Министерство транспорта Российской Федерации
Федеральное агентство железнодорожного транспорта
ГОУ ВПО «Дальневосточный государственный
университет путей сообщения»

Кафедра «Гидравлика и водоснабжение»

Л.В. Козак, А.Н. Бирзуль

Решения задач размещены на сайте zadachi24.ru

ГИДРАВЛИКА И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Методическое пособие

Хабаровск
Издательство ДВГУПС
2009

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

УДК 532.(075.8)
ББК Ж123я73
К 590

Рецензенты:

Кафедра «Водоснабжение, водоотведение и гидравлика»
Петербургского государственного университета путей сообщения
(заведующий кафедрой доктор технических наук,
профессор *В.Г. Иванов*)

Заместитель начальника Дирекции по тепловодоснабжению
Дальневосточной железной дороги – филиала ОАО «РЖД»
В.Г. Сергеев

Козак, Л.В.
К 590 Гидравлика и гидравлические машины : метод. пособие / Л.В. Козак, А.Н. Бирзуль. – Хабаровск : Изд-во ДВГУПС, 2009. – 47 с.: ил.

Методическое пособие соответствует ГОС ВПО направлений подготовки дипломированных специалистов 190200 «Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы», 190300 «Подвижной состав железных дорог» специальностей 190205 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование», 190302 «Вагоны» по дисциплинам «Гидравлика», «Гидравлика и гидропривод».

Пособие содержит краткие теоретические сведения из курса гидравлики и гидравлических машин, контрольные вопросы, задания и методические указания по их выполнению.

Предназначено для студентов 3–4-го курсов заочной формы обучения.

УДК 532.(075.8)
ББК Ж123я73

© ГОУ ВПО «Дальневосточный государственный
университет путей сообщения» (ДВГУПС), 2009

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

ВВЕДЕНИЕ

При изучении курса гидравлики студент должен выполнить и защитить две контрольные работы. Первая контрольная работа содержит 6 задач, вторая − 3. В обе контрольные работы входят задачи, охватывающие основные разделы курса: «Физические свойства жидкости», «Гидростатика», «Гидродинамика», «Гидравлические машины» и «Гидропривод». Номера задач выбираются в соответствии с последней цифрой шифра студента по следующей таблице.

Таблица выбора задач

Специальность	Последняя цифра шифра	Номера задач по сборнику		
		Контрольная работа № 1		Контрольная работа № 2
В	0−5	1.2.1 1.2.3 1.2.5	1.2.7 1.2.9 2.2.1	3.2.1 3.2.2 3.2.3
	6−9	1.2.2 1.2.4 1.2.6	1.2.8 1.2.10 2.2.2	
ПТСБМ	0−5	1.2.2 1.2.4 1.2.6	1.2.8 1.2.10 2.2.2	3.2.4 3.2.5 3.2.6
	6−9	1.2.1 1.2.3 1.2.5	1.2.7 1.2.9 2.2.1	

Для каждой из задач сборника дано десять вариантов цифровых исходных данных. Номер варианта задачи выбирается по предпоследней цифре шифра студента. Контрольные работы, не соответствующие учебному шифру, не рассматриваются и возвращаются студенту.

Перед решением задач студент должен прочитать в пособии сведения из теории и проработать нужный раздел курса по учебнику [1, 2, 4].

При выполнении контрольной работы необходимо соблюдать следующие условия:

1. Работу следует оформлять рукописно или на компьютере на одной стороне листа. Это необходимо для рецензирования и исправлений. Страницы должны быть пронумерованы.

2. Решение задач вести поэтапно, с пояснением каждого хода решения.

3. Перед вычислением искомых величин следует вначале написать расчетную формулу в буквенном выражении, затем подставить численные значения всех входящих в нее параметров и привести окончательный ответ.

4. В приводимых расчетных формулах поясняются все входящие в них параметры.

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

5. У всех размерных величин должна быть проставлена размерность. Размерность величин выражается в Международной системе единиц СИ (ГОСТ 9867-61).

