.

Величина  $c$  для всех геометрически подобных машин постоянна и находится в пределах 800–1500. Чем больше величина  $c$ , тем лучше всасывающая способность насоса.

Характеристиками насоса называют графические зависимости между основными рабочими параметрами машины: между напором и подачей ( $H - Q$ ), мощностью и подачей ( $N - Q$ ), кпд и подачей ( $\eta - Q$ ), допустимым вакуумом и подачей ( $H_{\text{вак}} - Q$ ).

С помощью теории подобия получены условия пропорциональности

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^3, \quad (1.97)$$

позволяющие производить пересчет характеристик имеющихся в наличии насосов на другую частоту вращения (индексы 1 и 2 соответствуют подобным режимам работы одного и того же насоса).

Для сравнения центробежных насосов различной конструкции с целью выбора в качестве базовой модели той, которая наилучшим образом отвечает поставленной задаче, используют критерий, получивший название *коэффициента быстროходности*. Его значение определяют по следующей зависимости:

$$c = 3,65n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (1.98)$$

При обточке рабочего колеса центробежного насоса по наружному диаметру его напорная характеристика понижается.

Для расчета характеристики центробежного насоса после обточки рабочего органа (величины помечены ') можно принять, что подача изменяется пропорционально наружному диаметру колеса в первой степени, а напор – во второй степени:

$$\frac{Q}{Q'} \cong \frac{D_2}{D_2'}; \quad \frac{H}{H'} \cong \left(\frac{D_2}{D_2'}\right)^2. \quad (1.99)$$

Насос, работающий на сеть, должен обеспечить равенство создаваемого им напора потребному напору в сети, который определяется по общей формуле:

$$H_{\text{потр}} = (z_{\text{к}} - z_{\text{н}}) + \frac{P_{\text{к}} - P_{\text{н}}}{\rho g} + \sum h_{\text{w}}, \quad (1.100)$$

где  $(z_{\text{к}} - z_{\text{н}})$  – геодезические отметки уровней жидкости в конечной и начальной точках сети, м;  $p_{\text{к}}$  и  $p_{\text{н}}$  – избыточные давления в приемном и напорном резервуарах, Па;  $\rho$  – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $\sum h_{\text{w}}$  – суммарные потери напора в трубопроводах сети, м.

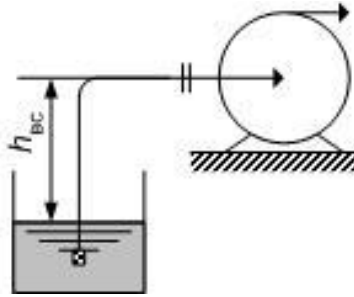
Точку пересечения характеристики насоса с кривой потребного напора называют рабочей точкой.

Параллельное соединение насосов используют для увеличения подачи. Суммарную характеристику нескольких насосов получают сложением подач отдельных насосов при постоянных напорах.

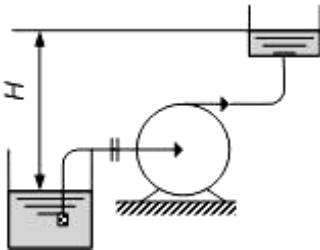
Последовательное соединение центробежных насосов используют для повышения напора. Суммарную характеристику получают сложением напоров отдельных насосов при постоянных их подачах.

## Задачи

**Задача 1.** Центробежный насос производительностью  $Q$  работает при частоте вращения  $n$ . Определить допустимую высоту всасывания, если диаметр всасывающей трубы  $d$ , а ее длина  $L$ . Коэффициент кавитации в формуле Руднева принять равным  $c$ . Температура воды  $t = 20^\circ\text{C}$ . Коэффициент сопротивления колена  $\zeta_k = 0,2$ . Коэффициент сопротивления входа в трубу  $\zeta_{\text{вх}} = 1,8$ . Эквивалентная шероховатость стенок трубы  $\Delta_s = 0,15$  мм.



Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q$ , л/с	15	25	35	62	30	22	14	100	53	32
$d$ , мм	100	125	150	200	150	125	100	250	200	150
$L$ , м	2,5	2,8	3,5	5	3,6	3	2,5	5,8	4,8	3,2
$n$ , об/мин	2860	2850	2740	1470	2500	2890	1475	1450	1500	2000
$c$	1000	1100	1200	800	1000	900	1200	800	900	1000

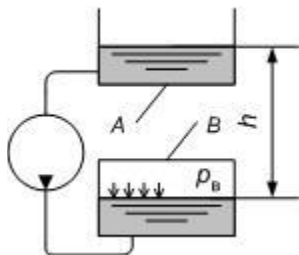


**Задача 2.** Центробежный насос подает воду с расходом  $Q$  из колодца в открытый напорный бак по трубе диаметром  $d$  на высоту  $H$ . Определить коэффициент быстроходности и коэффициент полезного действия насоса, если мощность на валу насоса  $N_e$ , частота вращения  $n$ , а суммарный коэффициент сопротивления системы  $\zeta_c$  равен 12.

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q$ , л/с	15	25	36	63	36	25	15	25	36	15



$H$ , м	10	8	9	20	15	12	10	5	8	16
$d$ , мм	100	125	150	200	150	125	100	125	150	100
$N_e$ , кВт	2,3	3,2	5,0	17,3	7,7	4,4	2,3	2,3	4,6	3,4
$n$ , об/мин	3000	2500	2000	1500	3000	2000	2800	3000	2500	2700



**Задача 3.** Вода перекачивается насосом из открытого бака  $A$  в расположенный ниже резервуар  $B$ , в котором поддерживается постоянное давление  $p_B$  по трубопроводу общей длиной  $L$  и диаметром  $d$ . Разность уровней воды в баках  $h$ . Определить напор, создаваемый насосом при подаче в бак  $B$  воды с расходом  $Q$ . Принять суммарный коэффициент местных

сопротивлений  $\zeta_c$  равным 6,5. Эквивалентная шероховатость стенок трубопровода  $\Delta_3 = 0,15$  мм.

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$p_B$ , кг/см <sup>2</sup>	1,7 (а)	0,75 (и)	1,8 (а)	1,8 (а)	0,8 (и)	0,2 (в)	0,2 (и)	0,25 (в)	0,3 (в)	0,9 (а)
$L$ , м	90	112	225	180	135	113	90	225	180	135
$d$ , мм	100	125	250	200	150	125	100	250	200	150
$H$ , м	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	1,0	5,0	0,5	0	2,0
$Q$ , л/с	15	25	98	63	36	24	14	100	62	35

Обозначения: (а) – абсолютное давление; (и) – избыточное давление; (в) – вакуумметрическое давление

**Задача 4.** Определить производительность и напор насоса (рабочую точку) при подаче воды в открытый резервуар из колодца на высоту  $H$  по трубопроводу диаметром  $d$ , длиной  $L$  с коэффициентом гидравлического трения  $\lambda$  равным 0,03 и суммарным коэффициентом местных сопротивлений  $\zeta_c = 1,2$ . Как изменяется подача и напор насоса, если частота вращения рабочего колеса уменьшится на 10%?

Данные, необходимые для построения характеристики центробежного насоса ( $H - Q$ ) приведены в таблице.

$Q$	0	$0,2*Q_0$	$0,4*Q_0$	$0,6*Q_0$	$0,8*Q_0$	$1,0*Q_0$
$H$	$1,0*H_0$	$1,05*H_0$	$1,0*H_0$	$0,88*H_0$	$0,65*H_0$	$0,35*H_0$

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$H, \text{ м}$	30	45	6	30	30	60	60	6	15	15
$d, \text{ мм}$	200	100	250	100	50	80	100	200	70	300
$L, \text{ м}$	6	25	40	15	60	7	36	8	12	280
$Q_0, \text{ м}^3/\text{с}$	0,7	0,1	0,3	0,1	0,01	0,1	0,1	0,3	0,03	0,3
$H_0, \text{ м}$	100	150	20	100	100	200	200	20	50	50

*Задача 5.* Два одинаковых насоса работают параллельно и подают воду в открытый резервуар из колодца на высоту  $H$  по трубопроводу диаметром  $d$ , длиной  $L$  с коэффициентом гидравлического трения  $\lambda = 0,03$  и суммарным коэффициентом местных сопротивлений  $\zeta_c = 30$ .

Определить рабочую точку (подачу и напор) при совместной работе насосов на сеть. Как изменятся суммарная подача и напор, если частота вращения рабочего колеса одного из насосов увеличится на 10%? (Данные, необходимые для построения характеристики  $Q - H$ , те же, что и в задаче 4.)

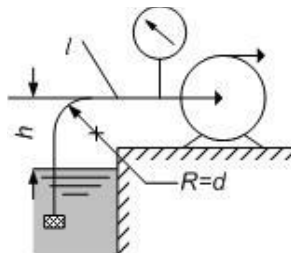
Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$H, \text{ м}$	24	30	45	40	60	30	25	40	50	60
$d, \text{ мм}$	310	185	180	180	200	170	1330	170	190	250
$L, \text{ м}$	320	190	185	190	210	175	125	175	200	260
$Q_0, \text{ м}^3/\text{с}$	0,05	0,06	0,07	0,065	0,10	0,05	0,025	0,06	0,08	0,15
$H_0, \text{ м}$	80	100	150	130	200	100	80	140	160	200

*Задача 6.* Два одинаковых насоса работают последовательно и подают воду в открытый резервуар из колодца на высоту  $H$ . Определить рабочую точку (напор и подачу) при совместной работе насосов на сеть, если коэффициент сопротивления сети (системы)  $\zeta_c$  равен 12, а диаметр трубопровода  $d$ . Как изменяются суммарный напор и подача, если частота вращения рабочего колеса одного из насосов увеличится на 12%? (Данные, необходимые для построения характеристики  $Q - H$ , те же, что и в задаче 4.)

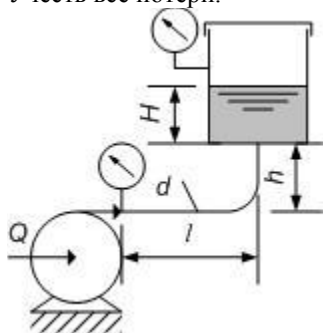
Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$H$ , м	6	4	3	4	6	10	3	4	6	5
$d$ , мм	25	32	20	25	20	32	30	20	20	32
$Q_0$ , л/с	1,5	0,5	0,6	0,7	0,65	1,0	0,5	0,25	0,6	0,8
$H_0$ , м	20	8	10	15	13	20	10	8	14	16

**Задача 7.** Вода с расходом  $Q = 42$  л/с перекачивается по трубопроводу общей длиной  $l = 200$  м, составленному из старых чугунных труб диаметром  $d = 120$  мм. Определить, насколько уменьшится мощность, расходуемая на перекачку воды, при указанном расходе  $Q$ , если чугунные трубы заменить гладкими стальными того же диаметра. Температура воды  $t = 20^\circ\text{C}$ , кпд насосного агрегата, осуществляющего перекачку воды,  $\eta_n = 0,75$ .

**Задача 8.** Определить высоту установки насоса  $h$ , если его подача  $Q = 50$  л/с, показания вакуумметра на входе в насос  $p_b = -80$  кПа. Длина всасывающей линии  $l = 10$  м, диаметр  $d = 150$  мм, жидкость – масло АМГ-10,  $t_m = 40^\circ\text{C}$ . Материал трубы – сталь, коэффициент сопротивления фильтра  $\zeta_\phi = 1,6$ . Учесть все потери напора.



**Задача 9.** Определить подачу насоса (см. предыдущий рис.), если высота установки  $h = 4$  м, показание вакуумметра, установленного на входе в насос  $p_b = -70$  кПа, длина трубы  $l = 5$  м,  $d = 155$  мм,  $t = 25^\circ\text{C}$ . Труба асбестоцементная. Коэффициенты сопротивления фильтра  $\zeta_\phi = 1,6$ . Учесть все потери.



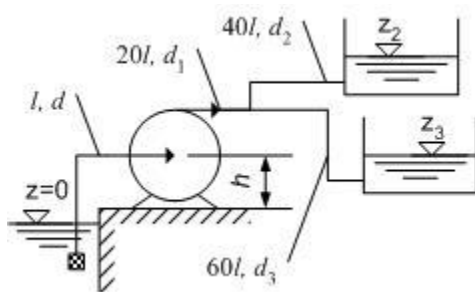
**Задача 10.** Определить давление  $p_m$ , которое создает насос, чтобы обеспечить подачу бензина  $Q = 100$  л/мин в бак с давлением  $p_1 = 80$  кПа. Дано:  $H = 0,5$  м,  $h = 4$  м,  $l = 10$  м,  $d = 25$  мм. Материал трубы – сталь, температура бензина  $t = 20^\circ\text{C}$ .

**Задача 11.** Характеристику центробежного насоса, полученную для рабочего колеса диаметром  $D_2 = 432$  мм при  $n_1 = 1450$  об/мин и заданную таблично, пересчитать на другой размер рабочего колеса  $D_2 = 400$  мм и другую частоту вращения  $n_2 = 1800$  об/мин.

$Q, \text{ л/с}$	60	80	100	120	140	160	180
$H, \text{ м}$	62	61	59	56	52	47	40

**Задача 12.** Заданную в табличной форме характеристику центробежного насоса при частоте вращения  $n_1 = 1450$  об/мин пересчитать на частоту вращения  $n_2 = 960$  об/мин. Определить, как изменится при этом мощность насоса. Характеристики представить в виде графиков.

$Q, \text{ л/с}$	60	80	100	120	140	160	180
$H, \text{ м}$	84	85	84	83	82	80	78



**Задача 13.** Определить мощность насоса при заданном расходе воды  $Q = 60$  л/с ( $t = 20^\circ\text{C}$ ), если  $h = 5$  м,  $l = 10$  м,  $d_1 = 200$  мм,  $d_2 = 175$  мм,  $d_3 = 150$  мм,  $\Delta z_2 = 20$  м,  $\Delta z_3 = 10$  м. Трубы стальные. Местными сопротивлениями пренебречь.

### 1.6.2. Гидродинамические передачи

Гидродинамической передачей называют машину, обеспечивающую передачу мощности от двигателя к движителю без жесткой связи между ними за счет взаимодействия лопастных систем с рабочей жидкостью. Этот тип передач используют с целью согласования работы двигателя, рассчитанного на работу в определенном режиме, при котором его экономические показатели оптимальны, с исполнительным механизмом, работающим при переменных нагрузках.

КПД гидропередачи

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1} = k \cdot i, \quad (1.101)$$

где  $N_2$  и  $N_1$  – мощности на ведомом и ведущем валах гидропередачи, соответственно;  $M_2$  и  $M_1$  – моменты на ведомом и ведущем валах гидро-

передачи;  $n_2$  и  $n_1$  – частота вращения ведомого и ведущего валов;  $k = M_2/M_1$  – коэффициент трансформации крутящего момента;  $i = n_2/n_1$  – передаточное отношение.

В установившемся режиме работы условие равновесия может быть представлено в следующем виде:

$$M_1 - M_2 \pm M_3 = 0, \quad (1.102)$$

где  $M_3$  – момент, воспринимаемый внешними опорами.

Гидропередачу, в которой отсутствует внешняя опора ( $M_3=0$ ), называют *гидромуфтой*. Для гидромуфты справедливы следующие соотношения:

$$M_1 = M_2, k = 1, \eta = 1. \quad (1.103)$$

Гидротрансформатор – это гидропередача, в которой с целью трансформации (изменения) крутящего момента установлены внешние опоры, способные воспринимать некоторую его долю.

Гидромуфта состоит из центробежного насоса (н) и центростремительной турбины (т) с предельно сближенными лопастными системами. Интенсивность циркуляции жидкости в ней и величина передаваемого момента зависят от скольжения, которое определяют по формуле:

$$s = \frac{n_H - n_T}{n_H}. \quad (1.104)$$

Максимальный момент гидромуфты развивает в момент включения, т.е. при  $n_T = 0$ .

Кпд гидромуфты и его связь со скольжением описывают следующими зависимостями:

$$\eta = i, \quad s = 1 - \eta = 1 - i. \quad (1.105)$$

При проектировании гидромуфт используют обобщенные характеристики, полученные при исследовании моделей и уравнения мощности и момента, найденные на основании теории подобия, а именно:

$$N = \lambda_N \rho \omega^3 D^5; M = \lambda_M \rho \omega^2 D^5, \quad (1.106)$$

где  $\lambda_N$  – коэффициент мощности ( $\lambda_N = N/(\rho \omega^3 D^5)$ )  $\lambda_M$  – коэффициент момента ( $\lambda_M = M/(\rho \omega^2 D^5)$ ),  $\omega$  – угловая скорость,  $s^{-1}$  ( $\omega = \pi n/30$ ).

Внешней характеристикой гидромуфты называют зависимость крутящего момента, мощности и кпд от числа оборотов ведомого (турбинного) вала при постоянном числе оборотов ведущего вала.

Приведенной характеристикой называют зависимость коэффициента момента от скольжения, либо передаточного отношения.

Для построения графика совместной работы двигателя и гидромуфты необходимо располагать внешней характеристикой двигателя –  $M_{дв} = f(n_{дв})$  и приведенной характеристикой гидромуфты.

Задаются значением передаточного отношения  $i$  и по приведенной характеристике муфты находят соответствующее значение коэффициента момента  $\lambda_M$ . Используя уравнение момента, строят кривую моментов насосного колеса от его оборотов –  $M = f(n_n)$ . Точка пересечения этой кривой с характеристикой двигателя представляет собой точку совместной работы. Построения повторяют для различных значений передаточных отношений.

Гидромуфту можно считать приспособленной к двигателю, если соблюдаются два условия:

- ✓ оптимальный режим муфты ( $i = 0,97$ ) совпадает с оптимальным режимом двигателя.
- ✓ при остановке турбинного вала из-за перегрузки двигатель развивает максимальный момент.

### Задачи

*Задача 1.* Пользуясь характеристикой гидромуфты, определить расчетный и максимальный моменты, передаваемые ею, а также передаточное отношение, коэффициент полезного действия и скольжение при этих режимах, если активный диаметр гидромуфты  $D$ , частота вращения ведущего вала  $n_1$ , рабочая жидкость – трансформаторное масло. Как изменятся передаваемый крутящий момент и мощность, если частоту вращения ведущего вала увеличить в полтора раза?

#### Характеристика гидромуфты

$i = n_2/n_1$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9	1,0
$\lambda_M \cdot 10^7$	60	56,5	51	43	32	24	0

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$D$ , мм	440	420	500	450	440	430	420	460	480	500
$n_1$ , об/мин	1500	2000	1500	1200	2200	1800	1400	1000	1300	1600

*Задача 2.* Пользуясь характеристикой, приведенной в задаче 1, определить активный диаметр и построить внешнюю (моментную) характеристику гидромуфты, предназначенной для работы с асинхронным

электродвигателем, развивающим максимальный крутящий момент  $M_{\text{макс}}^{\text{д}}$  при частоте вращения  $n_{\text{д}}$ . Рабочая жидкость – минеральное масло.

Указание. Активный диаметр может быть определен по уравнению моментов совмещением режимов гидромолоты при  $i = 0$  и электродвигателя при  $M_{\text{макс}}^{\text{д}}$ .

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$M_{\text{макс}}^{\text{д}}, \text{Н*М}$	300	350	250	400	300	350	250	400	270	280
$n_{\text{д}}, \text{об/мин}$	2200	1100	1100	2200	1100	2200	2200	2200	1100	2200

### 1.6.3. Объёмные гидравлические машины и гидроприводы

**Поршневые насосы.** Основные геометрические параметры:  $D$  – диаметр поршня;  $r$  – радиус кривошипа;  $l$  – длина шатуна;  $S = 2 \cdot r$  – ход поршня.

Рабочий объем

$$q = \pi \frac{D^2}{4} S. \quad (1.107)$$

Средняя теоретическая подача

$$Q_{\tau} = q \frac{n}{60}, \quad (1.108)$$

где  $n$  – число оборотов коленчатого вала (число двойных ходов поршня) в минуту.

Действительная подача меньше теоретической на величину утечек, учитываемых объемным КПД

$$Q = Q_{\tau} \eta_0. \quad (1.109)$$

**Шестеренные машины.** Процесс нагнетания жидкости осуществляется за счет ее переноса во впадинах шестерен. При инженерных расчетах подача насоса может быть определена по приближенной формуле, основанной на допущении, что количество жидкости, подаваемой за один оборот вала, равно сумме объемов впадин между зубьями. При этом объемы впадины и зуба считают равными и определяют по формуле

$$W = bz_f, \quad (1.110)$$

где  $b$  – толщина зуба;  $z$  – число зубьев;  $f$  – площадь впадины.

Поскольку, как правило, шестерни одинаковы, то рабочий объем машины

$$q = 2bzf. \quad (1.111)$$

Считая, что высота зуба равна двум модулям ( $2m$ ), а его ширина – половине шага ( $t/2$ ), получим

$$f \cong mt. \quad (1.112)$$

Выразив модуль и шаг через диаметр начальной окружности  $d_H$  ( $m = d_H / z$ ,  $t = \pi d_H / z$ ), получим формулу для величины рабочего объема:

$$q = \frac{2\pi d_H^2 b}{z} = 2\pi d_H m b. \quad (1.113)$$

Теоретическая подача

$$Q_t = q \frac{n}{60}. \quad (1.114)$$

Шестеренные машины обратимы. Момент, развиваемый шестерённым гидравлическим мотором при подаче в него жидкости под избыточным давлением  $p$  равен

$$M = \frac{pq}{2\pi}. \quad (1.115)$$

**Силовым гидроцилиндром** называют гидравлический двигатель с поступательным движением выходного звена. Отношение усилия на гидроцилиндре  $F_{дв}$ , к усилию, приложенному к поршневому насосу  $F_H$  называют передаточным отношением  $i$ . Если пренебречь падением давления в линиях связи, то ввиду равенства давлений в насосе и гидроцилиндре ( $p_H = p_{дв}$ ) получим

$$\frac{F_{дв}}{F_H} = \frac{S_{дв}}{S_H} = i, \quad (1.116)$$

где  $S_{дв}$  и  $S_H$  – площади поршней гидроцилиндра и насоса,  $m^2$ .