6. Значения всех коэффициентов следует обосновать ссылкой на таблицы, приведенные в тексте или в приложениях, и указать номер источника по списку литературы.

7. Чертежи к работе, как правило, должны выполняться на миллиметровке, вклеиваться или вшиваться в работу.

8. При построении расчетных графиков нужно указывать величины, откладываемые по осям графика, с обозначением их размерностей.

9. В конце работы привести список литературы, которым пользовался студент в процессе выполнения работы, с указанием автора, названия, места и года издания.

10. Все отмеченные рецензентом ошибки должны быть исправлены, а сделанные указания выполнены. Исправлять ошибки следует отдельно по каждой задаче на чистой стороне листа.

Работы, выполненные в соответствии с вышеуказанными требованиями, студент должен сдать на кафедру для их регистрации и проверки.

При решении задач следует строго следить за соблюдением единства размерностей величин, входящих в ту или иную расчетную зависимость. Как показывает практика рецензирования контрольных работ, несоблюдение единства размерностей является одной из наиболее частых ошибок, допускаемых студентами-заочниками, которое приводит к грубому искажению получаемой расчетной величины и всего результата в целом.

Работа может быть зачтена только в том случае, если она не содержит принципиальных и грубых арифметических ошибок. Арифметические ошибки, вызванные несоблюдением единства размерностей или какой-либо небрежностью при расчетах, будут оценены наравне с принципиальными ошибками методического характера.

К экзамену или зачёту по теории гидравлики студента допускают только после получения им зачета как по обеим контрольным работам, так и по лабораторным работам, которые он должен выполнить и защитить в лаборатории университета. При сдаче зачёта нужно предъявить экзаменатору свои зачтенные контрольные работы и дополнительно их защитить.

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

1. ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТИ. ГИДРОСТАТИКА

1.1. Сведения из теории

Жидкости, изучаемые в гидравлике, характеризуются плотностью, удельным весом, сжимаемостью, температурным расширением и вязкостью.

Плотностью ρ, кг/м^3, называется масса единицы объема жидкости

$$\rho = \frac{m}{W}, \tag{1.1}$$

где m – масса жидкости, кг; W – объем, м^3.

Удельным весом γ, Н/м^3, жидкости называется вес единицы объема этой жидкости

$$\gamma = \frac{G}{W}, \tag{1.2}$$

где G – вес жидкости, Н.

Между плотностью и удельным весом существует связь

$$\gamma = \rho g, \tag{1.3}$$

где g – ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с^2.

Коэффициент объемного сжатия β_W (Па$^{-1}$) − это относительное изменение объема жидкости при изменении давления на единицу:

$$\beta_W = -\frac{\Delta W}{W \Delta p} = \frac{\Delta \rho}{\rho \Delta p}, \tag{1.4}$$

где ΔW – изменение объема W; $\Delta\rho$ – изменение плотности ρ, соответствующие изменению давления на величину Δp.

Коэффициент температурного расширения β_t (1/°С) выражает относительное изменение объема жидкости при изменении температуры на один градус

$$\beta_t = \frac{\Delta W}{W \Delta t}, \tag{1.5}$$

где ΔW – изменение объема W, соответствующее изменению температуры на величину Δt.

Вязкостью называется свойство жидкости оказывать сопротивление относительному перемещению слоев, вызывающему деформацию сдвига. Это свойство проявляется в том, что в жидкости при ее движении возникает сила сопротивления сдвигу, называемая силой внутреннего трения. При

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

прямолинейном слоистом движении жидкости сила внутреннего трения F между перемещающимися один относительно другого слоями с площадью соприкосновения S определяется законом Ньютона:

$$F = \mu S \frac{dU}{dy}, \tag{1.6}$$

где $\frac{dU}{dy}$ – градиент скорости U по нормали y к поверхности трения, который представляет собой изменение скорости жидкости в направлении нормали на единицу длины нормали; μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с.