Объём жидкости, вытесняемой поршнем (гидроцилиндра, либо насоса) в единицу времени

$$Q = SV, \quad (1.117)$$

где  $V$  – скорость движения поршня, м/с.

Мощность гидроцилиндра определяют по формуле:

$$N = FV = pQ. \quad (1.118)$$

**Гидромоторами** называют гидравлические двигатели вращательного движения.



Рабочим объемом гидромотора  $q_M$  называют объем жидкости, проходящий через него за один оборот вала при перепаде давлений равном нулю. Характерным объемом  $w$  называют суммарное увеличение объемов рабочих камер, приходящееся на один радиан угла поворота вала гидромашины. Расход жидкости через гидромотор, который в идеальном случае при отсутствии утечек равен подаче насоса, вычисляют по уравнению:

$$Q_H = \frac{q_H n_H}{60} = w\omega, \quad (1.119)$$

где  $n_M$  – число оборотов вала гидромотора в минуту;  $\omega$  – угловая скорость вращения вала,  $c^{-1}$ .

Теоретическая скорость вращения вала гидромотора

$$n_H = n_M \frac{q_M}{q_H}, \quad (1.120)$$

где индексы « $M$ » и « $H$ » относятся к гидромотору и насосу соответственно.

Выходная мощность гидропередачи равна мощности гидромотора

$$N_H = P_H Q_H. \quad (1.121)$$

Обычно в гидроприводе в качестве выходного параметра рассматривают не мощность, а момент, который определяют по формуле:

$$M_H = \frac{N_H}{\omega_H} = \frac{P_H q_H}{2\pi}, \quad (1.122)$$

где  $\omega$  – угловая скорость вала гидромотора,  $1/c$ .

В реальных условиях объемные потери, связанные с утечками, приводят к снижению скорости вращения вала гидромотора, что учитывают объемным КПД

$$\eta_0 = \frac{n_M}{n_{MT}}, \quad (1.123)$$

где  $n_{MT}$  – теоретическая скорость вращения вала.

Влияние внутренних сопротивлений приводит к снижению момента на выходном валу, что учитывают с помощью гидравлического КПД

$$\eta_\tau = \frac{M_H}{M_{HT}}, \quad (1.124)$$

где  $M_{MT}$  – теоретический момент на выходном валу.

КПД гидропередачи определяют по формуле:

$$\eta = \frac{N_{вых}}{N_{вх}} = \eta_0 \eta_\tau \eta_{мех}, \quad (1.125)$$

где  $\eta_{мех}$  – механический КПД передачи.

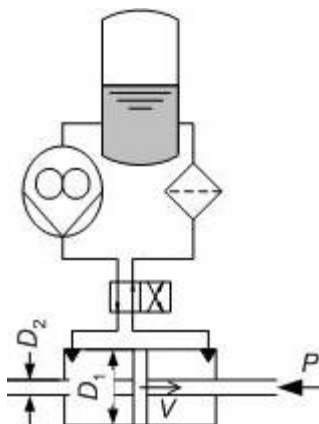
## Задачи

**Задача 1.** Определить полезную мощность насоса объемного гидропривода, если внешняя нагрузка на поршень силового гидроцилиндра  $F$ , скорость рабочего хода  $V$ , диаметр поршня  $D_1$ , диаметр штока  $D_2$ . Механический кпд гидроцилиндра  $\eta_m = 0,96$ , объемный кпд  $\eta_o = 0,97$ . Общая длина трубопровода системы  $L$ ; диаметр трубопровода  $d$ ; суммарный коэффициент местных сопротивлений  $\sum \zeta = 20$ . Рабочая жидкость в системе – спиртоглицериновая смесь ( $\rho = 1210 \text{ кг/м}^3$ ,  $\nu = 1,2 \text{ см}^2/\text{с}$ ).

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F$ , кН	50	60	70	80	90	100	90	80	70	60
$V$ , см/с	4	9,5	12,5	8,6	3,5	5,6	3,4	11	8	5,3
$D_1$ , мм	110	120	130	138	145	155	145	138	130	120
$D_2$ , мм	36	40	44	46	48	52	48	46	43	40
$L$ , м	10	15	12	10	8	14	12	10	8	12
$d$ , мм	15	20	25	22	14	20	15	25	20	15

**Задача 2.** Поршневой насос простого действия с диаметром цилиндра  $D$ , ходом поршня  $S$ , числом двойных ходов в минуту  $n$  и объемным кпд  $\eta_o = 0,9$  подает рабочую жидкость в систему гидропривода. При какой частоте вращения должен работать включенный параллельно шестерённный насос с начальным диаметром шестерни  $d_n$ , шириной шестерен  $b$ , числом зубьев  $z = 30$  и объемным кпд  $\eta_o = 0,86$ , чтобы количество подаваемой жидкости удвоилось?

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$D$ , мм	80	90	100	110	120	70	90	100	110	80
$S$ , мм	200	260	160	220	180	240	280	300	320	340
$n$ , об/мин	60	75	50	65	55	70	80	85	90	95
$d_n$ , мм	64	72	80	88	96	56	72	80	88	64
$b$ , мм	50	65	40	55	45	60	70	75	80	85



**Задача 3.** Определить мощность шестерённого насоса, используемого в объемной гидропередаче для перемещения поршня гидроцилиндра, если внешняя нагрузка поршня при рабочем ходе (справа налево)  $P = 5000 \text{ Н}$ , скорость рабочего хода  $V = 0,15 \text{ м/с}$ , диаметр поршня  $D_1 = 50 \text{ мм}$ , диаметр штока  $D_2 = 20 \text{ мм}$ .

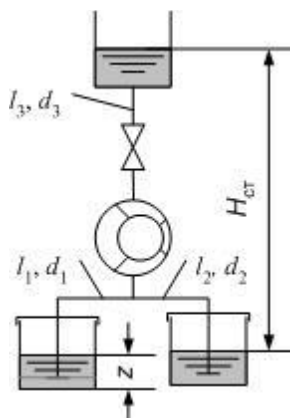
Рабочая жидкость в системе – спирто-глицериновая смесь плотностью  $\rho = 1235 \text{ кг/м}^3$  и кинематической вязкостью  $\nu = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ .

Общая длина трубопровода системы  $l = 11 \text{ м}$ , диаметр  $d = 10 \text{ мм}$ . Местные потери в гидрораспределителе и фильтре выражаются через относительные эквивалентные длины труб, равные соответственно  $l_3/d = 40$  и  $60$ .

Какова мощность насоса при обратном ходе поршня, если преодолеваемое при этом усилие равно  $1000 \text{ Н}$ ?

**Задача 4.** Пластинчатый насос, подача которого  $Q = 1 \text{ л/с}$ , нагнетает масло в верхний бак из двух баков с одинаковыми уровнями. Всасывающие трубы имеют равные диаметры  $d_1 = d_2 = 20 \text{ мм}$  и равные приведенные длины  $l_1 = l_2 = 4 \text{ м}$ . Диаметр и приведенная длина напорной трубы  $d_3 = 20 \text{ мм}$  и  $l_3 = 6 \text{ м}$ .

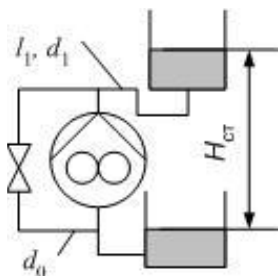
Определить напор насоса  $H_n$  и мощность двигателя  $N_{дв}$  при высоте подъема  $H_{ст} = 5 \text{ м}$ , если кинематическая вязкость масла  $\nu = 0,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ , его плотность  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$  и КПД насоса  $\eta = 0,7$ .



Как изменится напор насоса, если в левом баке уровень жидкости ниже, чем в правом, на  $z = 2 \text{ м}$ ?

Указание. При разнице  $z$  уровней в баках потери напора в левой и правой всасывающих трубах связаны уравнением  $h_{ном1} + z = h_{ном2}$ ; решая его совместно с  $Q_1 + Q_2 = Q_n$ , находим расходы  $Q_1$  и  $Q_2$  во всасывающих трубах. Для установления зависимости потерь напора от расхода предварительно следует определить режим движения в трубах.

**Задача 5.** Шестеренный бензонасос, подача которого  $Q_n = 4$  л/с, снабжен обводной трубой, возвращающей часть его подачи на сторону всасывания. Статический напор установки  $H_{ст} = 8$  м.



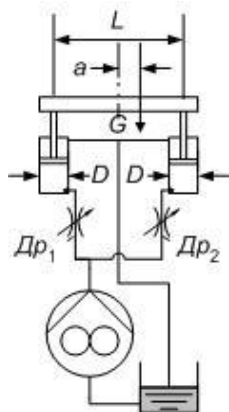
Диаметр основного трубопровода  $d_1 = 50$  мм, его приведенная длина  $l_1 = 50$  м ( $\lambda = 0,025$ ). Диаметр обводной трубы  $d_0 = 32$  мм, ее суммарный коэффициент сопротивления (включая частично прикрытый вентиль)  $\sum \zeta = 3$ .

Определить подачу в верхний бак и мощность, потребляемую насосом (кпд насоса  $\eta = 70\%$ , плотность бензина  $\rho = 750$  кг/м<sup>3</sup>).

При каком наименьшем значении  $\zeta$  обводной трубы подача в верхний бак прекратится?

Какую мощность будет потреблять насос при выключенной обводной трубе?

Указание. Характеристика шестеренного насоса в координатах  $H_n - Q_n$  может быть приближенно изображена вертикальной прямой  $Q_n = \text{const}$ .



**Задача 6.** Для подъема груза массой  $G = 10,2$  т со скоростью  $V = 0,16$  м/с используются два параллельно работающих гидроцилиндра диаметром  $D = 100$  мм. Расстояние между осями гидроцилиндров  $L = 5$  м.

При укладке груза его центр тяжести может смещаться от среднего положения на  $a = 250$  мм.

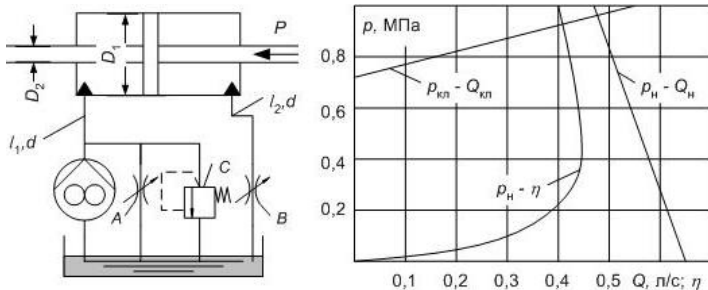
Каким должен быть коэффициент сопротивления дросселя  $Dp_1$  в напорном трубопроводе насоса, чтобы груз поднимался без перекашивания? Коэффициент сопротивления полностью открытого дросселя  $Dp_2$  в другой ветви трубопровода принять равным нулю.

Какими будут при этом подача насоса и развиваемое им давление?

Диаметр трубопровода  $d = 12$  мм. Плотность рабочей жидкости  $\rho = 880$  кг/м<sup>3</sup>.

Потерями напора в трубопроводах системы, а также трением и утечками в гидроцилиндрах пренебречь.

**Задача 7.** Шестеренный насос объемной гидропередачи подает масло (вязкость  $\nu = 0,3 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с, относительная плотность  $\delta = 0,92$ ) в гидроцилиндр (диаметры поршня и штока  $D_1 = 100$  мм и  $D_2 = 40$  мм), нагруженный усилием  $P = 3300$  Н.



Характеристика насоса при  $n = \text{const}$  задана в виде зависимости подачи насоса  $Q_n$  и его кпд  $\eta$  от развиваемого насосом давления  $p_n$ .

Напорная труба, идущая от насоса к гидроцилиндру, имеет приведенную длину  $l_1 = 2$  м и диаметр  $d = 15$  мм; сливная труба гидроцилиндра имеет размеры  $l_2 = 8$  м (приведенная длина с учетом сопротивления полностью открытого дросселя  $B$ ),  $d = 15$  мм.

Насос снабжен перепускной трубой с дросселем  $A$  и переливным клапаном  $C$ , характеристика которого задана в виде зависимости между расходом  $Q_{\text{кл}}$  через клапан и давлением насоса  $p_n$ .

Определить скорость  $V_n$  поршня и мощность  $N_{\text{дв}}$ , потребляемую насосом при закрытом дросселе  $A$  и полностью открытом дросселе  $B$ .

Сравнить мощность, потребляемую насосом при уменьшении скорости поршня до  $V'_n = 0,25 \cdot V_n$  двумя способами – прикрытием дросселя  $B$  при полностью закрытом дросселе  $A$  и открытием дросселя  $A$  при полностью открытом дросселе  $B$ .

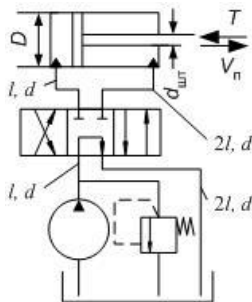
**Задача 8.** Для системы по условию задачи 7, при закрытом дросселе  $A$  и полностью открытом дросселе  $B$  определить:

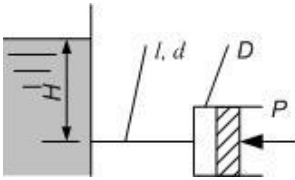
Нагрузку  $P_1$ , при которой откроется переливной клапан  $C$ . Какими будут при этой нагрузке скорость  $V_n$  поршня и мощность  $N_1$ , потребляемая насосом?

При какой нагрузке  $P_2$  поршень остановится? Какова будет при этом потребляемая насосом мощность  $N_2$ ?

Трением и утечками в цилиндре пренебречь.

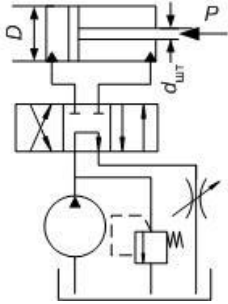
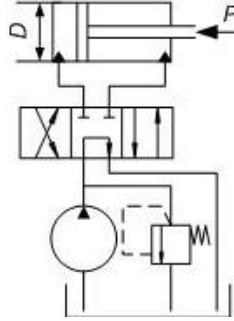
**Задача 9.** Подобрать параметры насоса ( $P$ ,  $Q$ ) для осуществления движения поршня под нагрузкой  $T = 5$  кН со скоростью  $V_n = 1,2$  м/с. Жидкость – масло гидравлическое. Вязкость  $\nu = 4 \cdot 10^1$  Ст, другие данные:  $\gamma = 8,85$  кН/м<sup>3</sup>,  $D = 100$  мм,  $d_{\text{шт}} = 60$  мм,  $d = 12$  мм,  $l = 2$  м. Трубы стальные, новые. Учитывать только местные потери в распределителе  $\zeta_p = 5$ .





**Задача 10.** Какой напор  $H$  необходимо создать в начале маслопровода, чтобы обеспечить перемещение поршня со скоростью  $V = 15 \text{ см/с}$ ? В расчете учесть потери по длине. Дано:  $l = 1,8 \text{ м}$ ,  $d = 10 \text{ мм}$ ,  $D = 60 \text{ мм}$ ,  $P = 500 \text{ Н}$ ,  $t_m = 30^\circ\text{C}$ , материал трубы – латунь. Масло – И-12.

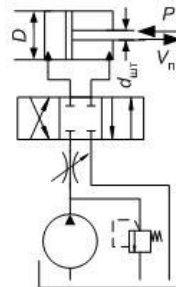
**Задача 11.** Жидкость ( $\gamma = 8,85 \text{ кН/м}^3$ ) при расходе  $Q = 3 \text{ л/с}$  от насоса подается к золотнику под давлением  $16 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ , а от золотника в поршневую полость гидроцилиндра, диаметр которого  $D = 70 \text{ мм}$ . К штоку гидроцилиндра приложена сила  $P = 2040 \text{ Н}$ . Пренебрегая трением и не учитывая избыточное давление в штоковой полости, рассчитать скорость движения поршня при установившемся движении, если площадь проходного сечения золотника  $f = 20 \text{ мм}^2$ , а его коэффициент расхода  $\mu = 0,62$ .



**Задача 12.** В схеме объемной гидростатической передачи регулируемый дроссель установлен на выходе. Перепад давления на золотниковом распределительном устройстве  $\Delta p_{\text{зол}} = 25 \cdot 10^5 \text{ Па}$ , перепад давления на дросселе  $\Delta p_{\text{др}} = 3 \cdot 10^4 \text{ Па}$ . Величина нагрузки на поршне гидроцилиндра  $P = 25 \text{ кН}$ , диаметр штока  $d_{\text{шт}} = 40 \text{ мм}$ , диаметр поршня  $D = 75 \text{ мм}$ . Скорость движения поршня  $V_n = 4 \text{ м/мин}$ . Определить производительность и потребляемую мощность насоса, если объ-

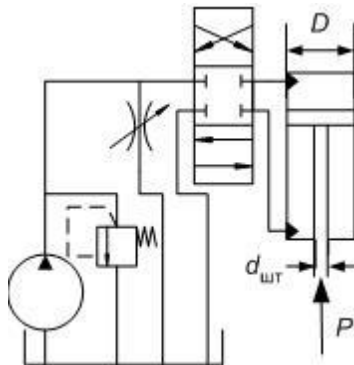
емный кпд его  $\eta_o = 0,86$ , гидравлический  $\eta_r = 1$ , механический  $\eta_{\text{мех}} = 0,9$ . Утечки и потери напора в гидролиниях и остальных узлах и не учитывать. Жидкость – масло индустриальное И-20.

**Задача 13.** В гидроприводе поступательного движения поршня гидроцилиндра  $V_n$  регулируется дросселем, установленным на входе. Нагрузка на поршень  $P = 5 \text{ кН}$ , силы трения в уплотнениях поршня и штока составляют 5%. Диаметр поршня  $D = 100 \text{ мм}$ , штока –  $d_{\text{шт}} = 60 \text{ мм}$ . Скорость поршня  $V_n = 6 \text{ м/мин}$ . Перепад давления на золотнике-распределителе  $\Delta p_{\text{зол}} = 20 \cdot 10^4 \text{ Па}$ , давление

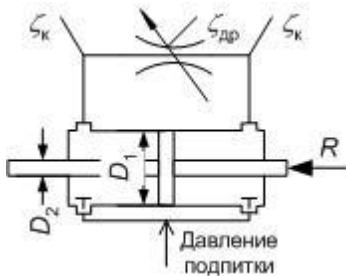


жидкости в штоковой полости  $p_{шт} = 3 \cdot 10^4$  Па. Площадь проходного отверстия дросселя  $f = 10 \text{ мм}^2$ , коэффициент расхода дросселя  $\mu = 0,7$ . Утечки рабочей жидкости ( $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$ ) на участке дроссель – гидроцилиндр составляют 5% от расхода, поступающего в гидроцилиндр. Рассчитать подачу и эффективную мощность насоса.

**Задача 14.** В гидроприводе поступательного движения дроссель включен параллельно гидроцилиндру. Диаметр поршня  $D = 150 \text{ мм}$ , штока –  $d_{шт} = 60 \text{ мм}$ , нагрузка  $R = 16 \text{ кН}$ , ход поршня  $l = 800 \text{ мм}$ , площадь проходного отверстия дросселя  $f = 4 \text{ мм}^2$ , коэффициент расхода дросселя –  $\mu = 0,65$ , подача насоса –  $Q = 60 \text{ л/мин}$ . Определить время одного цикла работы гидроцилиндра, пренебрегая ускорением



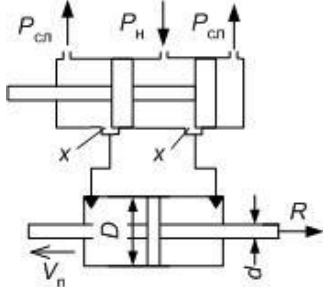
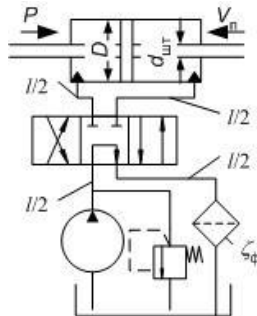
поршня, силами трения и утечками жидкости в системе и учитывая только перепад давления в распределителе  $\Delta p_p = 20 \text{ Н/см}^2$ . Рабочая жидкость – масло индустриальное И-30.



**Задача 15.** Гидравлический демпфер представляет собой цилиндр, в котором под действием внешней силы перемещается поршень, перегоняя масло ( $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ ) из одной полости в другую через обводную трубку с регулируемым дросселем. Диаметры поршня  $D_1 = 50 \text{ мм}$ , его проходного штока  $D_2 = 20 \text{ мм}$  и обводной

трубки  $d = 5 \text{ мм}$ . Каков должен быть коэффициент сопротивления дросселя  $\zeta_{др}$ , чтобы при нагрузке  $R = 6500 \text{ Н}$  скорость перемещения поршня равнялась  $V = 0,2 \text{ м/с}$ ? В трубке учитывать только местные сопротивления, предполагая турбулентный режим движения жидкости. Коэффициент сопротивления каждого из двух колен на трубке  $\zeta_k = 1,25$ . Утечками и трением в цилиндре пренебречь.

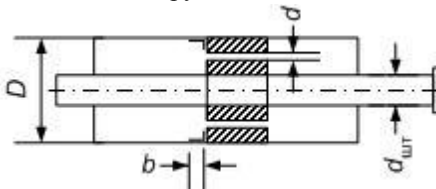
**Задача 16.** Определить мощность шестеренного насоса, используемого в объемной гидропередаче для перемещения поршня гидроцилиндра, если внешняя нагрузка поршня при рабочем ходе (справа налево)  $p = 5$  кН. Скорость рабочего хода  $V_{п} = 0,2$  м/с, диаметр поршня  $D = 50$  мм, диаметр штока –  $d_{шт} = 20$  мм. Общая длина напорной и сливной линии  $l = 12$  м, диаметр трубопровода  $d_{тр} = 10$  мм. Местные сопротивления не учитывать за исключением сопротивления золотника и фильтра. Коэффициент сопротивления фильтра  $\zeta_{ф} = 11,6$ , золотника  $\zeta_{зол} = 16$ . Рабочая жидкость – масло индустриальное И-20.