В практике для характеристики вязкости жидкости чаще применяют не коэффициент динамической вязкости, а коэффициент кинематической вязкости ν, м^2/с. Коэффициентом кинематической вязкости называется отношение коэффициента динамической вязкости к плотности жидкости

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \tag{1.7}$$

Вязкость жидкости зависит от рода жидкости, температуры и давления. Для смазочных масел, применяемых в машинах и гидросистемах, рекомендуется следующая зависимость:

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n, \tag{1.8}$$

где ν_t – кинематическая вязкость при температуре t; ν_{50} − кинематическая вязкость при температуре 50 °С; n – показатель степени, зависящий от ν_{50}, определяемый по формуле

$$n = lg\left(\nu_{50} \cdot 10^4\right) + 2{,}7. \tag{1.9}$$

На практике вязкость жидкостей определяется вискозиметрами и чаще выражается в градусах Энглера, $°E$, так называемая условная вязкость. За вязкость по Энглеру принимается отношение времени истечения 200 см^3 испытуемой жидкости через круглое отверстие диаметром около 3 мм ко времени истечения того же объема дистиллированной воды при температуре 20 °С. Для перехода от условной вязкости в градусах Энглера к кинематической вязкости, м^2/с, служит эмпирическая формула Убеллоде

$$\nu = \left(0{,}0731°E - 0{,}0631/°E\right)10^{-4}. \tag{1.10}$$

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

Когда жидкость находится в состоянии покоя, в ней не проявляются силы вязкости. Следовательно, реальные жидкости, находящиеся в покое, будут характеризоваться свойствами, очень близкими к свойствам идеальной жидкости. Поэтому все задачи гидростатики решаются с большой точностью.

Основным понятием гидростатики является понятие гидростатического давления. Гидростатическое давление p представляет собой напряжение сжатия в точке, расположенной внутри покоящейся жидкости

$$p = \lim_{\Delta\omega \to 0} \frac{\Delta P}{\Delta\omega}, \qquad (1.11)$$

где ΔP – сила давления жидкости, приходящаяся на площадку площадью $\Delta\omega$, содержащую рассматриваемую точку.

Гидростатическое давление измеряют в паскалях (1 Па = 1 Н/м^2), в гидравлике еще иногда используют техническую атмосферу (1 ат = 98100 Па).

Гидростатическое давление направлено всегда по внутренней нормали к площадке, на которую оно действует, и не зависит от ориентации (угла наклона) площадки. Величина гидростатического давления в любой точке жидкости по всем направлениям одинакова.

Гидростатическое давление зависит от положения рассматриваемой точки внутри жидкости и от внешнего давления p_0, действующего на свободной поверхности жидкости. В наиболее распространенном случае, когда действует лишь сила тяжести, гидростатическое давление p, Па, в точке, находящейся на глубине h, определяется по основному уравнению гидростатики

$$p = p_0 + \rho g h, \qquad (1.12)$$

где ρ – плотность жидкости.

Из формулы (1.12) следует, что внешнее давление p_0, приложенное к свободной поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости и по всем направлениям одинаково (закон Паскаля). На этом свойстве жидкости основано действие гидравлических машин (гидропрессы, силовые цилиндры, гидродомкраты).

В зависимости от способа отсчета различают абсолютное, избыточное и вакуумметрическое давление. Абсолютным называется давление, определённое с учетом атмосферного давления. Если $p_0 = p_{\text{атм}}$ (атмосферное давление), то уравнение (1.12) принимает вид:

$$p_{абс} = p_{атм} + \rho g h. \qquad (1.13)$$

Абсолютное давление не может быть отрицательным, так как жидкость не воспринимает растягивающих напряжений: $p_{абс} \geq 0$.

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

Разность между абсолютным и атмосферным давлением называется избыточным давлением

$$p_{изб} = p_{абс} - p_{атм} = \rho g h \tag{1.14}$$

отсюда

$$h = \frac{p_{изб}}{\rho g} = \frac{p_{абс} - p_{атм}}{\rho g} \tag{1.15}$$

где h – пьезометрическая высота (высота давления).