**Задача 17.** Рабочая жидкость ( $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>) подается в цилиндр гидроусилителя (диаметр поршня  $D = 80$  мм, диаметр штока  $d = 30$  мм) через командный золотник с прямоугольными окнами шириной  $b = 2$  мм и переменной высотой  $x$ . Коэффициент расхода золотниковых окон  $\mu = 0,5$ . Давление питания на входе в золотник

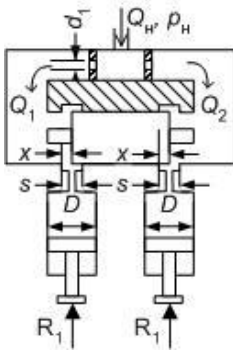
$p_{п} = 20$  МПа поддерживается постоянным. Давление слива  $p_{сл} = 0$ . Определить скорость движения поршня  $V_{п}$  при полном открытии золотника ( $x = 2$  мм) при нагрузке  $R = 70$  кН. Указать, какова максимальная скорость поршня при  $R = 0$  и при какой максимальной нагрузке  $V_{п} = 0$ .

**Задача 18.** Определить скорость перемещения поршня гидротормоза диаметром  $D = 200$  мм со штоком диаметром  $d_{шт} = 80$  мм, нагруженного силой  $P = 120$  кН, если пере-



текание жидкости из левой полости цилиндра в правую происходит через два отверстия в поршне диаметром  $d = 10$  мм, при этом давление в правой полости  $p_{п} = 0$ . Коэффициент расхода отверстий  $\mu = 0,6$ , плотность жидкости  $\rho = 865$  кг/м<sup>3</sup>. Коэффициент трения в манжете поршня шириной 25 мм  $f = 0,15$ .

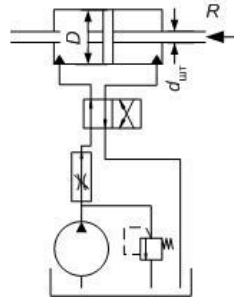




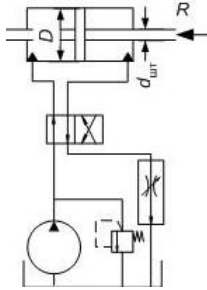
**Задача 19.** Объемный насос, подача которого  $Q_n = 240 \text{ см}^3/\text{с}$ , питает рабочей жидкостью ( $\rho = 855 \text{ кг/м}^3$ ) два параллельных силовых гидроцилиндра одинакового диаметра  $D = 50 \text{ мм}$ . Для синхронизации работы цилиндров использован делитель расхода, в котором две ветви потока проходят через дроссельные шайбы диаметром  $d_1 = 2 \text{ мм}$  и цилиндрические золотниковые окна высотой  $S = 2 \text{ мм}$ , перекрываемые плавающим поршеньком диаметром  $d = 10 \text{ мм}$ . При неодинаковых нагрузках поршень смещается, изменяя сопротивление ветвей и поддерживая равенство расходов, поступающих в гидроцилиндры. Определить скорость установившегося движения поршней гидроцилиндров, давление  $p_n$  насоса на входе в делитель и смещение  $x$  поршенька из крайнего левого положения при нагрузках  $R_1 = 20 \text{ кН}$  и  $R_2 = 15 \text{ кН}$ . Коэффициент расхода дроссельных шайб  $\mu_1 = 0,6$ , золотниковых окон  $\mu_2 = 0,5$ . Потерями напора в трубах, трением и утечками в гидроцилиндрах пренебречь.

Определить скорость установившегося движения поршней гидроцилиндров, давление  $p_n$  насоса на входе в делитель и смещение  $x$  поршенька из крайнего левого положения при нагрузках  $R_1 = 20 \text{ кН}$  и  $R_2 = 15 \text{ кН}$ . Коэффициент расхода дроссельных шайб  $\mu_1 = 0,6$ , золотниковых окон  $\mu_2 = 0,5$ . Потерями напора в трубах, трением и утечками в гидроцилиндрах пренебречь.

**Задача 20.** В гидравлическом приводе с дроссельным регулированием обязательным элементом является предохранительный клапан. Определить величину нагрузки  $R$  на поршне гидроцилиндра, при которой откроется предохранительный клапан, настроенный на  $20 \text{ МПа}$ . Подача насоса  $Q = 27 \text{ л/мин}$ . Площадь сечения дросселя  $f_{др} = 4 \text{ мм}^2$ . Коэффициент расхода дросселя  $\mu = 0,72$ . Жидкость минеральное масло ( $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ ,  $\nu = 0,4 \text{ см}^2/\text{с}$ ), поршень имеет размеры:  $D = 50 \text{ мм}$



штока.  $d_{шт} = 30 \text{ мм}$ . Учитывать только потери в дросселе и распределителе  $\Delta p_p = 1,6 \text{ МПа}$ . Утечками жидкости в напорной магистрали пренебречь.



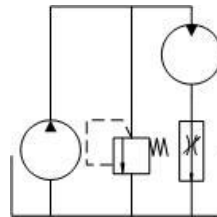
**Задача 21.** Определить максимальную скорость движения поршня гидравлического цилиндра, нагруженного силой  $R = 35 \text{ кН}$ .

Диаметр поршня  $D = 55 \text{ мм}$ , штока  $d_{шт} = 30 \text{ мм}$ . Площадь проходного сечения дросселя  $f_{др} = 6 \text{ мм}^2$ , коэффициент расхода дросселя  $\mu = 0,8$ , жидкость – глицерин,  $t = 40^\circ\text{C}$ .

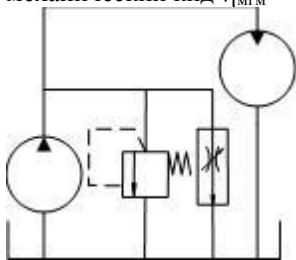
Перепад давления в распределителе  $\Delta p_p = 1 \text{ МПа}$ . Предохранительный клапан настроен на  $25 \text{ МПа}$ . Утечками жидкости в напорной магистрали пренебречь.

Учесть потери в дросселе и распределителе.

**Задача 22.** В схеме гидропривода вращательного движения дроссель установлен на выходе. Определить давление, развиваемое насосом, подачу и мощность насоса, если рабочий объем гидромотора  $q = 70 \text{ см}^3$ ,  $n_{\text{ГМ}} = 1500 \text{ об/мин}$ , крутящий момент на его валу  $M = 360 \text{ Нм}$ . Перепад давления на дросселе  $\Delta p_{\text{др}} = 2 \cdot 10^5 \text{ Па}$ . Потерями на-



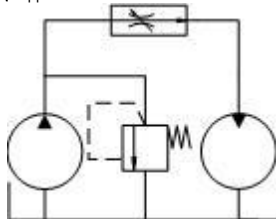
ра в гидролиниях и утечками жидкости пренебречь. Полагать, что расход через клапан  $Q_{\text{кл}} = 0$ , кпд насоса  $\eta_{\text{н}} = 0,92$ , гидромотора  $\eta_{\text{ГМ}} = 0,88$ , его механический кпд  $\eta_{\text{МГМ}} = 0,9$ .



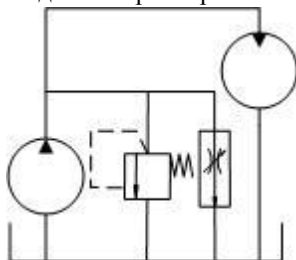
**Задача 23.** В приводе вращательного движения дроссель включен параллельно двигателю. Площадь отверстия дросселя  $f = 6 \text{ мм}^2$ , коэффициент расхода дросселя  $\mu = 0,65$ , крутящий момент на валу гидродвигателя  $M = 10 \text{ Нм}$ , расход жидкости ( $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$ )  $Q = 50 \text{ л/мин}$ , число оборотов  $n = 900 \text{ об/мин}$ . Перепад давления

на участке от насоса до двигателя составляет  $\Delta p = 2 \cdot 10^5 \text{ Па}$ . Вычислить кпд гидропередачи, приняв кпд насоса  $\eta_{\text{н}} = 0,85$ . Потерями напора в гидролиниях слива и утечками жидкости пренебречь. Принять объемный кпд гидродвигателя  $\eta_{\text{огд}} = 1$ , механический  $\eta_{\text{мгд}} = 0,85$ .

**Задача 24.** Рабочая жидкость ( $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$ ) через дроссель с проходным сечением  $f = 50 \text{ мм}^2$  подается в гидромотор, преодолевающий момент кручения  $M = 70 \text{ Нм}$ . Определить, какое давление должен обеспечивать насос, чтобы скорость вращения вала гидромотора равнялась  $\omega = 120 \text{ рад/с}$ . Объемная постоянная гидромотора  $w = 60 \text{ см}^3$ . Потерями напора и утечками жидкости пренебречь. Коэффициент расхода дросселя  $\mu = 0,7$ .

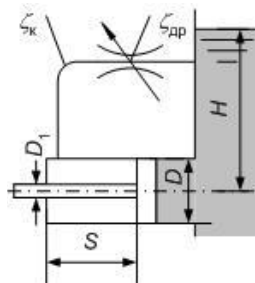


**Задача 25.** При максимальном открытии дросселя  $f_{\text{др}} = 12 \text{ мм}^2$  гидродвигатель вращается со скоростью  $\omega = 60 \text{ рад/с}$ . Крутящий момент на валу гидромотора равен  $M = 40 \text{ Нм}$ . Объемная постоянная гидромотора  $w = 16 \text{ см}^3$ . Вычислить потребляемую насосом мощность, если кпд насоса  $\eta_{\text{н}} = 0,8$ , а гидромотора  $\eta_{\text{ГМ}} = 0,86$ .



Коэффициент расхода дросселя  $\mu = 0,62$ , плотность жидкости  $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$ . Потерями напора в гидрелиниях и утечками жидкости пренебречь. Объемный КПД гидромотора  $\eta_{огм} = 1$ , механический  $\eta_{огм} = 0,86$ .

**Задача 26.** Гидравлическое реле времени, применяемое для включения и выключения устройств через фиксированные промежутки времени, состоит из цилиндра, в котором помещен поршень диаметром  $D = 80 \text{ мм}$  со штоком толкателя диаметром  $D_1 = 40 \text{ мм}$ . Цилиндр присоединен к емкости с постоянным уровнем жидкости  $H_0 = 0,9 \text{ м}$ . Под действием давления жидкости поршень



перемещается, вытесняя жидкость из левой полости в ту же емкость через трубку диаметром  $d = 10 \text{ мм}$ . Вычислить время срабатывания реле, определяемое перемещением поршня на расстояние  $S = 100 \text{ мм}$  из начального положения до упора в торец цилиндра. Движение поршня считать равномерным. В трубке учитывать только местные потери, полагая режим турбулентным. Коэффициент сопротивления колена  $\zeta_k = 1,5$ , дросселя на трубке  $\zeta_{др} = 22$ . Утечками и трением в цилиндре и скоростными напорами в его полостях пренебречь.

## Часть 2. ОСНОВЫ ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ

### 2.1. Основные газодинамические понятия и зависимости

Основными параметрами, отражающими состояние газа, являются абсолютное давление  $p$ , Па, абсолютная температура  $T$ , К и плотность  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>. При нормальном атмосферном давлении на уровне моря ( $1,013 \cdot 10^5$  Па) и температуре 288 К, плотность воздуха равна 1,23 кг/м<sup>3</sup>.

Давление, плотность и температура газа связаны между собой уравнением состояния, которое для идеального газа имеет вид:

$$p = R\rho T, \quad (2.1)$$

где  $R$  – газовая постоянная (для воздуха  $R = 287,1$  Дж/(кг К)).

При отсутствии теплообмена с окружающей средой и необратимых потерь механической энергии, между параметрами газа существует соотношение, которое называют уравнением изэнтропической адиабаты:

$$p = c\rho^k, \quad (2.2)$$

где  $c$  – постоянная, которая определяется по параметрам начального состояния газа,  $k = c_p / c_v$  – показатель изэнтропической адиабаты,  $c_p$  – изобарная теплоемкость, Дж/(кг К);  $c_v$  – изохорная теплоемкость, Дж/(кг К). Показатель адиабаты для одноатомных газов равен 1,66; для двухатомных, к которым относят и воздух, – 1,4; для многоатомных – 1,33.

Связь между основными параметрами в различных точках рассматриваемого процесса определяется следующими уравнениями:

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^k; \quad \frac{p}{p_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{k}{k-1}}; \quad \frac{\rho}{\rho_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (2.3)$$

Характеристикой энергетического состояния газа является скорость звука в нем. Под скоростью звука в газовой динамике понимают скорость распространения в газе слабых возмущений, и она может быть вычислена по формуле:

$$a = \sqrt{\frac{kp}{\rho}} = \sqrt{kRT}. \quad (2.4)$$

Зависимость скорости звука от высоты над уровнем моря в свободной атмосфере может быть определена по «стандартной атмосфере» (прил. 2, табл. П. 2.1).

Важнейшим газодинамическим параметром является число Маха – отношение скорости движения газа к местной скорости звука в нем

$$M = \frac{V}{a}. \quad (2.5)$$

Конусом Маха (линией Маха в плоском течении) называют огибающую поверхность звуковых сферических волн. Угол наклона элемента линии Маха  $\beta$  по отношению к вектору скорости потока в данной точке, называют углом Маха. Между углом Маха и числом Маха существует следующее соотношение:

$$\sin \beta = \frac{1}{M}. \quad (2.6)$$

Параметры потока, соответствующие числу Маха равному единице называют критическими и обозначают «\*»:  $a^*$ ,  $p^*$ ,  $\rho^*$ ,  $T^*$ ,  $i^*$ .

Параметры неподвижного газа (заторможенного потока) обозначают индексом «0»:  $T_0$ ,  $p_0$ ,  $\rho_0$ ,  $i_0$ .

При расчете одномерных адиабатических течений идеального газа главную роль играет уравнение сохранения энергии (уравнение Бернулли):

$$\frac{V^2}{2} + i = i_0, \quad (2.7)$$

где  $i$  – энтальпия газа, Дж/кг,

$$i = \frac{a^2}{k-1} = \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho} = \frac{kRT}{k-1}. \quad (2.8)$$

Уравнение энергии применяют в одной из следующих форм:

$$\tau(\lambda) = \frac{T}{T_0} = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2, \quad (2.9)$$

$$\pi(\lambda) = \frac{p}{p_0} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (2.10)$$

$$\varepsilon(\lambda) = \frac{\rho}{\rho_0} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}, \quad (2.11)$$

где  $\lambda = V/a^*$  – коэффициент скорости;  $\tau(\lambda)$ ,  $\pi(\lambda)$  и  $\varepsilon(\lambda)$  – газодинамические функции (значения их приведены в табл. П. 2.2).

Коэффициент скорости и число Маха связаны между собой уравнениями:

$$\lambda^2 = \frac{\frac{k+1}{2} M^2}{1 + \frac{k-1}{2} M^2}; \quad (2.12)$$

$$M^2 = \frac{2}{k+1} \frac{\lambda^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2}. \quad (2.13)$$

### Задачи

*Задача 1.* Определить газодинамические функции потока воздуха, движущегося со скоростью  $V$  из бака, температура в котором  $T_0$ , давление –  $p_0$ .

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V$ , м/с	200	300	400	500	200	300	400	500	200	500
$T_0$ , К	300	350	400	300	350	400	300	350	400	300
$p_0$ , МПа	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6

*Задача 2.* На высоте  $H$  самолет достиг скорости  $V$ . Какая это скорость, дозвуковая или сверхзвуковая?

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$H$ , км	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V$ , м/с	300	300	300	300	300	400	400	400	400	400

*Задача 3.* До и после изоэнтропического сжатия в некотором объеме воздуха произведены измерения скорости звука. Определить порядок изменения плотности воздуха, если скорость звука возросла на  $x\%$ .

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$x$ , %	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

*Задача 4.* Звук работы двигателя зарегистрирован через  $t$  секунд после пролета самолета над пунктом регистрации. Определить скорость пролета, если высота  $H$ .

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t, \text{ с}$	2,0	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5	3,0	3,0	3,0	3,0
$H, \text{ км}$	1	2	3	1	2	3	4	5	3	6

**Задача 5.** Определить максимальную скорость воздуха, при которой его можно рассматривать как несжимаемую жидкость, если допустимо пренебрегать изменениями плотности до  $x\%$ . Параметры торможения – стандартные на уровне моря.

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$x, \%$	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5

## 2.2. Одномерное изоэнтропическое течение газа

Уравнение сохранения энергии может быть представлено в следующих формах:

$$\begin{aligned} \frac{V_1^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} &= \frac{V_2^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p_2}{\rho_2} = \text{const}; \\ \frac{V_1^2}{2} + \frac{k}{k-1} RT_1 &= \frac{V_2^2}{2} + \frac{k}{k-1} RT_2 = \text{const}; \\ \frac{V_1^2}{2} + \frac{a_1^2}{k-1} &= \frac{V_2^2}{2} + \frac{a_2^2}{k-1} = \text{const}. \end{aligned} \quad (2.14)$$

Связь между параметрами движущегося и заторможенного газа осуществляется с помощью уравнений:

$$\begin{aligned} \frac{a_0^2}{a^2} &= 1 + \frac{k-1}{2} M^2; \\ \frac{T_0}{T} &= 1 + \frac{k-1}{2} M^2; \\ \frac{\rho_0}{\rho} &= \left( 1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}; \end{aligned}$$

$$\frac{p_0}{p} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (2.15)$$

Скорость газа, равную местной скорости звука, называют *критической*. Параметры потока в точках, где движение происходит с критической скоростью, также называют критическими.

Критические параметры могут быть определены через параметры торможения, если учесть, что при  $V = a^*$ ,  $M = 1$ .

$$\frac{a^*}{a_0} = \sqrt{\frac{2}{k+1}}; \quad \frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1}; \quad \frac{\rho^*}{\rho_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}; \quad \frac{p^*}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (2.16)$$

Уравнение сохранения энергии применяют для определения параметров движущегося газа в различных сечениях. При истечении из бака, внутри которого параметры газа равны  $p_0$ ,  $T_0$ ,  $a_0$ ,  $\rho_0$  скорость истечения рассчитывают по формуле:

$$V = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}. \quad (2.17)$$

Максимальная скорость, которая может быть получена лишь при истечении через сопло Лавалья, имеющего как сужающийся так и расширяющийся участки, при противодавлении  $p$  равном нулю, определяется по выражению:

$$V_{\max} = \sqrt{\frac{2a_0^2}{k-1}}. \quad (2.18)$$

### Задачи

*Задача 1.* В потоке воздуха без ударных волн махметр показывает в одной точке угол Маха  $\beta_1$ , в другой –  $\beta_2$ . Каково соотношение между статическими давлениями в этих точках.

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\beta_1$	27,7	27,7	27,7	20	20	20	30	30	30	30
$B_2$	35	40	50	35	40	50	35	40	45	50

*Задача 2.* Определить скорость движения тела на высоте  $H$ , соответствующую критерию Маха  $M$ .



Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$M$	2	2	2	3	3	3	4	4	5	5
$H, \text{км}$	3	4	5	3	4	5	5	6	6	7

*Задача 3.* По теневого фотоснимку обтекания иглы сверхзвуковым потоком воздуха измерен угол  $\beta$  между поверхностью слабой конической волны и направлением невозмущенного потока. Термопара, открытая навстречу потоку, показывает температуру  $T_0$ . Найти скорость потока.

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\beta^\circ$	15	20	25	30	15	20	25	30	15	20
$T_0, \text{К}$	289	300	310	320	330	300	310	320	330	340

*Задача 4.* Найти скорость звука, критерий Маха, коэффициент скорости  $\lambda$  и значение газодинамической функции  $\tau$  для струи воздуха, вытекающей из баллона со скоростью, равной половине максимальной теоретической скорости истечения. Температура в баллоне  $T_0$ .

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_0, \text{К}$	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300

*Задача 5.* Какую максимальную скорость воздуха можно получить в сверхзвуковой трубе без подогрева, если учесть, что воздух сжимается при температуре  $T = 78 \text{ К}$ , а истекает из баллона, температура в котором  $T_0$ .

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_0, \text{К}$	293	300	320	340	360	380	400	420	440	460

### 2.3. Определение расхода газа через сопло

Практически важным примером движения газа является его истечение из резервуара через сопло, когда давление на его срезе равно давлению во внешней среде, внутри сопла нет скачков уплотнения и в минимальном сечении скорость газа равна скорости звука. Такое истечение приближенно можно считать одномерным и изоэнтропическим. Подсчёт расхода газа через сопло удобно выполнять с помощью *приведенного секундного расхода*  $q$

$$q = \frac{\rho V}{\rho^* a^*} = \frac{S^*}{S}, \quad (2.19)$$

где  $S^*$  – площадь критического сечения сопла;  $S$  – площадь сечения, в котором достигается скорость  $V$ .

Приведенный секундный расход является функцией числа Маха (либо коэффициента скорости) и определяется по формулам:

$$q(M) = \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} M \left( 1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{-\frac{k+1}{2(k-1)}}, \quad (2.20)$$

Или

$$q(\lambda) = \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (2.21)$$

Значения  $q(M)$  и  $q(\lambda)$  приведены в табл. П. 2.2.

Приведенный секундный расход можно также выразить через отношение давлений  $\pi$ .

$$q(\pi) = \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} \sqrt{\pi^{\frac{2}{k}} - \pi^{\frac{k+1}{k}}}, \quad (2.22)$$

Секундный весовой расход газа через сужающееся (конфузорное) сопло при  $p_3 / p_0 > p^* / p_0$  рассчитывают по формуле

$$G_\tau = B_G \frac{p_0}{\sqrt{T_0}} S q \left( \frac{p_3}{p_0} \right), \quad (2.23)$$

а при  $p_3 / p_0 \leq p^* / p_0$  – по формуле

$$G_r = B_G \frac{p_0}{\sqrt{T_0}} 5. \quad (2.24)$$

Здесь постоянная  $B_G = \sqrt{k(2/(k+1))^{(k-1)/(k-1)}} / \sqrt{R}$ ;  $k$  – показатель адиабаты;  $R$  – газовая постоянная, Дж/(кг К);  $S$  – площадь выходного

сечения сопла, м<sup>2</sup>;  $p_a$  – давление во внешней среде, Па. Для воздуха  $k = 1,4$ ;  $R = 287$  Дж/(кг К);  $B_G = 0,0405$ , с·К<sup>1/2</sup>/м.

Эти формулы можно использовать и при расчёте расхода газа через сопло Лавала. В этом случае, нужно положить  $S = S_{\text{вых}}$  ( $S_{\text{вых}}$  – площадь выходного сечения сопла). Далее по дозвуковой части табл. П. 2.2 определяют безразмерное давление  $\pi_{1д}$ , соответствующее величине  $S_{\text{мин}} / S_{\text{вых}}$  для данного сопла.

Если  $p_3 / p_0 \leq \pi_{1д}$ , то в формулу (2.23) необходимо подставить значение  $q = S_{\text{мин}} / S_{\text{вых}}$ . Это равносильно применению формулы (2.24), в которой  $S = S_{\text{мин}}$ . Данное условие означает, что в горле сопла скорость звуковая.

Если  $p_3 / p_0 > \pi_{1д}$ , то значение  $q$  в формуле (2.23) должно определяться не соотношением площадей  $S_{\text{мин}} / S_{\text{вых}}$ , а рассчитываться по формуле (2.22), в соответствии со значением  $\pi = p_3 / p_0$ .

В некоторых задачах весовой секундный расход вычисляют по формуле:

$$G_t = B_G \frac{p_0}{\sqrt{T_0}} Sy(\lambda), \quad (2.25)$$

где  $y(\lambda) = q(\lambda) / \pi(\lambda)$  – газодинамическая функция.

Скорость дозвукового потока определяют по уравнению:

$$V = \sqrt{\frac{2kRT_0}{k-1} \sqrt{1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}}}. \quad (2.26)$$

По данному уравнению можно рассчитать и скорость сверхзвукового потока газа, если известно изэнтропическое давление торможения сверхзвукового потока (например, давление в резервуаре, из которого происходит истечение).

### Задачи

*Задача 1.* Воздух истекает из баллона в атмосферу через конфузорное сопло с диаметром выходного сечения  $d$ . Давление газа в баллоне  $p_0$  и температура –  $T_0$ . Найти массовый секундный расход воздуха через сопло.

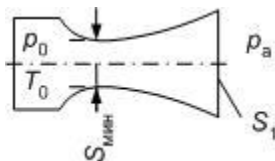
Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$d$ , м	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07
$p_0$ , ата	10	15	20	25	10	15	20	25	10	15
$T_0$ , К	400	450	500	400	450	500	400	450	500	400

**Задача 2.** Найти площади входного и выходного сечений  $S_1$  и  $S_2$  дозвукового диффузора воздушного реактивного двигателя для полета при числе  $\lambda_1$  на высоте  $H$ , если максимальный секундный расход воздуха через диффузор  $G_t$  равен 200 кг/с; на выходе из диффузора  $\lambda_2$  не должна превышать величины, указанной в таблице. Потерями полного давления можно пренебречь. Определить  $p_1$  и  $p_2$ .

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\lambda_1$	0,8	0,7	0,6	0,5	0,9	0,8	0,7	0,6	0,7	0,6
$H$ , км	2	3	4	5	2	3	4	5	2	3
$\lambda_2$	0,2	0,15	0,1	0,1	0,3	0,2	0,15	0,1	0,15	0,2

**Задача 3.** Подобрать площадь критического сечения сверхзвукового сопла, обеспечивающую секундный расход воздуха  $G_t$ , если истечение расчётное, давление торможения  $p_0 = 5$  ати, а температура торможения  $T_0 = 288$  К.

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$G_t$ , кг/с	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5



**Задача 4.** Задано соотношение площадей выходного и минимального сечений сопла  $S_1/S_{мин}$ . При каких соотношениях давлений  $p_a/p_0$  можно применить для расчета массового секундного расхода воздуха через сопло формулу  $G_t = 0,0405 \cdot \frac{p_0}{\sqrt{T_0}} \cdot S_{мин}$  ?

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$S_1/S_{мин}$	2	3	4	2	3	4	2	3	4	2

**Задача 5.** В сечении 1 дозвуковой части идеального сопла Лавая известны: давление в потоке  $p_1$ , температура торможения  $T_{01}$ , приведен-

ная скорость  $\lambda_1$ . Определить приведенную скорость  $\lambda_2$  и давление воздуха в сечении 2, где температура  $T_2$  задана.

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$p_1 \cdot 10^{-5}$ , Па	16	20	15	20	25	15	20	25	15	16
$T_{01}$ , К	400	450	500	400	450	500	400	450	600	500
$\lambda_1$	0,6	0,7	0,5	0,6	0,7	0,8	0,5	0,6	0,7	0,6
$T_2$ , К	273	300	310	280	300	310	320	340	350	360

## 2.4. Прямые скачки уплотнения

Торможение плоского сверхзвукового потока газа происходит посредством скачков уплотнения. Торможение на скачке является адиабатическим, но не изоэнтропийным процессом. На скачке скорость  $V$ , число Маха  $M$ , коэффициент скорости  $\lambda$  – уменьшаются, а плотность  $\rho$ , абсолютное давление  $p$  и абсолютная температура  $T$  – увеличиваются.

Из параметров торможения не претерпевает разрыва на скачках температура торможения  $T_0$  и связанные с ней  $V_{\max}$ ,  $a_0$ ,  $a^*$ ,  $i_0$ ,  $p_0/\rho_0$ . Давление торможения и плотность торможения уменьшаются на скачках. Величина  $\sigma = p_{02}/p_{01} = p_{02}p_{01}$  – коэффициент восстановления полного давления, характеризует необратимые потери механической энергии на скачке (индексом «1» отмечены параметры потока до скачка, а индексом «2» – после скачка).

При переходе через прямой скачок направление потока газа не изменяется.

Основное соотношение, используемое при расчете изменений скорости в прямом скачке, имеет вид:

$$V_1 V_2 = a^{+2} \text{ или } \lambda_1 \lambda_2 = 1 \quad (2.27)$$

Давления и плотности до и после скачка связаны зависимостью:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{k+1}{k-1} \frac{p_1}{p_2} + 1 \quad (2.28)$$

Для чисел Маха имеем

$$M_2^2 = \frac{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2}{k M_1^2 - \frac{k-1}{2}}. \quad (2.29)$$

Коэффициент восстановления давления торможения  $\sigma$  определяется по числу Маха до скачка  $M_1$  на основании следующей зависимости:

$$\sigma = \left[ \frac{2}{(k+1)M_1^2} + \frac{k-1}{k+2} \right]^{\frac{k}{k-1}} \left( \frac{2k}{k+1} M_1^2 - \frac{k-1}{k+1} \right)^{-\frac{1}{k-1}}. \quad (2.30)$$

а при использовании в качестве аргумента коэффициента скорости  $\lambda_1$  формула примет вид:

$$\sigma = \lambda_1^2 \left( \frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \frac{1}{\lambda_1^2}} \right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (2.31)$$

Коэффициент восстановления давления торможения может быть найден и с помощью приведенного секундного расхода  $q(\lambda)$ :

$$\sigma = \frac{q(\lambda_1)}{q(\lambda_2)} = \frac{q(\lambda_1)}{q\left(\frac{1}{\lambda_1}\right)} = \frac{q\left(\frac{1}{\lambda_2}\right)}{q(\lambda_2)}. \quad (2.32)$$

Статические давления и плотности на скачке подчиняются соотношениям:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{2k}{k+1} M_1^2 - \frac{k-1}{k+1}, \quad (2.33)$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{\frac{k+1}{2} M_1^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2}. \quad (2.34)$$

Отношение давления торможения после скачка к статическому давлению до скачка определяют по формуле Рейля:

$$\frac{p_{02}}{p_1} = \left( \frac{k+1}{2} M_1^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \left( \frac{2k}{k+1} M_1^2 - \frac{k-1}{k+1} \right)^{-\frac{1}{k-1}} \quad (2.35)$$

Формулу Релея применяют при расчете скорости сверхзвукового потока. Соотношения между параметрами воздуха на прямом скачке приведены в табл. П. 2.3.

### Задачи

*Задача 1.* Сравнить увеличение плотности:

- ✓ при ударном сжатии воздуха;
- ✓ при изэнтропическом сжатии воздуха,

если в том и другом случаях давление возрастает в  $N$  раз. Объяснить отличия результатов.

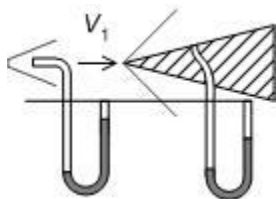
Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$N$	5	10	15	15	10	5	5	10	15	20

*Задача 2.* Температура воздуха в форкамере сверхзвуковой трубы  $T_0$ . Поток на срезе сопла трубы имеет скорость  $V_1$  и обтекает преграду с образованием прямого скачка. Найти скорость воздуха после скачка  $V_2$ .

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_0, \text{К}$	288	300	350	400	450	500	550	600	550	600
$V_1, \text{м/с}$	530	550	600	550	600	500	550	600	650	700

*Задача 3.* Воздух вытекает из баллона на расчетном режиме, где он имеет температуру  $T_0$ , через сопло с отношением площадей  $S_{\text{вых}}/S^* = 4,23$ . Найти скорость, которую поток будет иметь, пройдя прямой скачок.

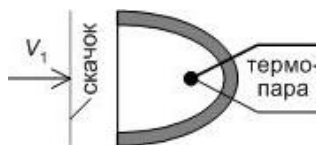
Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_0, \text{К}$	290	300	310	320	330	340	350	360	370	380



**Задача 4.** Давление, измеренное в сверхзвуковом потоке трубкой полного напора, в  $X$  раз больше давления, измеренного на щеке клина. Найти коэффициент восстановления давления торможения  $\sigma$  в прямом скачке.

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$X$	10	12	15	13	20	10	12	15	13	20

**Задача 5.** Скорость воздуха, измеренная после прямого скачка  $V_2$ . Термопара, размещенная в кожухе, показала температуру  $T_0$ . Найти температуру потока до скачка  $T_1$ .



Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V_2$ , м/с	280	300	350	250	280	300	350	250	280	300
$T_0$ , К	350	400	350	300	400	450	300	350	400	450

## 2.5. Течение газа с учетом трения

Качественные выводы о влиянии трения и изменения сечения газотока на скорость одномерного потока газа могут быть сделаны на основании уравнения:

$$(\lambda^2 - 1) \frac{d\lambda}{\lambda} = \left( 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right) \frac{dS}{S} - \lambda_{тр} \frac{k}{k+1} \lambda^2 d\bar{x}, \quad (2.36)$$

где  $\lambda$ ,  $S$  и  $\bar{x}$  – коэффициент скорости газа, площадь поперечного сечения и координата данного сечения трубы, выраженная в калибрах трубы, соответственно;  $\lambda_{тр}$  – коэффициент сопротивления трубы.

Для адиабатического течения газа в цилиндрической трубе коэффициент скорости находят по уравнению:



$$\frac{1}{\lambda_1^2} - \frac{1}{\lambda^2} - \ln \frac{\lambda^2}{\lambda_1^2} = \chi, \quad (2.37)$$

которое является интегралом уравнения (2.37) при  $dS = 0$  и  $\lambda_{sp} = const$ .

В уравнении (2)  $\lambda_1$  – коэффициент скорости в начальном сечении трубы,  $\chi = \lambda_{sp} \bar{x} \cdot 2k / (k + 1)$  – приведенная длина трубы.

Скорость газа на входе определяет величину

$$\chi_{\max} = \frac{1}{\lambda_1^2} - 1 - \ln \frac{1}{\lambda_1^2}. \quad (2.38)$$

Предположим, что  $\lambda_1 < 1$ . Тогда, если

$\chi = \chi_{\max}$ , то  $\lambda = 1$ ;

$\chi < \chi_{\max}$ , то  $\lambda < 1$ ;

$\chi > \chi_{\max}$ , то течение с числом  $\lambda_1$  на входе невозможно.

При  $\lambda_1 > 1$  возможны следующие варианты:

$\chi = \chi_{\max}$ ,  $\rightarrow \lambda = 1$ ;

$\chi < \chi_{\max}$ ,  $\rightarrow \lambda > 1$ ;

$\chi > \chi_{\max}$ ,  $\rightarrow$  торможение посредством скачков уплотнения приведет к  $\lambda = 1$  на выходе.

### Задачи

*Задача 1.* В трубу длиной  $\bar{x}$  калибров воздух втекает с безразмерной скоростью  $\lambda_1$ . Приняв коэффициент трения  $\lambda_{тр} = 0,015$ , определить режим истечения из трубы ( $\lambda < 1$ ,  $\lambda = 1$ ,  $\lambda > 1$ ).

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\bar{x}$ , калибров	100	110	120	100	110	120	130	100	110	120
$\lambda_1$	0,4	0,5	0,6	0,3	0,4	0,5	0,6	0,6	0,5	0,4

*Задача 2.* Найти длину трубы, из которой воздух будет истекать со скоростью звука, если на входе в трубу безразмерная скорость  $\lambda_1$ , коэффициент трения  $\lambda_{тр}$ .

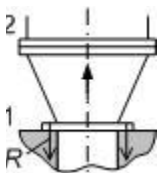
Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\lambda_1$	0,6	0,7	0,5	0,6	0,7	0,5	0,6	0,7	0,5	0,6
$\lambda_{тр} \times 10^2$	0,5	2	1	2	1,5	1,5	2,5	2	1,5	1

**Задача 3.** Поток воздуха входит в трубу длиной  $\bar{x}$  калибров. Найти минимальную сверхзвуковую скорость на входе, при которой в трубе появится скачок уплотнения. Считать  $\lambda_{тр} = 0,015$ .

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\bar{x}$ , калибров	50	60	70	80	90	50	60	70	80	90

**Задача 4.** Воздух течет через сопло Лавалья с дозвуковой скоростью. Площадь выходного сечения сопла  $S_2$  в  $n$  раз больше площади минимального сечения  $S_1$ . Трубой полного напора в выходном сечении определено давление  $p_{02} = 1,085$  ата. В минимальном сечении через отверстие в стенке измерено давление  $p_1 = 0,978$  ата. Определить коэффициент восстановления давления торможения между минимальным и выходным сечениями.

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n$	1,7	1,8	1,9	2,0	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	2,0



**Задача 5.** Конический переходник 1–2 соединяет трубы диаметром  $D_1$  и  $D_2$ . В сечении 1 давление торможения  $p_{01}$ , а безразмерная скорость  $\lambda_1$ . Найти  $R$  – силу воздействия на фундамент в сечении 1, возникающую за счет течения воздуха по переходнику. Потери давления торможения отразить, положив  $\sigma = p_{02} / p_{01} = 0,95$ .

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$D_1$ , мм	357	400	450	400	350	400	450	500	600	500

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$D_2$ , мм	564	600	650	550	600	550	600	700	800	750
$p_{01}$ , ата	3	3	4	3,5	3	3	3,5	3	3	3,5
$\lambda_1$	0,8	0,8	0,7	0,75	0,7	0,8	0,7	0,75	0,7	0,8

## 2.6. Течение газа при наличии энергообмена

Рассматривается одномерное течение газа, происходящее либо с добавлением энергии извне (подогрев, работа компрессора), либо с отводом энергии во внешнюю среду. Качественная сторона задач такого типа описывается уравнением

$$(M^2 - 1) \frac{dV}{V} = \frac{dS}{S} - \frac{k-1}{a^2} dQ - \frac{1}{a^2} dL, \quad (2.39)$$

где  $dQ$  – удельная теплота, сообщаемая газу или отнимаемая у него;  $dL$  – удельная механическая работа, совершаемая газом ( $dL > 0$ ), либо работа, совершаемая над газом ( $dL < 0$ ).

Для течений с подводом и отводом теплоты в цилиндрических трубах используют:

- ✓ уравнение неразрывности

$$\rho V = const; \quad (2.40)$$

- ✓ уравнение сохранения полного импульса

$$p + \rho V^2 = const \quad (2.41)$$

и получаемые из них следующие зависимости:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{1 + kM_1^2}{1 + kM_2^2}; \quad (2.42)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{M_2}{M_1} \cdot \frac{1 + kM_1^2}{1 + kM_2^2} \right)^2; \quad (2.43)$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \left( \frac{M_1}{M_2} \right)^2 \frac{1 + kM_2^2}{1 + kM_1^2}; \quad (2.44)$$

$$\frac{T_{20}}{T_{10}} = \left( \frac{M_2}{M_1} \cdot \frac{1 + kM_2^2}{1 + kM_1^2} \right)^2 \frac{1 + \frac{k-1}{2} M_2^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2}. \quad (2.45)$$

Для определения результирующих сил, действующих на газопроводы, применяют теорему импульсов в векторной форме

$$\bar{R} = \bar{p}_1 S_1 + \bar{p}_2 S_2 + G_i (\bar{V}_1 - \bar{V}_2). \quad (2.46)$$

либо (для труб с прямолинейной осью) в одной из скалярных форм:

$$R = \left( \frac{k+1}{2k} a * G_i z(\lambda) \right)_2 - \left( \frac{k+1}{2k} a * G_i z(\lambda) \right)_1; \quad (2.47)$$

$$R = (p_0 S f(\lambda))_2 - (p_0 S f(\lambda))_1; \quad (2.48)$$

$$R = \left( \frac{pV}{r(\lambda)} \right)_2 - \left( \frac{pV}{r(\lambda)} \right)_1. \quad (2.49)$$

Здесь  $f(\lambda)$  и  $r(\lambda)$  – газодинамические функции, приведенные в табл. П 2.2.

Если обозначить полный секундный импульс газа в данном сечении  $G_i V + pS = j$ , то формулы для определения функций  $z(\lambda)$ ,  $f(\lambda)$  и  $r(\lambda)$  будут следующими:

$$z(\lambda) = 2 \frac{j}{j^*} = \lambda + \frac{1}{\lambda}; \quad (2.50)$$

$$f(\lambda) = \frac{j}{p_0 S} = (1 + \lambda^2) \left( 1 + \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}; \quad (2.51)$$

$$r(\lambda) = \frac{pS}{j} = \frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2}{1 + \lambda^2}. \quad (2.52)$$

### Задачи

*Задача 1.* Скорость газа, текущего по цилиндрической трубе, возрастает от  $V_1$  до  $V_2$  за счет подогрева. Найти величину понижения давления в газе, если плотность газа до подогревателя  $\rho_1$ .

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V_1$ , м/с	100	150	200	100	150	200	100	100	200	300
$V_2$ , м/с	300	350	400	250	300	350	300	400	400	400
$\rho_1$ , кг/м <sup>3</sup>	2,4	3,0	3,5	2,0	2,5	2,5	3,0	3,0	3,0	3,0

**Задача 2.** Поток воздуха нагревается в цилиндрической трубе за счет теплоты сгорания топлива, расход которого составляет 5% от расхода воздуха. До подогрева скорость воздуха  $V_1$  давление  $p_1$ , температура торможения  $T_{01}$ . Найти скорость и давление газа в сечении трубы, где температура торможения  $T_{02} = 1500$  К.

Принять:  $k = 1,33$ ;  $R = 291$  Дж/(кг К). Трением пренебречь.

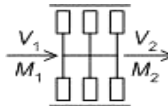
Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V_1$ , м/с	50	60	70	50	50	50	50	50	50	50
$p_1$ , МПа	1,0	1,2	1,0	1,0	1,0	1,0	1,5	1,5	1,5	2,0
$T_{01}$ , К	400	450	400	450	500	550	450	500	550	500

**Задача 3.** Найти реакцию потока газа на стенки канала прямого воздушного реактивного двигателя при скорости полета  $V$  на высоте  $H$ . Площадь потока, захватываемого двигателем,  $S = 0,7$  м<sup>2</sup>, показатель адиабаты  $k = 1,3$ , температура торможения газов на выходе из двигателя 2000 К.

Принять  $\lambda_{\text{вых}} = 0,98 \cdot \lambda_{\text{вх}}$ . Различие расхода газа на входе в двигатель и выходе из него не учитывать.

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V$ , км/час	2000	2500	2700	3000	2000	2500	2700	3000	2000	2500
$H$ , км	9	10	9	8	7	8	10	9	8	7

**Задача 4.** На входе в цилиндрическую трубу скорость потока воздуха  $V_1$  при значении числа Маха равно  $M_1$ . Поток в трубе ускоряется компрессором без теплообмена с окружающей средой. С какой скоростью воздух истекает из трубы, если на выходе из нее число Маха принимает значение  $M_2$ ?



Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V_1$ , м/с	400	350	300	400	400	400	450	450	550	350
$M_1$	1	0,7	0,6	1,2	1,3	1,4	1,3	1,5	1	1
$M_2$	3	3	3	3,5	3,5	3,5	3	3	3	3

*Задача 5.* В результате отвода теплоты от воздуха, движущегося по цилиндрической трубе, давление, измеряемое на стенке трубы, уменьшилось на участке охлаждения в  $N$  раз. Найти число Маха потока в конце участка охлаждения, если в начале участка  $M = 2,16$ .

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$N$	1,8	2,0	2,2	1,8	2,0	2,2	2,4	1,8	2,0	2,2

*Задача 6.* Определить максимальное повышение температуры торможения воздуха при подогреве его в трубе без изменения параметров потока в начальном сечении, если начальная температура торможения  $T_0 = 400$  К, а начальная безразмерная скорость воздуха  $\lambda_1$ .