В открытых сосудах (с атмосферным давлением на поверхности) обычно учитывают только избыточное гидростатическое давление, так как атмосферное давление действует и снаружи, и внутри, а стенки сосуда работают под действием только избыточного гидростатического давления. Избыточное давление измеряется манометром.

Если измеряемое давление меньше атмосферного, то разность между атмосферным и абсолютным давлением называется вакуумом:

$$p_{вак} = p_{атм} - p_{абс} = \rho g h_{вак}; \tag{1.16}$$

$$h = \frac{p_{вак}}{\rho g} = \frac{p_{атм} - p_{абс}}{\rho g}. \tag{1.17}$$

Вакуум измеряется в долях атмосферы или высотой столба жидкости. Максимальное значение вакуума численно равно атмосферному давлению. Достижение вакуума, близкого к его предельному значению, сопряжено со значительными трудностями. Обычно величина вакуума, образующегося в различных гидравлических установках, достигает 6–8 м. Можно привести много случаев образования вакуума. Так, например, во всасывающей трубе насоса создается вакуум. Образование вакуума во всасывающей трубе поршневого насоса происходит в результате движения поршня, а в центробежном насосе – в результате вращения рабочего колеса.

Сила суммарного давления жидкости P на плоскую стенку равна произведению смоченной площади стенки ω и гидростатического давления в центре тяжести этой площади p_C:

$$P = p_C \omega = \rho g h_C \omega, \tag{1.18}$$

где h_C – глубина погружения центра тяжести смоченной площади стенки.

Точка приложения силы гидростатического давления D (центр давления) лежит всегда ниже центра тяжести C (за исключением давления на горизонтальную плоскость, когда они совпадают). Положение центра давления определяется формулой

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

$$y_D = y_C + \frac{J_C}{\omega \cdot y_C}, \qquad (1.19)$$

где J_C – момент инерции смоченной площади стенки относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести этой площади; y_C и y_D – соответственно расстояния от центра тяжести стенки и центра давления до линии пересечения плоскости стенки со свободной поверхностью.

Сила гидростатического давления на плоскую поверхность, погруженную в жидкость, может быть определена также с помощью эпюры давления, которая представляет собой график изменения давления в зависимости от глубины. Эпюру гидростатического давления строят по формуле основного уравнения гидростатики (1.12). Объем эпюры давления равен силе гидростатического давления жидкости на плоскую поверхность

$$P = S_{\text{эп}} b, \qquad (1.20)$$

где $S_{\text{эп}}$ – площадь эпюры гидростатического давления; b – ширина плоской поверхности.

Точкой приложения силы является центр тяжести эпюры, положение которого можно определить графически или аналитически. При треугольной эпюре давления на вертикальную прямоугольную стенку центр давления располагается на расстоянии 2/3 Н от свободной поверхности (от вершины эпюры), или на расстоянии 1/3 Н от основания эпюры, где Н – высота стенки.

Для криволинейных цилиндрических поверхностей обычно определяют горизонтальную P_X и вертикальную P_Z составляющие полной силы гидростатического давления. В этом случае сила суммарного давления жидкости P на цилиндрическую поверхность может быть выражена геометрической суммой названных составляющих, т. е.

$$P = \sqrt{P_X^2 + P_Z^2}. \qquad (1.21)$$

Направление силы суммарного давления определяется углом α, образуемым вектором P и горизонтальной плоскостью, причем $tg\alpha = P_Z / P_X$.

Горизонтальная составляющая силы суммарного давления жидкости на цилиндрическую стенку равна силе суммарного давления жидкости на вертикальную проекцию ω_Z этой стенки:

$$P_X = \rho g h_C \omega_Z, \qquad (1.22)$$

где h_C – глубина погружения центра тяжести площади ω_Z.

Определение вертикальной составляющей связано с понятием «тело давления», которое представляет собой действительный или воображаемый объем жидкости, расположенный над цилиндрической поверхностью.