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\lambda_1$	0,3	0,4	0,5	0,2	0,3	0,4	0,5	0,2	0,3	0,3

*Задача 7.* На входе в цилиндрическую подогревательную трубу поток воздуха имеет температуру торможения  $T_{01} = 300$  К и безразмерную скорость  $\lambda_1 = 0,5$ . Найти температуру торможения  $T_{02}$  после подогрева, обеспечивающую на выходе из трубы безразмерную скорость  $\lambda_2$ .

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\lambda_2$	0,9	0,8	0,7	0,9	0,9	0,8	0,7	0,9	0,8	0,7

## Часть 3. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРАВЛИЧЕСКОМ ОБОРУДОВАНИИ

---

### 3.1. Объемные гидравлические машины и их выбор<sup>1</sup>

Гидромашины являются силовыми элементами, от правильного выбора которых во многом зависят экономические показатели гидропривода в целом.

**Гидроцилиндры.** В табл. П 3.2 приведены технические характеристики основных типов гидроцилиндров.

Серийно выпускаемые промышленностью гидроцилиндры подбираются по длине хода поршня  $L$  и рабочему давлению или диаметру  $D$ . Длина хода штока должна быть равна длине хода рабочего органа, рабочее давление и диаметр должны обеспечить заданное усилие  $R_r$ .

Для определения геометрических размеров гидроцилиндра необходимо знать максимальное усилие на штоке.

При установившемся движении усилие сопротивления движению поршня определяют по формуле

$$R_c = p_c F = R_c + R_{mp} + R_{np}. \quad (3.1)$$

Величина усилия, расходуемая на преодоление противодействия  $R_{np}$ , определяется гидравлическими сопротивлениями в сливной магистрали.

Сила трения  $R_{тр}$  зависит от вида уплотнения. Для резинового уплотнения сила трения определяют по формуле

$$R_{mp} = \pi D h \tau \quad \text{или} \quad R_{mp} = \pi d h \tau, \quad (3.2)$$

где  $D$  и  $d$  – диаметры элементов, контактирующих с уплотнением, м;  $h$  – ширина уплотнения, м;  $\tau = 2,2 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup>;

По максимальному усилию  $R_c$  определяют диаметр поршня гидроцилиндра  $D$ .

Так как до выбора гидроцилиндра диаметр уплотняющей поверхности неизвестен, то рекомендуется предварительно определить диаметр  $D'$  по заданному усилию на штоке  $R_c$ :

$$D' = \sqrt{\frac{4R_c}{\pi p_c}}, \quad (3.3)$$

где  $k$  – коэффициент запаса, принимаемый в пределах 1,2...1,3.

---

<sup>1</sup> Бутов А.И., Водяник Г.М., Карастан П.С. Объемный гидропривод. – Новочеркасск: Изд-во Новочеркасский политехнический институт, 1979.

Найденное значение округляют до ближайшего большего стандартного размера  $D$ . Затем уточняют давление в гидроцилиндре при таком же усилии на штоке, считая, что противодействие отсутствует:

$$p_c = \frac{4R_c}{\pi D^2} k. \quad (3.4)$$

Согласно ГОСТ 6540-68 внутренний диаметр цилиндра в мм следует выбирать из ряда: 10, 12, 16, 20, 25, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 710, 800, 900, а ход поршня в мм – из следующего ряда: 4, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1200, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3000, 3150, 3350, 3550, 3750, 4000, 4250, 4500, 4750, 5000, 5300, 5600, 6000, 6300, 6700, 7100, 7500, 8000, 8500, 9000, 9500, 10000 (размеры основного ряда подчеркнуты).

После определения параметров гидроцилиндра и выбора его по табл. П. 3.2 определяют максимальное усилие, причем  $R_c$  должно быть больше заданного усилия  $R_r$ . Затем рассчитывают расход жидкости  $Q_1$ , необходимый для перемещения поршня с заданной скоростью  $V$ :

для поршневой полости

$$Q_1 = \frac{\pi D^2}{4} \frac{V}{\eta_{об}} \quad (3.5)$$

для штоковой полости

$$Q_1 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \frac{V}{\eta_{об}}. \quad (3.6)$$

Обычно диаметр штока  $d = (0,3 \div 0,45)D$ .

В гидроцилиндрах, поршни и штоки которых уплотнены манжетами и кольцами из резиновых смесей и пластмасс, утечки практически отсутствуют, и для таких гидроцилиндров значения объемного КПД равно единице.

### Пример выбора гидроцилиндра

Исходные данные: усилие на штоке  $R_r = 30000$  Н, ход поршня  $L = 0,2$  м, максимальная скорость перемещения поршня при рабочем ходе  $0,4$  м/мин; усилие при холостом ходе отсутствует.

1. Ориентировочно принимаем давление в системе  $p_r = 10$  МПа, и определяем диаметр поршня по формуле (3.3):

$$D' = \sqrt{\frac{4 \cdot 30000}{\pi \cdot 10 \cdot 10^6}} \cdot 1,3 \approx 0,0705 \text{ м} = 70,5 \text{ мм}. \quad (3.7)$$



По длине хода и диаметру поршня принимаем гидроцилиндр типа Д443-1003-00-2 с  $D = 80$  мм,  $L = 275$  мм и номинальным давлением  $p_r = 10$  МПа (табл. П. 3.2).

2. Уточняем давление в цилиндре по формуле (3.4):

$$p_z = \frac{4 \cdot 30000}{\pi \cdot 0,08^2} \cdot 1,3 \approx 7800000 \text{ Па} = 7,8 \text{ МПа} . \quad (3.8)$$

3. Расход жидкости через гидроцилиндр определяем по (3.5):

$$Q_1 = \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \frac{0,4}{1} \approx 2,01 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{мин} / \quad (3.9)$$

Исходными данными для дальнейших расчетов и выбора гидрооборудования являются давление  $p_r = 7,8$  МПа и расход  $Q_1 = 2,01 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{мин}$ .

**Объемные насосы.** Серийно выпускаемые объемные насосы характеризуются главными и основными параметрами. В качестве *главного параметра* принят *рабочий объём* в  $\text{см}^3 / \text{об}$ , в качестве *основных параметров* приняты: *номинальное давление*  $p_n$ , МПа; *номинальная производительность*  $Q_n$ ,  $\text{дм}^3 / \text{мин}$ ; *номинальная частота вращения*  $n_n$ ,  $\text{об} / \text{мин}$ .

Нормальный ряд рабочих объемов насосов и насос-моторов в  $\text{см}^3 / \text{об}$ : 1,6; 2,5; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800.

Нормальный ряд давлений насосов и насос-моторов в МПа: 2,5; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 32; 50.

Насосы с указанными параметрами приведены в табл. П 3.3.

Аксиально-поршневые регулируемые насосы выпускают с ручным, следящим, электромагнитным и комбинированным управлением, а также с управлением по давлению.

Серийно выпускаемым насосам присваивается шифр согласно «Единой системе шифровки гидравлического, пневматического и смазочного оборудования общемашиностроительного применения».

За основу шифровки по «Единой системе шифровки» приняты рабочий объём и давление, например: насос аксиально-поршневой, регулируемый с креплением на фланце, с рабочим объёмом  $20 \text{ см}^3 / \text{об}$  и номинальным давлением 32 МПа, шифруется НА-Ф 20/320. Насос шестерённый с фланцевым креплением, рабочим объёмом  $32 \text{ см}^3$  и номинальным давлением 16 МПа, шифруется НШ-Ф-32/160.

Насосы для гидравлических систем выбираются по давлению и производительности. Давление насоса ориентировочно определяется по формуле

$$p_n = p_z + \sum \Delta p , \quad (3.10)$$

где  $p_r$  – давление перед гидромотором.

При выборе насоса суммарные потери давления  $\sum \Delta p$  рекомендуется предварительно принимать

$$\sum \Delta p = (0,20 \dots 0,30) p_z . \quad (3.11)$$

Производительность насоса  $Q_n$  с учетом утечек предварительно принимается равной

$$Q_n = (1,05 \dots 1,10) Q_z , \quad (3.12)$$

где  $Q_z$  – расход рабочей жидкости, проходящей через гидромотор.

Полученные значения  $p_n$  и  $Q_n$  корректируют по техническим характеристикам. Насос выбирают по возможности с запасом производительности (3–6) л/мин. Может оказаться, что паспортные данные насоса по давлению отличаются от выбранного давления, т.к. в паспортах (технических характеристиках) указывают производительность при максимальном паспортном давлении  $p_n$ . Производительность насоса при рабочем давлении  $p_p$  можно рассчитать по формуле:

$$Q_{np} = \frac{Q_{nn}}{Q_{он}} - Q_{nn} \frac{p_p}{p_n} \frac{1 - \eta_{он}}{\eta_{он}} . \quad (3.13)$$

При подборе насоса вначале необходимо ориентировочно выбрать частоту вращения приводного двигателя и определить рабочий объем, насоса по формуле

$$q'_n = \frac{Q_n}{n_n} . \quad (3.14)$$

По рабочему объему насоса, давлению и частоте вращения выбирают тип насоса и уточняют его производительность с учетом действительного рабочего объема и объемного КПД насоса  $\eta_{он}$ :

$$Q_{np} = q_n n_n \eta_{он} . \quad (3.15)$$

КПД насосов ориентировочно принимают в зависимости от их типа.

Тип насоса	$\eta_o$	$\eta_{общ}$
Пластинчатый	0,7 – 0,9	0,6 – 0,75
Шестеренный	0,7 – 0,9	0,25 – 0,70
Поршневой	0,95 – 0,98	0,8 – 0,9

Если частота вращения вала насоса по технической характеристике не совпадает с частотой вращения вала приводного двигателя, например

электродвигателя, то паспортная производительность насоса  $Q_n$  корректируется по формуле

$$Q_{np} = Q_n \frac{n_{эп}}{n_n}. \quad (3.16)$$

### Пример выбора насоса

Необходимо выбрать нерегулируемый гидронасос производительностью  $2,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ , на давление 16 МПа.

Из табл. П. 3.3 ориентировочно принимаем частоту вращения насоса  $n_n = 1440$  об/мин и определяем по (3.14) рабочий объем насоса:

$$q'_n = \frac{2,3 \cdot 10^{-4}}{1440/60} = 9,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 / \text{об} = 9,6 \text{ см}^2 / \text{об}. \quad (3.17)$$

Выбираем из табл. П 3.3 пластинчатый насос типа БГ12 с рабочим объемом  $12,5 \text{ см}^3/\text{об}$ , номинальным давлением 16 МПа и номинальной частотой вращения 1440 об/мин. Уточняем производительность насоса по формуле (3.15), приняв объемный КПД насоса равным 0,8:

$$Q_n = 12,5 \cdot 1440 \cdot 0,8 = 14400 \text{ см}^3 / \text{мин} = 2,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 / \text{с}. \quad (3.18)$$

Действительная производительность насоса получилась несколько выше заданной, что соответствует общепринятым рекомендациям.

**Объемные гидромоторы.** В табл. П 3.4 приведены технические характеристики основных типов и типоразмеров гидромоторов, которые наиболее широко применяются в промышленности. КПД гидромоторов ориентировочно можно принимать таким же, как и насосов соответствующей конструкции.

Исходными данными для выбора гидромоторов в основном является нагрузочный момент  $M_c$  и пределы изменения частоты вращения вала гидромотора. В зависимости от заданных параметров и паспортных данных по табл. П. 3.4 выбирают тип гидромотора. Причем необходимо, чтобы момент  $M_r$ , развиваемый гидромотором, был больше нагрузочного момента примерно на (5–10)%, а частота вращения вала гидромотора обеспечивала требуемое значение. После выбора типоразмера гидромотора по максимальной частоте вращения можно рассчитать расход рабочей жидкости  $Q_r$ , потребляемой гидромотором, по формуле

$$Q_c = q_c \frac{n_c^{\max}}{\eta_{0c}}, \quad (3.19)$$

где  $q_r$  – рабочий объем гидромотора.

Перепад давления в гидромоторе при нагрузочном моменте  $M_c$  определяют по формуле

$$\Delta p_z = \frac{2\pi M_c \eta_{oz}}{q_z \eta_{общ}} . \quad (3.20)$$

Давление перед гидромотором представляют в виде суммы перепада давления на гидромоторе и потерь в сливной гидролинии:

$$p_z = \Delta p_z + \Delta p_c . \quad (3.21)$$

Потери давления в сливной гидролинии  $\Delta p_c$  обычно не превышают (0,2–0,3) МПа.

По полученным значениям  $Q_r$  и  $p_r$  выбирают гидромотор.

### Пример выбора гидромотора

Исходные данные: нагрузочный момент на валу гидромотора  $M_c = 8000$  Нм; частота вращения изменяется в пределах  $n_r = (10–80)$  об/мин.

Из табл. П 3.4 выбираем радиально-поршневой гидромотор типа МР-6,3/10 с номинальным развиваемым моментом  $M_r = 9520$  Нм при номинальном перепаде давления  $\Delta p_r = 10$  МПа с рабочим объемом  $q_r = 6300$  см<sup>3</sup>/об и объёмным КПД  $\eta_{ог} = 0,93$ .

Расход рабочей жидкости, потребляемой гидромотором, определяем по формуле (3.19):

$$Q_z = \frac{6300 \cdot 80}{0,93} \approx 542000 \text{ см}^3 / \text{мин} \approx 9,03 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с} . \quad (3.22)$$

Перепад давления  $\Delta p_r$  при  $M_c = 8000$  Нм определяем по (3.20) при КПД гидромотора  $\eta_{общ} = 0,85$ :

$$\Delta p_z = \frac{2 \cdot \pi \cdot 8000 \cdot 0,93}{6300 \cdot 10^{-6} \cdot 0,85} \approx 8,73 \cdot 10^6 \text{ Н} / \text{м}^2 = 8,73 \text{ МПа} . \quad (3.23)$$

Принимаем давление на сливе  $\Delta p_c = 0,2$  МПа. Определяем давление перед гидромотором по формуле (3.21)

$$p_z = 8,73 + 0,2 = 8,93 \text{ МПа} . \quad (3.24)$$

Таким образом, исходными данными для дальнейших расчетов гидромотора являются расход рабочей жидкости  $9,03 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с и давление перед гидромотором  $p_r = 8,73$  МПа.

### Задачи

*Задача 1.* Усилие на штоке  $R_r$ , ход поршня  $L$ , максимальная скорость перемещения поршня при рабочем ходе  $V$ ; усилие при холостом

ходе отсутствует. Подобрать гидроцилиндр и определить расход жидкости через него и ее давление на входе.

Вариант №	$R_r$ , Н	$L$ , м	$V$ , м/мин	Вариант №	$R_r$ , Н	$L$ , м	$V$ , м/мин
1	45000	0,6	0,6	6	20000	0,8	1,2
2	100000	0,7	0,25	7	5000	0,6	1,6
3	800000	0,2	0,5	8	12000	0,8	1,0
4	120000	0,9	0,3	9	100000	0,6	0,8
5	40000	0,6	1,2	10	30000	1,2	0,6

*Задача 2.* Подобрать регулируемый (+)/нерегулируемый (-) насос производительностью  $Q_n$ , создающий давление  $p_n$  по исходным данным, приведенным в таблице.

Вариант №	$Q_n \cdot 10^4$ , м <sup>3</sup> /с	$p_n$ , МПа	Регулируемый	Вариант №	$Q_n \cdot 10^4$ , м <sup>3</sup> /с	$p_n$ , МПа	Регулируемый
1	15	12	-	6	2,2	14	+
2	6	28	-	7	3,2	24	-
3	2	22	-	8	1,8	12	-
4	8	16	+	9	0,8	16	+
5	0,5	18	-	10	2,6	26	+

*Задача 3.* Нагрузочный момент на валу гидромотора  $M_c$  и частота вращения  $n_r$  (номинальная либо пределы ее изменения) приведены в таблице. Подобрать для заданного варианта гидромотор и определить его характеристики.

№	$M_c$ , Н*м	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>		№	$M_c$ , Н*м	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	
		номинальная	пределы			номинальная	пределы
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1000	100		6	1500		10 – 200
2	7500		20 – 120	7	500	150	

1	2	3	4	5	6	7	8
3	200	200		8	1200		20 – 300
4	1800		10 – 200	9	2800		10 – 250
5	800	160		10	500	180	

### 3.2. Мощность и тепловые потери гидропривода

Режим работы гидроприводов машин и механизмов может характеризоваться следующими величинами:

- ✓  $K_p$  – коэффициентом использования давления,

$$K_p = \frac{P}{P_n}, \quad (3.25)$$

где  $p$  – наибольшее давление, при котором работает гидропривод продолжительное время;

- ✓  $K_n$  – коэффициентом продолжительности работы гидропривода под нагрузкой,

$$K_n = \frac{t_p}{t_3}, \quad (3.26)$$

где  $t_p$  – время работы гидропривода в течение заданного периода (например, часа или смены);  $t_3$  – полное заданное время;

- ✓  $K_n$  – коэффициентом, учитывающим неустановившийся характер работы гидропривода,

$$K_n = \frac{t_n}{t_y}, \quad (3.27)$$

где  $t_n$  – время работы гидропривода при неустановившемся режиме;  $t_y$  – время работы гидропривода при установившемся режиме.

Мощность гидропривода в общем случае зависит от характера нагрузки. По характеру нагрузки гидроприводы делят на:

- ✓ работающие с постоянной нагрузкой в течение длительного времени;
- ✓ работавшие с кратковременной нагрузкой, когда время остановки много больше времени работы гидропривода;
- ✓ с повторно-кратковременной нагрузкой, когда чередуются между собой соизмеримые по времени периоды нагрузки и работы вхолостую.

К первой группе относят гидроприводы с последовательно включенным дросселем и с постоянной нагрузкой. Для этих гидроприводов  $K_p = 1,0$ , а мощность определяется по формулам:

$$\begin{aligned} N_H &= (Q_z + \Delta Q)(p_z + \Delta p), \text{ Вт}; \\ N_z &= Q_z p_z, \text{ Вт}. \end{aligned} \quad (3.28)$$

Для гидроприводов, работающих кратковременно, целесообразно выбирать мощность по фактическому, а не по номинальному давлению:

$$N_H = K_p p_z Q_H, \text{ Вт}, \quad (3.29)$$

$$N_z = K_p p_z Q_z, \text{ Вт}. \quad (3.30)$$

В формулах (3.29) и (3.30) давление и расход принимают по паспортным данным гидромашины.

К гидроприводам с повторно-кратковременной нагрузкой относят все гидроприводы возвратно-поступательного движения с объемным регулированием скорости и с дросселем, включенным параллельно. Для этих условий тепловые потери при постоянной скорости движения выходного звена исполнительного механизма пропорциональны нагрузке.

Мощность гидромашины (гидронасоса и гидродвигателя) определяют по ее средней величине:

$$N_{н(с)} = \sum N_i \frac{t_i}{t_{ц}}, \text{ Вт}, \quad (3.31)$$

где  $N_i$  – мощность на  $i$ -м участке нагрузочной диаграммы;  $t_i$  – время, в течение которого мощность равна  $N_i$ ;  $t_{ц}$  – время цикла.

Мощность, подводимая к насосу, равна

$$N_{под} = K \frac{N_H}{\eta_{нобщ}}, \text{ Вт}, \quad (3.32)$$

где  $K$  – допустимая перегрузка.

По расчетной мощности и частоте вращения вала насоса выбирают приводной двигатель.

Все потери мощности в гидравлической системе превращаются в теплоту, которая идет на нагрев рабочей жидкости. С повышением температуры уменьшается вязкость жидкости, что приводит к увеличению утечек через зазоры гидрооборудования.

Особенно интенсивно нагревается жидкость при отсутствии разгрузки, низком кпд насоса или гидродвигателя и при использовании дроссельного регулирования гидропривода. Если отсутствует разгрузка насоса, то при остановках гидродвигателя вся жидкость сливается через

предохранительный гидравлический клапан и вся мощность переходит в теплоту.

$$Q' = N_{\text{под}} t, \text{Дж}.$$

При работе насоса на потребителя количество выделяемой теплоты определяют по формуле

$$Q'' = N_{\text{под}}(1 - \eta_c)t, \text{Дж}. \quad (3.33)$$

КПД системы  $\eta_c$  определяют как отношение мощности гидродвигателя к подводимой мощности насоса

$$\eta_c = \frac{N_z}{N_{\text{под}}}.$$

Для поддержания температуры рабочей жидкости в допустимых пределах применяют естественное и принудительное (с помощью теплообменников) охлаждение. Для естественного охлаждения большое значение имеет правильный выбор ёмкости гидробака, в котором размещается рабочая жидкость. Полезную ёмкость гидробака обычно выбирают по ГОСТ I6770-7I, равную не менее трехминутной производительности насоса.

Ёмкость гидробака необходимую для нормальной работы гидропривода, можно определить также по формуле

$$W = 0,001 \sqrt{\left[ \frac{Q''}{4(T - T_0)} \right]^3}, \text{м}^3. \quad (3.34)$$

где  $Q''$  – количество теплоты за 3600 с, кДж.

Рабочей температурой считается температура в пределах  $T = (323 - 333)$  К или  $(50 - 60)$  °С.

При длительной работе гидропривода установившуюся температуру при известном количестве рабочей жидкости определяют по формуле

$$T = T_0 + \frac{1,5 \cdot 10^4 \cdot Q''}{\sqrt[3]{W^2}}. \quad (3.35)$$

Когда расчетные размеры гидробака получаются недопустимо большими, необходимо применять теплообменники.

### Пример расчета мощности и тепловых потерь привода

Заданы: расход жидкости через гидродвигатель  $Q_r = 1,66 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ , общий кпд насоса  $\eta_{\text{н общ}} = 0,93$ , общий кпд гидроцилиндра  $\eta_{\text{г общ}} = 0,96$ , потери давления в гидролинии  $\Delta p = 0,1$  МПа, потери давления в гидрораспределителе  $\Delta p_{\text{тр}} = 0,2$  МПа.



Режим работы – повторно-кратковременный: в течение  $t_1 = 10$  с  $p_1 = 10$  МПа, в течение  $t_2 = 5$  с  $p_2 = 2$  МПа. Утечки в гидроаппаратуре составляют  $0,01 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ .

Определяем:

1. Суммарные потери в гидролинии и гидрораспределителе

$$\Delta p = 0,1 \cdot 10^6 + 0,2 \cdot 10^6 = 0,3 \cdot 10^6 \text{ Па} . \quad (3.36)$$

2. Мощность на выходе из насоса по формуле (3.28)

$$\text{при } t_1 \quad N_{H1} = (1,66 + 0,01) \cdot 10^{-3} \cdot (10 \cdot 10^6 + 0,3 \cdot 10^6) = 17201 \text{ Вт} ; \quad (3.37)$$

$$\text{при } t_2 \quad N_{H2} = (1,66 + 0,01) \cdot 10^{-2} \cdot (2 \cdot 10^6 + 0,3 \cdot 10^6) = 3841 \text{ Вт} . \quad (3.38)$$

3. Среднюю мощность на выходе гидронасоса по (3.31) при  $t_{ц} = 15$  с:

$$N_H = 17201 \cdot \frac{10}{15} + 3841 \cdot \frac{5}{15} = 12750 \text{ Вт} . \quad (3.39)$$

4. Подводимую мощность к насосу по формуле (3.32) при  $K=1$ :

$$N_{нод} = 1 \frac{12750}{0,93} = 13710 \text{ Вт} . \quad (3.40)$$

5. КПД всей системы по формуле:

$$\eta_c = \eta_{нобщ} \eta_{гобщ} \eta_z = 0,93 \cdot 0,96 \cdot 0,96 = 0,86 , \quad (3.41)$$

где

$$\eta_z = 1 - \frac{\Delta p Q}{N_{нод}} = 1 - \frac{0,3 \cdot 10^6 \cdot 1,67 \cdot 10^{-3}}{13710} = 0,96 \quad (3.42)$$

6. Количество выделяемого за 1 час тепла по формуле (3.33):

$$Q'' = 13710(1 - 0,86)3600 = 6,91 \cdot 10^6 \text{ Дж} = 6,91 \cdot 10^3 \text{ кДж} . \quad (3.43)$$

7. Емкость гидробака по формуле (3.34):

$$W = 0,001 \sqrt[3]{\frac{6,91 \cdot 10^3}{4(330 - 293)}} = 0,255 \text{ м}^3 \quad (3.44)$$

8. Принимаем фактическую емкость бака  $W = 0,3 \text{ м}^3$ . Тогда установившаяся температура определится по формуле (3.35):

$$T = 293 + \frac{1,5 \cdot 10^4 \cdot 1,67 \cdot 10^{-3}}{\sqrt[3]{0,3^2}} = 319 \text{ К} \text{ или } 46^{\circ}\text{С} \quad (3.45)$$

### 3.3. Расчет механических характеристик гидроприводов

Исходными данными для расчета характеристик гидропривода с дроссельным регулированием являются: площадь поршня  $S_n$ , м<sup>2</sup>; производительность насоса  $Q$  м<sup>3</sup>/с; нагрузка на штоке гидроцилиндра  $R_r$ , Н; давление настройки предохранительного гидроклапана  $p_n$ , Па.

Расчет ведется в такой последовательности. Определяют максимальное проходное сечение дросселя:

$$S_{op} = \frac{Q}{\mu \sqrt{2 \frac{\Delta p_{др}}{\rho}}}, \quad (3.46)$$

где  $\Delta p_{др}$  – перепад давления на дросселе (берётся из его технической характеристики). При отсутствии этого параметра в технической характеристике его принимают в пределах (0,2 – 0,5) МПа.

Для щелевых дросселей коэффициент расхода  $\mu$  принимают равным (0,67 – 0,70), а для игольчатых – (0,75 – 0,80).

Скорость штока гидроцилиндра в зависимости от нагрузки для гидропривода с последовательным включением дросселя в напорную гидролинию

$$V = \frac{1}{S_n} \mu \theta_{др} S_{op} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( p_n - \frac{R_z}{S_n} \right)}, \text{ м/с}, \quad (3.47)$$

где  $\theta_{др}$  – параметр регулирования дросселя.

Скорость штока гидроцилиндра в зависимости от нагрузки для гидропривода с последовательным включением дросселя в сливную гидролинию

$$V = \frac{1}{S_n} \mu \theta_{др} S_{op} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( p_n \frac{S_n}{S_{ш}} - \frac{R_z}{S_{ш}} \right)}, \text{ м/с}, \quad (3.48)$$

где  $S_n$  и  $S_{ш}$  – площади поршня со стороны рабочей и штоковой полостей.

Скорость штока гидроцилиндра в зависимости от нагрузки для гидропривода с параллельным включением дросселя

$$V = \frac{Q_z}{S_n} - \frac{1}{S_n} \mu \theta_{др} S_{op} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( \frac{R_z}{S_n} - p_c \right)}, \text{ м/с}. \quad (3.49)$$

Частота вращения вала гидромотора для гидропривода с дросселем, включенным параллельно,

$$n_z = \frac{Q_z}{q_z} - \frac{1}{q_z} \mu \theta_{др} S_{op} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( \frac{M_c}{K_z} - p_c \right)}, \text{ об/с}, \quad (3.50)$$

где  $K_z = M_z / p_z$  – коэффициент момента гидромотора.

Частота вращения вала гидромотора для гидропривода с дросселем, включенным последовательно,

$$n_z = \frac{1}{q_z} \mu \theta_{op} S_{op} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( p_n - \frac{M_c}{K_z} \right)}, \text{ об/с} . \quad (3.51)$$

Подставляя в формулы (3.47–3.51) различные значения нагрузки и изменяя величину параметра регулирования  $\theta_{др}$ , можно получить графические зависимости  $n_r = f(M_c)$  и  $V = \psi(\theta_{др})$  при различных значениях  $\theta_{др}$ , которые являются механическими характеристиками гидропривода с дроссельным регулированием.

Утечки в гидромашинах можно найти из уравнений:

$$\Delta Q_n = Q_n (1 - \eta_{он}), \quad \Delta Q_z = Q_z (1 - \eta_{оз}), \quad (3.52)$$

Утечки в гидроаппаратуре определяют по техническим характеристикам. При практических расчетах утечками в гидроаппаратуре можно пренебречь, т.к. они значительно меньше утечек в гидромашинах.

Минимальный параметр регулирования

$$\theta_{др\min} = \frac{\Delta Q}{Q_{op}} . \quad (3.53)$$

Коэффициент диапазона регулирования

$$K_{рег} = \frac{1}{\theta_{др\min}} . \quad (3.54)$$

Минимальная скорость штока гидроцилиндра

$$V_{\min} = \frac{V}{K_{рег}}, \text{ м/с} . \quad (3.55)$$

Минимальная частота вращения вала гидромотора

$$n_{z\min} = \frac{n_z}{K_{рег}}, \text{ об/с} . \quad (3.56)$$

Исходными данными для расчета характеристик гидропривода с объемным регулированием являются: момент на валу гидромотора  $M_c$ , Н·м; частота вращения вала гидромотора  $n_r$ ; объемный коэффициент полезного действия гидромотора  $\eta_{ог}$ ; производительность насоса  $Q$ , м<sup>3</sup>/с; частота вращения вала насоса  $n_n$ , об/с; объемный КПД насоса  $\eta_{он}$ ; давление, развиваемое насосом,  $p_n$ , Па; параметр регулирования насоса  $\theta_n$  и гидромотора  $\theta_r$ .

В ходе расчета определяют следующие параметры:

- ✓ коэффициент момента гидромотора

$$K_z = \frac{M_{zn}}{p_z}, \text{ м}^2; \quad (3.57)$$

- ✓ рабочий объем гидромотора

$$q_z = \frac{Q_z}{n_z}, \text{ м}^3 / \text{об}; \quad (3.58)$$

- ✓ теоретическую производительность насоса

$$Q_{\text{тн}} = \frac{Q_n}{\eta_{\text{он}}}, \text{ м}^3 / \text{с}; \quad (3.59)$$

- ✓ утечки в насосе

$$\Delta Q_n = Q_{\text{тн}}(1 - \eta_{\text{он}}), \text{ м}^3 / \text{с}; \quad (3.60)$$

- ✓ утечки в гидромоторе

$$\Delta Q_z = Q_z(1 - \eta_{\text{оз}}), \text{ м}^3 / \text{с}; \quad (3.61)$$

- ✓ коэффициенты утечек насоса  $a_n$  и гидромотора  $a_r$ :

$$a_n = \frac{\Delta Q_n}{p_n}, \text{ м}^5 / (\text{Нс}); \quad a_r = \frac{\Delta Q_z}{p_z}, \text{ м}^5 / (\text{Нс}); \quad (3.62)$$

- ✓ общий коэффициент утечек

$$a = a_n + a_z, \text{ м}^5 / (\text{Нс}). \quad (3.63)$$

Уравнение механической характеристики гидропривода с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором имеет вид:

$$n_z = \frac{Q_{\text{тн}} \theta_n}{q_z} - \frac{a M_c}{K_z q_z}, \text{ об} / \text{с}. \quad (3.64)$$

Уравнение механической характеристики гидропривода с регулируемым гидромотором и нерегулируемым насосом имеет вид:

$$n_z = \frac{Q_{\text{тн}}}{q_z \theta_z} - \frac{a M_c}{K_z q_z \theta_z}, \text{ об} / \text{с}. \quad (3.65)$$

Уравнение механической характеристики гидропривода с регулируемым насосом и регулируемым гидромотором имеет вид

$$n_z = \frac{Q_{\text{тн}} \theta_n}{q_z \theta_z} - \frac{a M_c}{K_z q_z \theta_z}, \text{ об} / \text{с}. \quad (3.66)$$

Минимальный параметр регулирования насоса

$$\theta_{н.мин} = \frac{aM_c}{K_c Q_{шт}}. \quad (3.67)$$

Коэффициент диапазона регулирования

$$K_{pez} = \frac{1}{\theta_{н.мин}}. \quad (3.68)$$

Минимальная частота вращения вала гидромотора

$$n_{г.мин} = n_c \frac{1}{K_{pez}}, \text{ об/с}. \quad (3.69)$$

Максимальная частота вращения  $n_{г. макс}$  достигается при максимальном расходе и ограничивается конструктивными особенностями гидродвигателя.

При номинальной нагрузке минимальная частота вращения для гидравлических систем с замкнутой циркуляцией жидкости может составлять (0,67 – 0,75) об/с, а для гидравлических систем с разомкнутой циркуляцией жидкости (0,05 – 0,067) об/с.

Подставляя величину момента в формулы (3.66–3.68) в пределах от нуля до заданного значения, получим зависимость частоты вращения в функции момента нагрузки при различных параметрах регулирования насоса и гидромотора.

*Примечание.* При расчете коэффициента момента гидромотора  $K_r$  по уравнению (3.57) значения момента  $M_r$  и  $p_r$  можно брать из технической характеристики гидромотора при номинальном расходе.

### **Пример расчета механических характеристик гидропривода с дроссельным регулированием для гидропривода типа насос – гидроцилиндр**

Исходные данные для расчета: площадь поршня  $S_n = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ; производительность насоса  $Q_n = 0,92 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  при номинальном давлении  $p_n = 6,3 \text{ МПа}$ ;  $\eta_{онр} = 0,86$ ; нагрузка на штоке гидроцилиндра  $R_r = 20000 \text{ Н}$ .

В качестве регулирующего элемента применен дроссель типа Г77-34 с номинальной пропускной способностью  $Q_{др} = 1,17 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ . Потери давления в дросселе при номинальном расходе составляют  $\Delta p_{др} = 0,3 \text{ МПа}$ . Плотность рабочей жидкости  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ , коэффициент расхода  $\alpha = 0,7$ .

В ходе расчета необходимо определить:

1. Максимальное проходное сечение дросселя по формуле (3.46):

$$S_{др} = \frac{1,17 \cdot 10^{-3}}{0,7 \sqrt{2 \frac{0,3 \cdot 10^6}{900}}} = 6,5 \cdot 10^{-5}, \text{ м}^2. \quad (3.70)$$

2. Скорость штока в зависимости от нагрузки по формуле (3.47):

$$V = \frac{1}{5 \cdot 10^{-2}} \cdot 0,7 \cdot \theta_{др} \cdot 6,5 \cdot 10^{-5} \sqrt{\frac{2}{900} \left( 6,3 \cdot 10^6 - \frac{R_z}{5 \cdot 10^{-3}} \right)} = \quad (3.71)$$

$$= 6,1 \cdot 10^{-3} \cdot \theta_{др} \cdot \sqrt{3,15 \cdot 10^4 - R_z}.$$

Подставляя в это выражение различные значения нагрузки при различных значениях параметра регулирования дросселя заполняют табл. 3.1 для построения семейства зависимостей  $V = f(R_z)$ .

Таблица 3.1

**Расчетные данные для построения графика**

№ п/п	$\theta_{др}$	Расчетное значение скорости поршня при нагрузке $R_z$ , кН								
		0	4	8	12	16	20	24	28	31,5
1	1,0	1,06	1,01	0,936	0,85	0,76	0,65	0,53	0,36	0
2	0,8	0,84	0,81	0,75	0,68	0,61	0,52	0,42	0,29	0
3	0,6	0,63	0,61	0,56	0,51	0,46	0,39	0,32	0,22	0
4	0,4	0,42	0,40	0,38	0,34	0,30	0,26	0,21	0,14	0
5	0,2	0,21	0,20	0,19	0,17	0,15	0,13	0,11	0,072	0

3. Утечки в гидроприводе по формуле (3.52):

$$\Delta Q_n = 0,92 \cdot 10^{-2} \cdot (1 - 0,86) = 0,128 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с} . \quad (3.72)$$

4. Минимальное значение параметра регулирования дросселя по (3.53):

$$\theta_{др, мин} = \frac{0,128 \cdot 10^{-3}}{0,92 \cdot 10^{-3}} = 0,139 . \quad (3.73)$$

5. Коэффициент диапазона регулирования по (3.54):

$$K_{рег} = \frac{1}{0,139} = 7,2 . \quad (3.74)$$

6. Минимальную скорость штока гидроцилиндра по формуле (3.55):

$$V_{мин} = \frac{0,65}{7,2} = 0,09 \text{ м} / \text{с} . \quad (3.75)$$

Здесь взята максимальная скорость при нагрузке  $R_r = 20000$  Н и  $\theta_{др} = 1,0$   $V = 0,65$  (табл. 3.1).

### Пример расчета механических характеристик гидропривода с объемным регулированием

Исходные данные: насос регулируемый  $Q_n = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $n_n = 1470 \text{ об/мин}$ ,  $p_n = 10 \text{ МПа}$ ,  $\eta_{он} = 0,88$ ; гидромотор нерегулируемый  $M_{гн} = 140 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ,  $p_r = 10 \text{ МПа}$ ,  $n_r = 6,67 \text{ об/с}$ ,  $\eta_{ог} = 0,9$ .

Необходимо определить:

1. Коэффициент момента гидромотора по формуле (3.57):

$$K_z = \frac{140}{10 \cdot 10^6} = 1,4 \cdot 10^{-5}, \text{ м}^2. \quad (3.76)$$

2. Рабочий объем гидромотора по формуле (3.58):

$$q_z = \frac{2,5 \cdot 10^{-3}}{6,67} = 0,375 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 / \text{об}. \quad (3.77)$$

3. Теоретическую производительность насоса по формуле (3.59):

$$Q_{тн} = \frac{2,5 \cdot 10^{-3}}{0,88} = 2,84 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}. \quad (3.78)$$

4. Утечки в насосе по формуле (3.60):

$$\Delta Q_n = 2,84 \cdot 10^{-3} (1 - 0,88) \text{ м}^3 / \text{с}. \quad (3.79)$$

5. Утечки в гидромоторе по формуле (3.61):

$$\Delta Q_z = 2,5 \cdot 10^{-3} (1 - 0,9) = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}. \quad (3.80)$$

6. Коэффициент утечек насоса и гидромотора по формуле (3.62):

$$a_n = \frac{0,34 \cdot 10^{-3}}{10 \cdot 10^6} = 3,4 \cdot 10^{-11} \text{ м}^5 / (\text{Нс}); \quad (3.81)$$

$$a_z = \frac{0,25 \cdot 10^{-2}}{10 \cdot 10^6} = 2,5 \cdot 10^{-11} \text{ м}^5 / (\text{Нс}).$$

7. Суммарный коэффициент утечек по формуле (3.63):

$$a = 3,4 \cdot 10^{-11} + 2,5 \cdot 10^{-11} = 5,9 \cdot 10^{-11} \text{ м}^5 / (\text{Нс}). \quad (3.82)$$

8. Уравнение механической характеристики по формуле (3.64):

$$n_z = \frac{2,84 \cdot 10^{-3} \cdot \theta_n}{0,375 \cdot 10^{-3}} - \frac{5,9 \cdot 10^{-3} \cdot M_c}{1,4 \cdot 10^{-5} \cdot 0,375 \cdot 10^{-3}} = \quad (3.83)$$
$$= 7,85 \cdot \theta_n - 1,12 \cdot 10^{-2} \cdot M_c \text{ об} / \text{с}$$

Подставляя значения  $M_c$  в пределах от нуля до  $M_r$ , можно получить для любого заданного значения параметра регулирования насоса зависимость

$$n_z = a(M_c). \quad (3.84)$$

9. Минимальный параметр регулирования по формуле (3.65):

$$\theta_{н.мин} = \frac{5,9 \cdot 10^{-11} \cdot 140}{1,4 \cdot 10^{-5} \cdot 2,84 \cdot 10^{-3}} = 0,208. \quad (3.85)$$

10. Коэффициент диапазона регулирования по формуле (3.66):

$$K_{pez} = \frac{1}{0,208} = 4,81. \quad (3.86)$$

11. Минимальную частоту вращения вала гидромотора по формуле (3.67):

$$n_{z.мин} = 6,67 \cdot \frac{1}{4,81} = 1,37 \text{ об/с}. \quad (3.87)$$

### 3.4. Расчет трубопроводов

При расчете трубопроводов гидросистемы необходимо выбрать марку гидравлической жидкости. При этом следует учитывать тип принятого гидравлического оборудования и температурный режим работы гидросистемы.

В гидравлических системах, предназначенных для работы в стабильных температурных условиях, рекомендуются жидкости с вязкостью  $(20 - 40) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  при давлении до 10 МПа;  $(40 - 60) \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$  – при давлении до 20 МПа и  $(110 - 175) \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$  – при давлении (50–60) МПа.

Расчет трубопроводов включает в себя определение геометрических размеров и расчет потерь давления. Расчет потерь в трубопроводах и соединениях проводится после определения длины трубопроводов гидросистемы.

Рекомендуемые размеры стальных труб, параметры рукавов, нормализованная арматура и соединительные части трубопроводов и рукавов приведены в табл. П. 3.5 – П. 3.7.

Расчет внутреннего диаметра трубы ведётся, прежде всего, из условия обеспечения допустимой скорости потока:

$$d'_s = \sqrt{\frac{4 Q}{\pi V}}. \quad (3.88)$$

Во всасывающем трубопроводе допустимая скорость потока  $V$  равна  $(0,5 - 2) \text{ м/с}$ . Большее значение принимается в тех случаях, когда высота всасывания мала и нет приемного фильтра.



В напорной гидролинии допускается скорость течения 3 м/с при давлении 20 МПа и 5 м/с при давлении 10 МПа. На отдельных коротких участках длиной менее  $100 \cdot d_b$  скорость потока допускается до (7 – 10) м/с.

Внутренний диаметр трубы, исходя из условия ламинарного потока в трубе ( $Re < 2300$ ), определяют по формуле

$$d''_e = \frac{4}{2300\pi} \frac{Q}{v}, \quad (3.89)$$

а исходя из допустимых потерь давления ( $\Delta p$ ) в трубах

$$d'''_e = \sqrt{\frac{128}{\pi} \frac{v\rho L Q}{\Delta p}}. \quad (3.90)$$

Потери давления выбираются в пределах менее 0,2 МПа, но не более  $0,1 \cdot p_n$ . Из трех значений, определенных по формулам (3.88–3.90) выбирают большее.

При расчете трубопроводов по формуле (3.89) кинематическая вязкость берется при температуре 323 К, а в формуле (3.90) – при температуре 293 К.

Потери давления в системе трубопровода состоят из потерь по длине трубопровода  $\Delta p_L$  и местных потерь (колена, расширения, сужения и т.п.)  $\Delta p_m$ .

$$\sum \Delta p = \Delta p_L + \sum \Delta p_n. \quad (3.91)$$

Потери давления во всех элементах гидропривода определяют после размещения гидрооборудования на машине, для которой проектируют гидропривод. В этом случае практически известна длина трубопровода  $L$ , число соединений и их виды. Общие потери давления по длине трубопровода определяют по формуле Дарси-Вейсбаха с учетом ламинарного режима течения.

### Пример расчета трубопровода

Задано: расход в системе  $Q = 1,67 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ; рабочее давление  $p_n = 10 \text{ МПа}$ ; масло «Индустриальное-30»; трубопровод имеет длину  $L = 6 \text{ м}$ , 6 соединительных штуцеров ( $\zeta_{шт} = 0,15$ ), 2 переходника ( $\zeta_{п} = 0,15$ ), 4 поворота под прямым углом ( $\zeta_{пов} = 1,5$ ) и 1 соединение с резервуаром ( $\zeta_{р} = 1$ ).