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

Вертикальная составляющая равна весу жидкости в объеме тела давления

$$P_Z = \rho g W_T, \qquad (1.23)$$

где W_T – объем тела давления, т. е. объем между вертикальными плоскостями, проходящими через крайние образующие криволинейной поверхности, самой криволинейной поверхностью и свободной поверхностью жидкости.

Направление вертикальной составляющей P_Z (вверх или вниз) определяется взаимным расположением жидкости и поверхности. Если тело давления образовано жидкостью (положительное тело давления), то вертикальная составляющая направлена вниз, если же тело давления находится вне жидкости (отрицательное тело давления), то составляющая P_Z направлена вверх.

Линия действия горизонтальной составляющей проходит через центр давления вертикальной проекции криволинейной поверхности, а линия действия вертикальной составляющей – через центр тяжести тела давления.

1.2. Задания для выполнения контрольных работ

1.2.1. При гидравлическом испытании трубопровода, имеющего диаметр d и длину l, избыточное давление воды в трубе поднято до p_1. Коэффициент объемного сжатия воды β_W = 0,0005 1/МПа. Деформацию стенок трубопровода не учитывать. Требуется определить объем воды в трубе при атмосферном давлении и объем воды, которая была добавлена, чтобы повысить давление в трубопроводе до p_1.

Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d, мм	100	150	200	250	300	100	150	200	250	300
l, м	100	150	200	250	100	150	200	250	100	150
p_1, МПа	5	3	4	4	2	3	2	5	5,5	2,5

Указания к решению задачи. Нужно использовать формулу коэффициента объемного сжатия для определения изменения величины объема при изменении давления в трубопроводе.

1.2.2. В вертикальном цилиндрическом резервуаре, имеющем диаметр D, хранится нефть, вес ее G, плотность ρ = 850 кг/м^3, коэффициент температурного расширения β_t = 0,00072 1/°С. Расширение стенок резервуара не учитывать. Требуется определить объем нефти в резервуаре при температуре 0 °С и изменение уровня нефти в резервуаре, если температура повысится до Т, °С.

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D, м	2	3	4	5	6	7	8	9	10	1
G, кН	500	700	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	900
T, °C	10	20	30	40	50	60	45	35	25	15

Указания к решению задачи. Нужно использовать формулу удельного веса жидкости и формулу коэффициента температурного расширения жидкости.

1.2.3. Вал диаметром D вращается во втулке длиной l с частотой n. При этом зазор между валом и втулкой толщиной δ заполнен маслом, имеющим плотность ρ и кинематическую вязкость ν (рис. 1.1). Требуется определить величину вращающего момента M, обеспечивающего заданную частоту вращения вала.

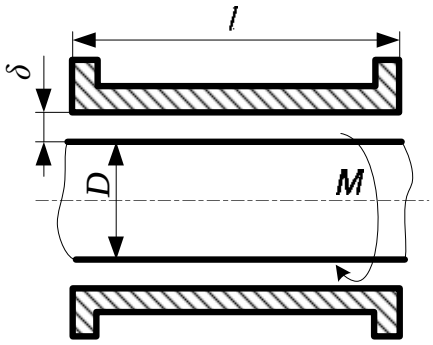

Рис. 1.1

Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D, мм	250	200	300	400	350	150	125	100	450	150
l, мм	650	450	500	800	700	600	550	300	1000	350
δ, мм	1,2	1,5	2	3	2,5	2	1,3	1,6	3	1,5
ρ, кг/м^3	880	960	850	890	900	910	920	870	900	860
ν, см^2/с	0,1	0,15	0,15	0,05	0,07	0,65	0,9	0,14	0,2	0,06
n, 1/мин	810	100	600	500	350	700	300	660	900	1500

Указания к решению задачи. При решении задачи применяется формула Ньютона для силы трения F. Поскольку толщина слоя масла мала, можно считать, что скорости изменяются в нем по прямолинейному закону. При этом градиент скорости $\frac{dV}{dh} = \frac{V}{\delta}$, скорость на поверхности вала равна линейной скорости вращения $V = \frac{\pi dn}{60}$, а вращающий момент $M = F\frac{D}{2}$.