Определяем:

1. Внутренний диаметр трубы при  $V = 5 \text{ м/с}$  по формуле (3.88)

$$d'_e \geq \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{1,67 \cdot 10^{-3}}{5}} = 0,021 \text{ м} \quad (3.92)$$

2. По табл. П. 3.1 определяем коэффициент кинематической вязкости масла «Индустриальное-30»: при  $T = 323 \text{ К}$ ,  $\nu = 3,0 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ ,  $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ ; при  $T = 293 \text{ К}$   $\nu = 20 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ .
3. Внутренний диаметр трубы, исходя из условия ламинарного потока в трубе, по формуле (3.89):

$$d''_e = \frac{4}{2300\pi} \frac{1,67 \cdot 10^{-3}}{3,0 \cdot 10^{-5}} = 0,033 \text{ м}. \quad (3.93)$$

4. Внутренний диаметр трубы, исходя из допустимых потерь меньше 0,2 МПа по формуле (3.90):

$$d'''_e = \sqrt{\frac{128}{\pi} \cdot \frac{20 \cdot 10^{-5} \cdot 900 \cdot 6 \cdot 1,67 \cdot 10^{-3}}{0,2 \cdot 10^6}} = 0,027 \text{ м}. \quad (3.94)$$

По табл. П 3.7 находим, что ближайший больший внутренний диаметр  $d_b = 0,034 \text{ м}$  (34 мм) при толщине стенки 4 мм. Наружной диаметр трубы 42 мм.

5. Критерий Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{1,84 \cdot 0,034}{3 \cdot 10^{-5}} = 2085 < 2300,$$

где

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 1,67 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,034^2} = 1,84 \text{ м/с}. \quad (3.95)$$

6. Суммарную величину коэффициентов местных сопротивлений:

$$\sum \xi = 6 \cdot 0,15 + 2 \cdot 0,15 + 4 \cdot 1,5 + 1 = 8,2. \quad (3.96)$$

7. Потери давления в трубопроводе:

$$\begin{aligned} \Delta p &= \left( \frac{64 L}{\text{Re} d} + \sum \xi \right) \frac{\rho V^2}{2} = \left( \frac{64}{2085} \cdot \frac{6}{0,034} + 8,2 \right) \cdot \frac{900 \cdot 1,84^2}{2} = \\ &= 20746 \text{ Па} \approx 0,021 \text{ МПа}. \end{aligned} \quad (3.97)$$

## СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

---

Бровченко, П.Н. Сборник задач по гидравлике: учеб. пособие для студентов-заочников / П.Н. Бровченко, Л.С. Прохасько, Н.Д. Кузьмина. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ. 2003. – 72 с.

Примеры расчетов по гидравлике: учеб. пособие для вузов / А.Д. Альтшуль, В.И. Калицун, Ф.Г. Майрановский, П.П. Пальгунов; под ред. А.Д. Альтшуля. – М.: Стройиздат, 1977. 255 с;

Сборник задач по машиностроительной гидравлике: учеб. пособие для машиностроительных вузов / Д.А. Бутаев, З.А. Калмыкова, Л.Г. Подвидз и др.; Под ред. И.И. Куколевского и Л.Г. Подвидза. – 4-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1981. 464 с.

# ПРИЛОЖЕНИЯ

## ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Таблица П. 1.1

### Плотности, модули упругости для различных жидкостей (осредненные значения)

	Вода	Бензин	Керосин	Спирт	Глицерин	Ртуть	Нефть	АМГ-10	И-12	И-20	И-50	МС-20	Турб-22
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	1000	720	825	790	1260	13600	900	850	900	900	900	895	900
$E$ , ГПа	2,1	1,33	1,3	0,9	4,5	33,0	1,35	1,35	1,35	1,4	1,5	-	1,75

Таблица П. 1.2

### Плотности и модули упругости твердых материалов (осредненные значения)

	Сталь	Чугун	Латунь	Дюралюминий	Бетон
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	7800	7100	8400	2700	2000
$E$ , ГПа	210	100	95	71	19

Таблица П. 1.3

### Температурный коэффициент объемного расширения жидкости ( $\beta \cdot 10^4$ , 1/К) при нормальном атмосферном давлении

$t$ , °С	10	30	50	70	100
Вода	1,5	2,20	4,60	6,0	-
Масло МС-20	-	6,38	-	6,55	6,96
ВМГЗ		8,86	9,05	9,21	9,36
МГ-30		8,40	8,52	8,68	9,0

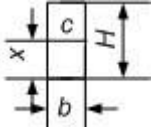
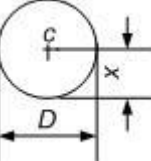
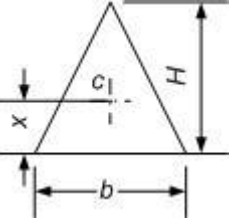
Таблица П. 1.4

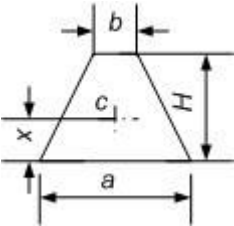
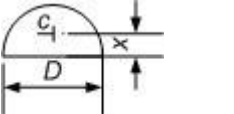
## Коэффициенты объемного сжатия воды

$t, ^\circ\text{C}$	$\beta_w \cdot 10^{10}, \text{Па}^{-1}$ , при давлении, МПа				
	0,5	1	2	3,9	7,8
0	5,4	5,37	5,31	5,23	5,15
5	5,29	5,23	5,18	5,08	4,93
10	5,23	5,18	5,08	4,98	4,81
15	5,18	5,1	5,03	4,88	4,7
20	5,15	5,05	4,95	4,81	4,6

Таблица П. 1.5

## Положение центра тяжести плоских фигур и формулы моментов инерции относительно оси, проходящей через центр тяжести

Форма пластины	Центр тяжести	Момент инерции
1	2	3
	$x = H / 2$	$j_0 = bH^3 / 12$
	$x = D / 2$	$j_0 = \pi D^4 / 64$
	$x = H / 3$	$j_0 = bH^3 / 36$

1	2	3
	$x = \frac{H}{3} \frac{2b+a}{a+b}$	$j_0 = \frac{H^3(a^2 + 4ab + b^2)}{36(a+b)}$
	$x = D / 4,71$	$j_0 = D^4 / 145,4$

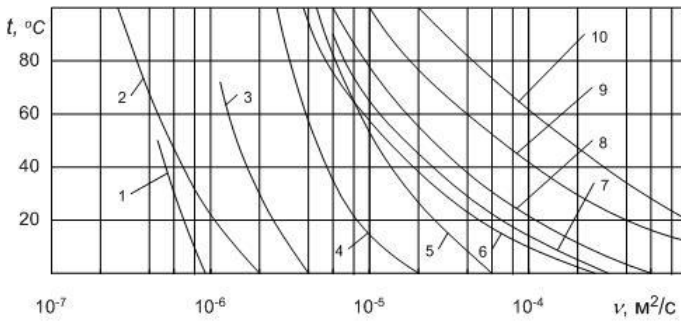


Рис. П. 1.1. Коэффициенты кинематической вязкости жидкостей  
 1 – бензин; 2 – вода; 3 – керосин; 4 – нефть ( $\rho = 860 \text{ кг / м}^3$ ); масла: 5 – АМГ-10; 6 – И-12; 7 – И-20; 8 – турбинное – 22; 9 – И-50; 10 – МС-20.

Таблица П. 1.6

**Давление насыщенных паров  $p_s$ , кПа**

	Температура $t$ , °C				
	20	40	60	80	100
Бензин	16,3	33,2	55,8	103,3	-
Керосин Т-1	3,9	5,7	7,5	12,1	20,3
Масло АМГ-10	-	0,2	0,4	0,8	1,8
Масло И-20	-	-	0,1	0,3	0,4

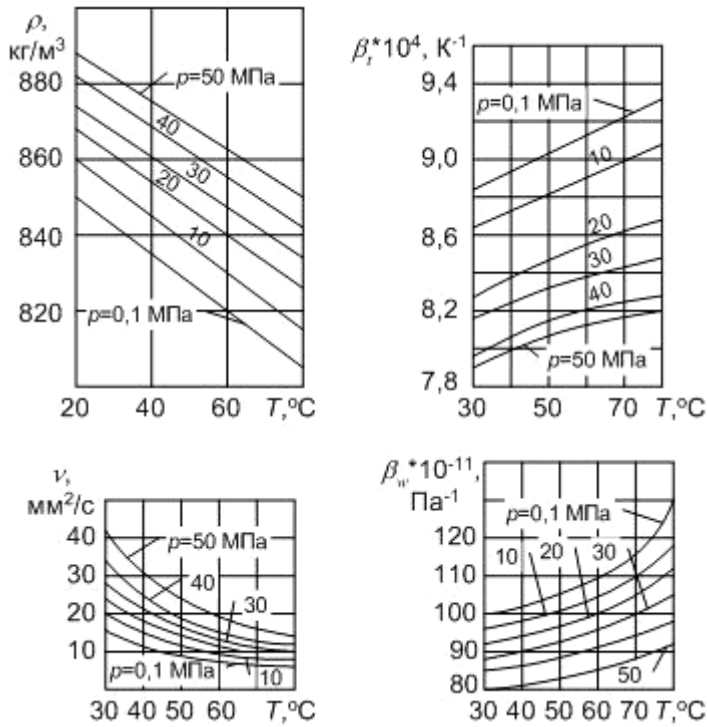


Рис. П. 1.2. Свойства масла ВМГЗ

Таблица П. 1.7

**Физические свойства пресной воды**

$t$ , °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\sigma \cdot 10^3$ , Н/м	$p_s$ , Па
0	999,87	1,789	75,65	613
10	999,73	1,306	74,22	1197
20	998,23	1,006	72,74	2385
30	995,68	0,805	71,20	4240
40	992,25	0,658	69,60	7360
50	988,1	0,556	67,95	12320
60	983,2	0,478	66,24	19920
70	977,8	0,415	64,49	31160
80	971,8	0,366	62,68	47360

Таблица П 1.8

**Эквивалентная шероховатость труб**

Материал и состояние труб	$\Delta_3$ , мм
Цельнотянутые трубы из меди, латуни, стекла	0,0015...0,01
Алюминиевые трубы, резиновые шланги	0,01...0,06
Стальные трубы: новые бесшовные в средних условиях эксплуатации оцинкованные	0,02...0,10 0,20 0,07...0,15
Чугунные трубы: Новые асфальтированные	0,25...1,00 0,12...0,30
Асбестоцементные трубы	0,1...0,6

Таблица П 1.9

**Коэффициент формы поперечного сечения**

Форма поперечного сечения	$d_3$	$A$
Квадрат со стороной $a$	$a$	57
Равносторонний треугольник со стороной $a$	$0,58a$	53
Кольцевой просвет шириной $a = \bigcirc - d \int 2$	$2a$	96
Прямоугольник со сторонами $a$ и $b$		
$a/b \approx 0$	$2a$	96
$a/b = 0,25$	$1,6a$	73
$a/b = 0,5$	$1,3a$	62

Таблица П 1.10

**Коэффициент скорости возрастания шероховатости**

Коррозионное воздействие	Характеристика природных вод	$\alpha$ , мм/год
1	2	3
Слабое	Слабоминерализованные, не коррозионные воды; воды с незначительным содержанием органических веществ и растворенного железа	0,005 – 0,055



1	2	3
Умеренное	Слабоминерализованные коррозионные воды; воды, содержащие органические вещества и растворенное железо в количестве меньше 3 мг/л	0,055 – 0,18
Значительное	Агрессивные коррозионные воды с содержанием железа более 30 мг/л, но с малым содержанием хлоридов и сульфатов	0,18 – 0,40
Сильное	Коррозионные воды с большим содержанием хлоридов и сульфатов (больше 500 – 700 мг/л); необработанные воды с большим содержанием органических веществ	0,40 – 0,60
Очень сильное	Воды со значительной карбонатной и малой постоянной жесткостью с плотным остатком более 2000 мг/л; сильно минерализованные и коррозионные	От 0,6 до 1 и более

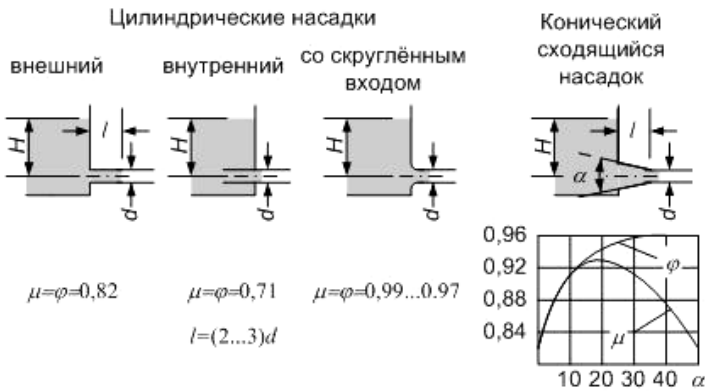


Рис. П. 1.3. Коэффициенты истечения из насадков

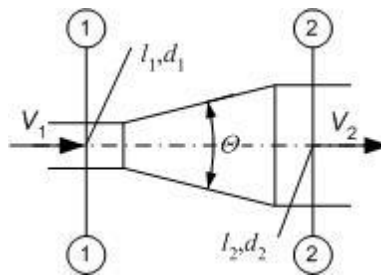


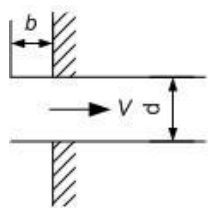
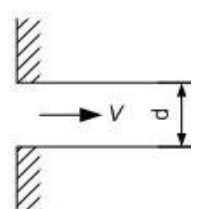
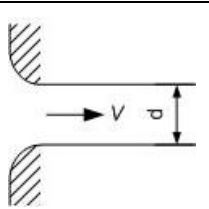
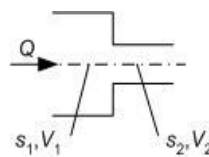
Рис. П. 1.4. Плавное расширение

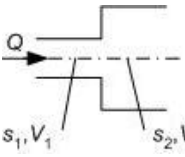
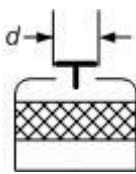

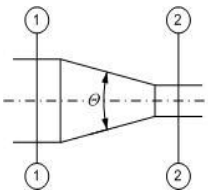
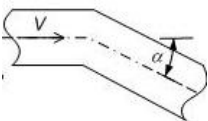
При  $Re \leq 50$  и  $\theta < 40^\circ$  коэффициент местного сопротивления рассчитывают по формуле (в качестве расчётной скорости берут скорость  $V_1$ )

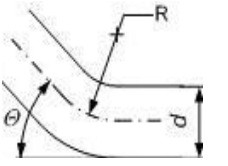
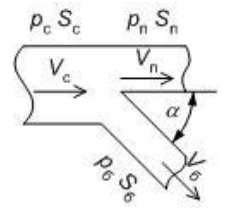
$$\xi_m = \frac{20}{Re_1} \sqrt{\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2} \sqrt[4]{ctg^3 \theta}.$$

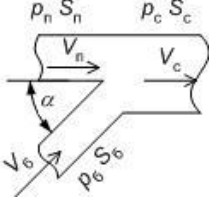
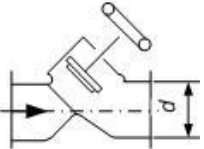
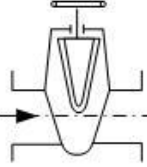
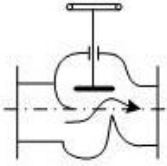
Таблица П. 1.11

**Коэффициенты местных сопротивлений**

Наименование	Рисунок	Условие	$\zeta_m$
1	2	3	4
Вход в трубопровод		$b \geq 0,5d$	1
			0,5
			0,009...0,05
Внезапное сужение		$Re_2 = V_2 d_2 / \nu < 10$	$48 / Re_2$
		$Re_2 = V_2 d_2 / \nu > 10^4$	$0,5(1 - s_2 / s_1)$

1	2	3	4	
Внезапное расширение		$Re_1 = V_1 d_1 / \nu < 10$	$30 / Re_2$	
		$Re_1 = V_1 d_1 / \nu > 5 \cdot 10^4$	$(1 - s_1 / s_2)^2$	
Обратный клапан с сеткой		$d, \text{ мм}$	40	12
			50	10
			75	8
			100	7
			125	6,5
			150	6
Сетка			$(0,67 \dots 1,57)(s / s_c)^2$ , где $s$ – площадь поперечного сечения канала; $s_c$ – суммарная площадь сечений отверстий сетки	
		$Re > 2 \cdot 10^4$	0,3 – 0,7	
Плавное сужение		$\theta < 11^\circ$	$0,05 \left[ + 8 \sqrt{s_1 / s_2} \lg(11 / \theta^\circ) \right]$	
		$Re_2 < 10^5$ и $\theta > 11$	0,05	
		$Re_2 < 50$	$\frac{19}{Re_2} \sqrt{\frac{s_1}{s_2}} \sqrt{\text{ctg}^2 \theta}$	
Резкий поворот (колени)		$\alpha^\circ$	15	0,08
			20	0,16
			25	0,32
			32	0,55
			42	0,81
			50	1,20

1	2	3	4		
Плавный поворот (отвод)		$Re \geq 3000$ $\theta \leq 180^\circ$ $1 \leq R/d \leq 5$	$\frac{2000}{Re} +$ $+ 0,3 \sqrt{\frac{d}{R} (1 + 10^3 \bar{\Delta}) \sin \frac{\theta}{2}}$ где $\bar{\Delta} = \Delta/d$ – относительная шероховатость		
		Гладкий стандартный отвод постоянного сечения с углом $\theta = 90^\circ$	$R/d$	1	0,29
			2	0,23	
			3	0,23	
			4	0,26	
			5	0,29	
Узлы деления и слияния потоков		Коэффициент потери давления на проход $\zeta_{cn}$ , отнесенный к скорости в магистральном канале до деления потока $V_c$	$\xi_{cn} = 0,4 \left(1 - \frac{V_n}{V_c}\right)^2$		
		Коэффициент потери давления на ответвление $\zeta_{cb}$	$\xi_{cn} = A \left[ 1 + \left(\frac{V_\delta}{V_c}\right)^2 - 2 \left(\frac{V_\delta}{V_c} \cos \alpha\right) \right]$ где $A = 1,0$ при $V_\delta/V_c < 0,8$ и $A = 0,9$ при $V_\delta/V_c > 0,8$ .		

1	2	3	4												
		<p>Коэффициент потерь давления на проход в магистральном канале при слиянии потоков</p> <p>Коэффициент потерь давления потока, направленного из отвления в магистральный канал, отнесенный к скорости в сечении после слияния</p>	$\xi_{св} = 1 - 2 \left( \frac{Q_6}{Q_c} \right)^2 \frac{S_c}{S_6} \cos \alpha + \left( 1 - \frac{Q_6}{S_n} \right)^2 \left[ \left( \frac{S_c}{S_n} \right)^2 - 2 \frac{S_c}{S_n} \right]$ $\xi_{св} = k_{св} \left[ 1 + \left( \frac{Q_6}{Q_c} \right)^2 \left( \frac{S_c}{S_6} \right)^2 - 2 \left( \frac{Q_6}{Q_c} \right)^2 \left( \frac{S_c}{Q_6} \right) \cos \alpha - 2 \left( 1 - \frac{Q_6}{Q_c} \right)^2 \left( \frac{S_c}{S_n} \right) \right]$ <p><math>k_{св} = 0,6 - 1,0</math></p>												
<p>Вентиль «Косва» при полном открытии</p>		<p><math>d_y</math>, мм</p>	<table border="1"> <tr> <td>15</td> <td>3</td> </tr> <tr> <td>20</td> <td>3</td> </tr> <tr> <td>25</td> <td>3</td> </tr> <tr> <td>32</td> <td>2,5</td> </tr> <tr> <td>42</td> <td>2,5</td> </tr> <tr> <td>50</td> <td>2</td> </tr> </table>	15	3	20	3	25	3	32	2,5	42	2,5	50	2
15	3														
20	3														
25	3														
32	2,5														
42	2,5														
50	2														
<p>Задвижка</p>		<p>При полном открытии</p>	<p>0,15</p>												
<p>Вентиль «Рей»</p>		<p>При полном открытии</p>	<p>3,4</p>												

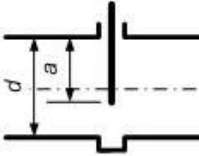
1	2	3		4
Задвижка для трубы круглого сечения		$a/d$	1/4	0,26
			3/8	0,81
			1/2	2,06
			5/8	5,52
			3/4	17,0
			7/8	97,8

Таблица П. 1.12

**Значения параметра  $A$  и  $\zeta_{\text{кв}}$  для некоторых местных сопротивлений**

Устройство	$A$	$\zeta_{\text{кв}}$
Кран пробочный	150	0,4
Вентиль обыкновенный	3000	6
Вентиль угловой	400	0,8
Клапан шаровой	5000	45
Угольник 90°	400	1,4
Угольник 135°	600	0,4
Выход из трубы в бак	30	1
Вход из бака в трубу	30	0,5
Тройник	150	0,3
Задвижка полностью открытая	75	0,15

Таблица П. 1.13

**Коэффициент местного сопротивления диффузора  
при  $l_1 \geq 20d_1$  и  $l_2 \geq 20d_2$**

$\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2$	$Re_1 \cdot 10^{-3}$	$\vartheta$					
		3	4	6	8	10	12
1	2	3	4	5	6	7	8
2	50	0,244	0,219	0,212	0,205	0,199	0,196

*Окончание табл. 1.13*

1	2	3	4	5	6	7	8
	100	0,196	0,194	0,180	0,175	0,176	0,193
	200	0,147	0,143	0,143	0,143	0,161	0,167
	400	0,121	0,116	0,106	0,103	0,122	0,139
	600	0,091	0,090	0,090	0,091	0,099	0,101
4	50	0,256	0,257	0,272	0,279	0,311	0,303
	100	0,321	0,230	0,243	0,256	0,312	0,327
	200	0,185	0,194	0,214	0,233	0,307	0,321
	400	0,153	0,157	0,197	0,197	0,268	0,282
	600	0,136	0,148	0,178	0,216	0,244	0,289
6	50	0,256	0,243	0,277	0,311	0,354	0,348
	100	0,230	0,235	0,235	0,271	0,343	0,397
	200	0,199	0,204	0,231	0,245	0,323	0,354
	400	0,161	0,164	0,192	0,210	0,284	0,325
	600	0,124	0,147	0,168	0,192	0,244	0,265

## ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Таблица П. 2.1

**Таблица стандартной атмосферы**

$H$ , м	$P_H$ , мм рт.ст.	$T_{oH}$ , К	$\Delta$	$\nu_H \cdot 10^4$ , м <sup>2</sup> /с	$a_H$ , м/с
0	760,0	288,0	1,000	0,144	340,2
500	716,0	284,75	0,953	0,150	338,3
1000	674,1	281,5	0,907	0,155	336,4
1500	634,2	278,25	0,864	0,161	334,4
2000	596,2	275,0	0,822	0,168	332,5
2500	560,1	271,75	0,781	0,175	330,5
3000	525,8	268,5	0,742	0,182	328,5
3500	493,2	265,25	0,705	0,189	326,5
4000	462,2	262,0	0,669	0,197	324,5
4500	432,9	258,75	0,634	0,206	322,5
5000	405,1	255,5	0,601	0,214	320,5
5500	378,7	252,25	0,569	0,224	318,4
6000	353,8	249,0	0,538	0,234	316,3
6500	330,2	245,75	0,509	0,244	314,3
7000	307,8	242,5	0,481	0,255	312,2
7500	286,8	239,25	0,454	0,267	310,1
8000	266,9	236,0	0,429	0,280	308,0
8500	248,1	232,75	0,404	0,293	305,9
9000	230,5	229,5	0,381	0,307	303,7
9500	213,8	226,25	0,358	0,323	301,6
10000	198,2	223,0	0,337	0,339	299,4

Принятые обозначения:  $H$  – высота над уровнем моря;  $P_H$  – давление воздуха на соответствующей высоте;  $T_{oH}$  – температура торможения на высоте  $H$ ;  $\Delta$  – относительная плотность воздуха при параметрах торможения;  $\nu_H$  – коэффициент кинематической вязкости воздуха;  $a_H$  – скорость звука в воздухе.



## Газодинамические функции

$\lambda$	$\tau$	$\pi$	$e$	$q$	$y$	$f$	$r$	$M$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,00	1,0000	1,0000	1,0000	0,0000	0,0000	1,0000	1,0000	0,0000
0,05	0,9996	0,9986	0,9990	0,0788	0,0789	1,0015	0,9971	0,0457
0,10	0,9983	0,9942	0,9959	0,1571	0,1580	1,0058	0,9885	0,0914
0,15	0,9963	0,9870	0,9907	0,2344	0,2375	1,0129	0,9744	0,1372
0,20	0,9933	0,9768	0,9834	0,3102	0,3176	1,0227	0,9551	0,1830
0,25	0,9896	0,9640	0,9742	0,3842	0,3985	1,0350	0,9314	0,2290
0,30	0,9850	0,9485	0,9630	0,4557	0,4804	1,0496	0,9037	0,2760
0,35	0,9796	0,9303	0,9497	0,5243	0,5636	1,0661	0,8727	0,3228
0,40	0,9733	0,9097	0,9346	0,5897	0,6482	1,0842	0,8391	0,3701
0,45	0,9663	0,8868	0,9178	0,6515	0,7346	1,1036	0,8035	0,4179
0,50	0,9583	0,8616	0,8991	0,7091	0,8230	1,1239	0,7666	0,4663
0,55	0,9496	0,8344	0,8787	0,7623	0,9136	1,1445	0,7290	0,5152
0,60	0,9400	0,8053	0,8567	0,8109	1,0069	1,1651	0,6912	0,5649
0,65	0,9296	0,7745	0,8332	0,8543	1,1030	1,1852	0,6535	0,6154

Продолжение табл. 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,70	0,9183	0,7422	0,8082	0,8924	1,2024	1,2042	0,6163	0,6668
0,75	0,9063	0,7086	0,7819	0,9250	1,3054	1,2216	0,5800	0,7192
0,80	0,8933	0,6738	0,7543	0,9518	1,4126	1,2370	0,5447	0,7727
0,85	0,8796	0,6382	0,7256	0,9729	1,5243	1,2498	0,5107	0,8274
0,90	0,8650	0,6019	0,6959	0,9879	1,6412	1,2595	0,4779	0,8833
0,95	0,8496	0,5653	0,6653	0,9970	1,7638	1,2658	0,4466	0,9409
1,00	0,8333	0,5283	0,6340	1,0000	1,8929	1,2679	0,4167	1,0000
1,05	0,8163	0,4913	0,6019	0,9969	2,0291	1,2655	0,3882	1,0609
1,10	0,7983	0,4546	0,5694	0,9880	2,1734	1,2584	0,3613	1,1239
1,15	0,7796	0,4184	0,5366	0,9735	2,3269	1,2463	0,3357	1,1890
1,20	0,7600	0,3827	0,5035	0,9531	2,4906	1,2286	0,3115	1,2566
1,25	0,7396	0,3479	0,4704	0,9275	2,6660	1,2054	0,2886	1,3268
1,30	0,7183	0,3142	0,4374	0,8969	2,8547	1,1765	0,2670	1,4002
1,35	0,6962	0,2816	0,4045	0,8614	3,0586	1,1417	0,2467	1,4769
1,40	0,6733	0,2505	0,3720	0,8216	3,2798	1,1012	0,2275	1,5575
1,45	0,6496	0,2209	0,3401	0,7778	3,5211	1,0551	0,2094	1,6423
1,50	0,6250	0,1930	0,3088	0,7307	3,7858	1,0037	0,1923	1,7321

Продолжение табл. 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
1,55	0,5996	0,1669	0,2784	0,6807	4,0778	0,9472	0,1762	1,8273
1,60	0,5733	0,1427	0,2489	0,6282	4,4020	0,8861	0,1611	1,9290
1,65	0,5463	0,1205	0,2205	0,5740	4,7647	0,8210	0,1467	2,0380
1,70	0,5183	0,1003	0,1934	0,5187	5,1735	0,7524	0,1333	2,1555
1,75	0,4896	0,0821	0,1677	0,4630	5,6383	0,6813	0,1205	2,2831
1,80	0,4600	0,0660	0,1435	0,4075	6,1723	0,6085	0,1085	2,4227
1,85	0,4296	0,0520	0,1210	0,3530	6,7934	0,5349	0,0971	2,5766
1,90	0,3983	0,0399	0,1002	0,3002	7,5243	0,4617	0,0864	2,7481
1,95	0,3662	0,0297	0,0812	0,2497	8,3985	0,3899	0,0763	2,9414
2,00	0,3333	0,0214	0,0642	0,2024	9,4640	0,3203	0,0668	3,1622
2,05	0,2996	0,0147	0,0491	0,1588	10,794	0,2556	0,0576	3,4190
2,10	0,2650	0,0096	0,0361	0,1198	12,500	0,1956	0,0490	3,7240
2,15	0,2296	0,0058	0,0253	0,0857	14,772	0,1420	0,0408	4,0961
2,20	0,1933	0,0032	0,0164	0,0570	17,949	0,0960	0,0331	4,5674
2,25	0,1563	0,00151	0,00966	0,0343	22,712	0,0585	0,0269	5,1958
2,30	0,1183	0,00057	0,00482	0,0175	30,658	0,0302	0,0189	6,1033
2,35	0,0796	0,00014	0,00170	0,0063	46,593	0,0111	0,0122	7,6053

Окончание табл. 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
2,40	0,0400	0,000128	0,00032	0,0012	94,703	0,0022	0,0059	10,957
2,449	0	0	0	0	∞	0	0	∞

Принятые обозначения:

$$\tau = \frac{T}{T_0} = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2; \quad \pi = \frac{p}{p_0} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}}; \quad k = 1,4;$$

$$\tau = \frac{\rho}{\rho_0} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}; \quad q = \frac{S^*}{S} = \frac{\rho V}{\rho^* a^*} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda \cdot \varepsilon(\lambda);$$

$$f = const \cdot q(\lambda) \cdot \left(\lambda + \frac{1}{\lambda}\right); \quad r = \frac{const}{y(\lambda) \cdot \left(\lambda + \frac{1}{\lambda}\right)}; \quad y = \frac{q(\lambda)}{\pi(\lambda)}$$

Таблица П. 2.3

## Соотношения между параметрами потока воздуха на прямом скачке

$M_1$	$M_2$	$p_2/p_1$	$\sigma$	$M_1$	$M_2$	$p_2/p_1$	$\sigma$
1	2	3	4	5	6	7	8
1,00	1,0000	1,000	1,0000	2,55	0,5083	7,420	0,4793
1,05	0,9531	1,120	0,9999	2,60	0,5039	7,720	0,4601
1,10	0,9118	1,245	0,9989	2,65	0,4996	8,026	0,4416
1,15	0,8750	1,376	0,9967	2,70	0,4956	8,338	0,4236
1,20	0,8422	1,513	0,9928	2,75	0,4918	8,656	0,4062
1,25	0,8126	1,656	0,9871	2,80	0,4882	8,980	0,3895
1,30	0,7860	1,805	0,9794	2,85	0,4847	9,310	0,3733
1,35	0,7618	1,960	0,9697	2,90	0,4814	9,645	0,3577
1,40	0,7397	2,120	0,9582	2,95	0,4782	9,986	0,3428
1,45	0,7196	2,286	0,9448	3,00	0,4752	10,333	0,3283
1,50	0,7011	2,458	0,9298	3,05	0,4723	10,686	0,3145
1,55	0,6841	2,636	0,9132	3,10	0,4695	11,045	0,3012

*Продолжение табл. 2.3*

1	2	3	4	5	6	7	8
1,60	0,6684	2,820	0,8952	3,15	0,4669	11,410	0,2885
1,65	0,6540	3,010	0,8760	3,20	0,4643	11,780	0,2762
1,70	0,6405	3,205	0,8557	3,25	0,4619	12,156	0,2645
1,75	0,6281	3,406	0,8346	3,30	0,4596	12,538	0,2533
1,80	0,6165	3,613	0,8127	3,35	0,4573	12,926	0,2425
1,85	0,6057	3,826	0,7902	3,40	0,4552	13,320	0,2322
1,90	0,5956	4,045	0,7674	3,45	0,4531	13,720	0,2224
1,95	0,5862	4,270	0,7442	3,50	0,4512	14,125	0,2129
2,00	0,5774	4,500	0,7209	3,55	0,4492	14,536	0,2039
2,05	0,5691	4,736	0,6975	3,60	0,4474	14,953	0,1953
2,10	0,5613	4,978	0,6742	3,65	0,4456	15,376	0,1871
2,15	0,5540	5,226	0,6511	3,70	0,4439	15,805	0,1792
2,20	0,5471	5,480	0,6281	3,75	0,4423	16,240	0,1717
2,25	0,5406	5,740	0,6055	3,80	0,4407	16,680	0,1645

*Окончание табл. 2.3*

1	2	3	4	5	6	7	8
2,30	0,5344	6,005	0,5833	3,85	0,4392	17,126	0,1576
2,35	0,5286	6,276	0,5615	3,90	0,4377	17,578	0,1510
2,40	0,5231	6,553	0,5401	3,95	0,4363	18,036	0,1448
2,45	0,5179	6,836	0,5193	4,00	0,4350	18,500	0,1388
2,50	0,5130	7,125	0,4990				

## ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Таблица П. 3.1

### Характеристики масел для гидросистем

Название масла	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Кинематическая вязкость, м <sup>2</sup> /с	
		при 293 К	при 323 К
Индустриальное 12	876 – 891	$6 \cdot 10^{-5}$	$1,2 \cdot 10^{-5}$
Индустриальное 20	881 – 901	$10 \cdot 10^{-5}$	$2,0 \cdot 10^{-5}$
Индустриальное 30	886 – 916	$20 \cdot 10^{-5}$	$3,0 \cdot 10^{-5}$
Индустриальное 45	890 – 920	$48 \cdot 10^{-5}$	$4,5 \cdot 10^{-5}$
Индустриальное 50	890 – 930		$5,8 \cdot 10^{-5}$
Турбинное 22	900	$8 \cdot 10^{-5}$	$2,15 \cdot 10^{-5}$
АМГ-10	850	$2 \cdot 10^{-5}$	$0,75 \cdot 10^{-5}$

Таблица П 3.2

### Гидроцилиндры

Тип гидроцилиндра	Диаметр поршня, мм	Номинальное давление, МПа	Ход поршня, мм	Вес, кг
1	2	3	4	5
73.001	40	16	720	18,0
ПУ – 61	65	10	850	12,5
3А1 0 – П – 001	70	1,6	685	23,2
3А151 – П – 001	80	1,6	650	30,0
3А161 – П – 001	80	1,6	920	34,2
БУ – 0600 – 00	90	10	650	44,7
3В164Б – П – 001	110	1,6	1270	132,0



Окончание табл. 3.2

1	2	3	4	5
БУ55 – 0600 – 00 – 1	80	10	635	40,7
Д443 – 1003 – 00 – 2	80	10	275	28,6
Д535 – 04 – 00	80	10	635	38,8
Д443А – 0604 – 00 – 4	80	10	275	50,0
Ц60,8/80 – 630/	60	16	80 – 630	7,7 – 18,86
Ц80,4/80 – 800/	80	10	80 – 800	15,74 – 37,48
Ц80,8/80 – 8000/	80	16	80 – 800	16,76 – 41,74
Ц100,4/80 – 1000/	100	10	80 – 1000	28,38 – 63,44
Ц125,4/100 – 1250/	125	10	100 – 1250	39,48 – 111,37
Ц125,8/100 – 1250/	125	16	100 – 1250	40,29 – 125,87
Ц160,4/125 – 1600/	160	10	125 – 1600	69,38 – 190,2
Ц160,8/125 – 1600/	160	16	125 – 1600	74,58 – 224,49
Ц200,4/200 – 2000/	200	10	200 – 2000	131,5 – 339,0
Ц60,7/80 – 630/	60	16	80 – 630	6,9 – 18,06
Ц80,3/80 – 800/	80	10	80 – 800	13,23 – 34,98
Ц80,7/80 – 800/	80	16	80 – 800	14,29 – 39,22
Ц100,3/80 – 1000/	100	10	80 – 1000	24,45 – 59,10
Ц100,7/80 – 1000/	100	16	80 – 1000	26,64 – 67,74

Таблица П. 3.3

**Характеристики серийно выпускаемых насосов**

	Шестерённые НШ-Ф	Пластинчатые БГ12	Аксиально-поршневые регулируемые НА		Аксиально-поршневые нерегулируемые НА	
			1500	1500	1500	1500
$n$ , об/мин	1920	1440	1500	1500	1500	1500
$P_{ном}$ , МПа	16	16	20	32	20	32
$q$ , см <sup>3</sup> /об	Типоразмеры, выпускаемые промышленностью					
4	да				да	да
6,3	да	да			да	да
8		да				
10	да				да	
12,5		да				да
16	да	да	да			да
20	да			да		
25	да	да	да			да
32	да	да				да
40	да	да	да	да		да
50	да					
63	да	да	да			
80	да	да		да		да
100	да	да			да	да

Таблица П. 3.4

**Технические характеристики гидромоторов**

Тип гидромотора	$M_{ном}$ , Нм	$n$ , об/мин		$q$ , см <sup>3</sup> /об	$\eta_o$	$P_{ном}$ , МПа
		номинальные	пределы			
1	2	3	4	5	6	7
MP – 0,16/10	240	240		160	0,91	10
MP – 0,25/10	380	240		250	0,94	10

Окончание табл. II. 3.4

1	2	3	4	5	6	7
MP – 0,4/10	570	192		400	0,94	10
MP – 0,63/10	900	150		630	0,95	10
MP – 1/10	1480	120		1000	0,94	10
MP – 1,6/10	2390	96		1600	0,95	10
MP – 2,5/10	3540	96		2500	0,94	10
MP – 4/10	5700	96		4000	0,94	10
MP – 6,3/10	9520	60		6300	0,93	10
MP – 10/10	15120	37,8		10000	0,96	10
MP – 16/10	22960	24		16000	0,95	10
MP – 25/10	37500	9,6		25000	0,95	10
MP – 450	1340	130	1,5 – 400	451	–	21
MP – 700	2110	120	1 – 340	707	–	21
MP – 1100	3380	100	1 – 280	1126	–	21
MP – 1800	5440	80	1 – 220	1809	–	21
MP – 1800	8370	60	1 – 170	2780	–	21
MP – 4500	13550	40	1 – 120	4503	–	21

Таблица II. 3.5

### Рекомендуемые размеры стальных труб в зависимости от расхода

Расход, л/мин	Внутренний диаметр трубопроводов, мм.	
	нагнетательных и сливных	всасывающих
до 5	8	23
5 – 10	12	28
10 – 30	16	30
30 – 60	20	34
60 – 100	23	40
100 – 140	25	44
140 – 200	28	48

Таблица П. 3.6

## Рекомендуемые размеры стальных труб для гидросистем

Наружный диаметр трубы, мм	Рабочее давление, МПа							
	25		100		200		320	
	$d_{вн},$ мм	$\delta,$ мм	$d_{вн},$ мм	$\delta,$ мм	$d_{вн},$ мм	$\delta,$ мм	$d_{вн},$ мм	$\delta,$ мм
14	8	3,0	8	3,0	7	3,5	7	3,5
18	12	3,0	11	3,5	9	4,5	9	4,5
22	–	–	14	3,5	12	5,0	12	5,0
25	19	3,0	–	–	–	–	–	–
28	–	–	20	4,0	16	6,0	16	6,0

Таблица П. 3.7

## Сортамент стальных бесшовных труб

$d_{внешн},$ мм	$\delta,$ мм		$d_{внешн},$ мм	$\delta,$ мм		$d_{внешн},$ мм	$\delta,$ мм	
	от	до		от	от		от	до
1	2	3	4	5	6	7	8	9
4	0,2	1,2	14	0,2	4,0	/24/	0,4	7,0
5	0,2	1,6	/15/	0,2	5,0	25	0,4	7,0
6	0,2	2,0	16	0,2	5,0	/26/	0,4	7,0
7	0,2	2,5	/17/	0,2	5,0	/27/	0,4	7,0
8	0,2	2,5	18	0,2	5,0	28	0,4	7,0
9	0,2	2,8	/19/	0,2	6,0	30	0,4	8,0
10	0,2	3,5	20	0,2	6,0	32	0,4	8,0
11	0,2	3,5	/21/	0,4	6,0	34	0,4	8,0
12	0,2	4,0	22	0,4	6,0	/35/	0,4	8,0
13	0,2	4,0	/23/	0,4	6,0	36	0,4	8,0
33	0,4	9,0	/51/	1,0	12	63	1,0	12

Окончание табл. 3.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9
40	0,4	9,0	53	1,0	12	65	1,0	12
42	1,0	9,0	/54/	1,0	12	/68/	1,0	12
45	1,0	10	56	1,0	12	70	1,0	12
48	1,0	10	/57/	1,0	12	/73/	1,0	12
50	1,0	12	60	1,0	12	75	1,0	12

# СОДЕРЖАНИЕ

---

<b>ПРЕДИСЛОВИЕ.....</b>	<b>1</b>
-------------------------	----------

## **Часть 1. ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ..... 4**

1.1. Свойства жидкостей.....	4
1.2. Гидравлический удар.....	6
1.3. Гидростатика.....	10
1.4. Динамика идеальной жидкости .....	14
1.4.1. Уравнение Бернулли.....	14
1.4.2. Истечение жидкости из отверстий и насадков .....	17
1.4.3. Распыливание топлива в дизелях .....	22
1.5. Гидравлический расчёт систем .....	28
1.6. Гидравлические машины	
и гидравлические приводы .....	37
1.6.1. Центробежные насосы и работа их на сеть .....	37
1.6.2. Гидродинамические передачи .....	44
1.6.3. Объёмные гидравлические машины	
и гидроприводы .....	47

## **Часть 2. ОСНОВЫ ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ ..... 60**

2.1. Основные газодинамические понятия	
и зависимости .....	60
2.2. Одномерное изоэнтропическое течение газа.....	63
2.3. Определение расхода газа через сопло.....	66
2.4. Прямые скачки уплотнения .....	69
2.5. Течение газа с учетом трения .....	72
2.6. Течение газа при наличии энергообмена.....	75

## **Часть 3. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРАВЛИЧЕСКОМ ОБОРУДОВАНИИ ..... 79**

3.1. Объёмные гидравлические машины и их выбор .....	79
Пример выбора гидроцилиндра.....	80
Пример выбора насоса.....	83
Пример выбора гидромотора .....	84
Задачи.....	84
3.2. Мощность и тепловые потери гидропривода.....	86
Пример расчета мощности и тепловых потерь привода.....	88

3.3. Расчет механических характеристик гидроприводов.....	90
3.4. Расчет трубопроводов .....	96

**СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ..... 99**

<b>ПРИЛОЖЕНИЯ.....</b>	<b>100</b>
ПРИЛОЖЕНИЕ 1 .....	100
ПРИЛОЖЕНИЕ 2 .....	112
ПРИЛОЖЕНИЕ 3 .....	120

Учебное издание

**Остренко** Сергей Александрович  
**Пермяков** Владимир Васильевич

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ  
И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ТРАНСПОРТНЫХ  
И ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН  
И ОБОРУДОВАНИЯ**

В авторской редакции  
Компьютерная верстка М.А. Портновой

Лицензия на издательскую деятельность ИД № 03816 от 22.01.2001

Подписано в печать 11.10.2010. Формат 60×84/16.  
Бумага типографская. Печать офсетная. Усл. печ. л. .  
Уч.-изд. л. . Тираж экз. Заказ

---

Издательство Владивостокский государственный университет  
экономики и сервиса  
690600, Владивосток, ул. Гоголя, 41  
Отпечатано: Множительный участок ВГУЭС  
690600, Владивосток, ул. Державина, 57