1.2.4. Пластинка размером $a \times b$ перемещается со скоростью V в горизонтальной плоскости по слою масла толщиной δ. Плотность масла ρ при температуре t, коэффициент кинематической вязкости ν при температуре 50 °C. Определить величину силы трения T.

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$a \times b$, см	20×20	20×30	30×20	30×30	20×40	40×50	30×40	25×35	30×30	30×20
V, см/с	50	40	30	20	60	50	60	30	40	50
δ, мм	3	2,5	2	0,5	1,0	1,5	2	1,5	2,5	3
ρ, кг/м^3	1260	930	890	910	900	885	930	910	890	885
t, °С	20	10	10	10	0	5	30	25	35	40
ν, $\times 10^{-6}$ см^2/с	870	4080	440	833	476	420	4080	833	440	420

Указания к решению задачи. При решении задачи применяется формула Ньютона для силы трения и формула для пересчета вязкости (1.8).

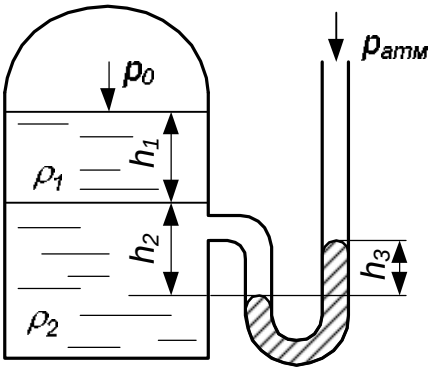

Рис. 1.2

1.2.5. Закрытый резервуар заполнен разнородными жидкостями с плотностью ρ_1 и ρ_2. Для измерения давления p_0 на свободной поверхности используется ртутный манометр. Показание манометра h_3. Толщина слоя первой жидкости h_1, а расстояние от плоскости раздела жидкости до уровня ртути в левом колене h_2. Определить избыточное и абсолютное давление на свободной поверхности жидкости. Принять плотность ртути $\rho_{рт}$ = 13600 кг/м³ (рис. 1.2).

Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ρ_1, кг/м^3	850	870	860	848	840	835	850	870	860	835
ρ_2, кг/м^3	988	990	989	986	985	984	988	990	989	984
h_1, м	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,0	1,3	1,4	1,7
h_2, м	1,0	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	1,2	1,1	1,2	1,3
h_3, м	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75

Указания к решению задачи. Для решения задачи необходимо составить уравнение равновесия давлений, используя основное уравнение гидростатики с учетом, что плоскость равного давления проходит через нижний уровень ртути в манометре.

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

1.2.6. Определить вакуумметрическое давление в верхней точке сифона (точка *1*) в момент его зарядки (заполнением жидкостью), если показания манометра *2* равно $p_м$, а удельный вес жидкости γ. Движение жидкости в сифоне отсутствует (задвижка *3* закрыта) (рис. 1.3).

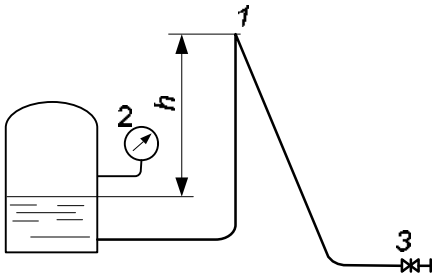

Рис. 1.3

Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
h, м	10	15	20	25	30	40	18	20	35	20
γ, кН/м^3	10,1	9,80	9,0	8,5	8,0	7,85	9,8	8	9	10,1
$p_м$, кПа	49	55	98	150	196	294	110	100	250	150

Указания к решению задачи. Для решения задачи необходимо определить абсолютное давление в верхней точке сифона (т. *1*), используя основное уравнение гидростатики. Вакуумметрическое давление определить по уравнению

$$P_{вак} = P_{ат} - P_{абс1}.$$

1.2.7. Плоский затвор ОВ с углом наклона α перегораживает прямоугольный канал шириной b (рис. 1.4). Глубина воды до затвора h_1, после затвора h_2. Определить силу натяжения троса Т, расположенного под углом β к затвору, если шарнир О располагается на расстоянии h от дна канала. Построить эпюры давления и найти величину и точку приложения (от дна) равнодействующей сил гидростатического давления. Массой затвора и трением в шарнире пренебречь. Плотность воды ρ = 1000 кг/м^3.

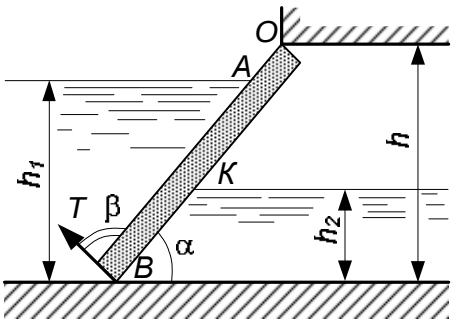

Рис. 1.4

Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
h_1, м	2,8	3	3,5	4,1	4,3	4,9	4,0	3,5	4,2	4,6
h_2, м	0,8	0,9	1,1	1	1,2	1,5	1,8	1,5	1,3	1,5
b, м	3	2,8	2,6	2,4	2,2	2	2,4	2,0	2,0	2,2
h, м	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	5,0	4,5	4,6	5,4
α, °	85	80	75	70	65	60	60	70	65	90
β, °	15	30	45	60	75	90	45	60	75	90

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

Указания к решению задачи. Для определения силы натяжения троса Т необходимо определить силы гидростатического давления, действующие на щит слева и справа, а затем составить уравнение моментов относительно точки О. Для определения величины и точки приложения равнодействующей силы гидростатического давления необходимо составить уравнение моментов относительно точки В. Для построения эпюр нужно определить величину избыточного давления в точках А и В слева и в точках К и В справа и отложить в масштабе по нормали к поверхности плоского затвора.

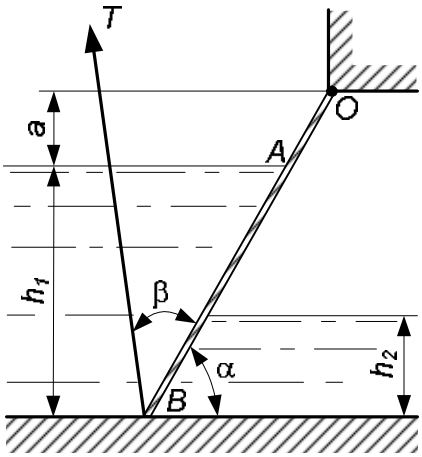

Рис. 1.5

1.2.8. Определить силу давления воды на прямоугольный щит ОВ шириной b и положение центра давления (от дна), если глубина воды слева от щита h_1, а справа h_2 (рис. 1.5). Щит наклонен к горизонту под углом α. Найти начальное усилие Т, которое нужно приложить к тросу, направленному под углом β к щиту, если вес щита G. Трением в шарнире О пренебречь. Превышение шарнира над горизонтом воды равно a.

Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
h_1, м	3,0	2,8	2,6	3,3	2,7	2,4	3	2,8	2,7	2,6
h_2, м	1,8	1,6	1,2	2,1	1,5	1,0	1,6	1,8	1,2	1,5
a, м	0,3	0,2	0,4	0,5	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,5
b, м	3,0	2,5	3,0	4,0	3,5	4,5	2,5	3,0	3,5	3,0
G, Н	600	500	400	800	700	600	500	600	700	400
α, °	60	45	30	75	60	45	30	75	60	30
β, °	45	30	75	35	40	50	75	30	45	75

Указания к решению задачи. Силу давления воды на щит находим только от избыточного гидростатического давления слева и справа по формуле $P = \rho g h_C$, где h_C – расстояние до центра тяжести. Усилие Т определяем из уравнения моментов относительно точки О. Положение центра давления устанавливается из уравнения моментов относительно точки В.

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

1.2.9. Вертикальный цилиндрический резервуар высотой H (рис. 1.6) и диаметром D закрывается полусферической крышкой, сообщающейся с атмосферой через трубку внутренним диаметром d. Резервуар заполнен мазутом плотностью ρ= = 900 кг/м^3, с коэффициентом температурного расширения β = 0,00072 1/°С. Определить усилие, отрывающее крышку резервуара после повышения температуры мазута на t, °С. Изменение плотности не учитывать.

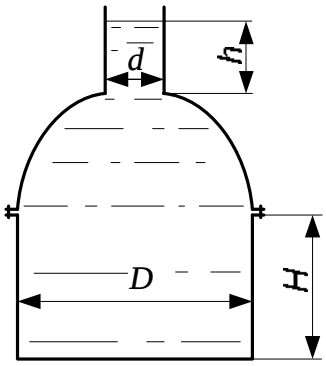

Рис. 1.6

Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D, м	2,5	1,8	1,5	1,6	2,4	1,7	2,0	2,2	2,3	1,3
H, м	3,0	1,5	2,5	2,6	3,2	2,8	2,0	2,2	3,1	1,2
d, мм	300	150	100	200	350	250	250	125	200	100
t,°С	20	25	10	20	25	15	15	15	10	25

Указания к решению задачи. Вначале необходимо определить объем резервуара, состоящий из цилиндрической и полусферической частей. Это будет первоначальный объем мазута. Затем, используя формулу коэффициента температурного расширения β_t, найти приращение этого объема за счет его расширения при нагреве на t. Поделив найденное приращение объема ΔW на площадь поперечного сечения трубы, получим искомую высоту поднятия мазута h. Для нахождения усилия, отрывающего крышку резервуара от плоскости разъема, необходимо найти объем тела давления W (объем, ограниченный горизонтальной плоскостью, проведенной по свободной поверхности мазута в трубе, и полусферической крышкой). Этот объем будет состоять из объема цилиндра диаметром D и высотой $(D/2+h)$ минус объем полусферы диаметром D и объем малого цилиндра диаметром d и высотой h. Искомое усилие $P_y = \rho g W$.

1.2.10. Вертикальный цилиндрический резервуар для хранения нефтепродуктов диаметром D закрыт полусферической крышкой весом G и сообщается с атмосферой через трубу диаметром d (рис. 1.7). Плотность нефтепродуктов ρ, свободная поверхность размещается на высоте H от плоскости разъема. Определить количество болтов, крепящих крышку к резервуару, если один болт воспринимает усилие F.

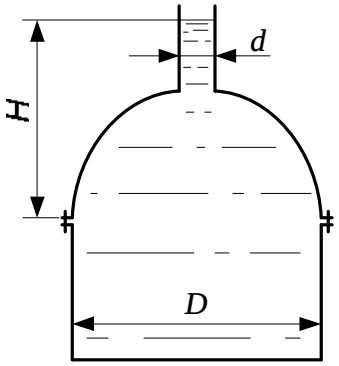

Рис. 1.7

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D, м	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,5	2,6	2,8	2,9
d, м	0,1	0,125	0,15	0,175	0,2	0,25	0,1	0,125	0,2	0,2
H, м	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3	2,8	2,9	3	3,1
ρ, кг/м^3	940	930	920	910	880	820	940	930	920	910
G, Н	3,8	3,9	4	4,1	4,2	4,3	4,2	4,3	4,4	4,5
F, кН	2,35	2,45	2,65	2,8	3	3,1	2,6	2,7	2,9	3,1

Указания к решению задачи: см. указания к задаче 1.2.9.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какова взаимосвязь между плотностью и удельным весом жидкости? Укажите их единицы измерения.
2. Что называется коэффициентом объемного сжатия жидкости?
3. Что называется вязкостью жидкости? В чем состоит закон вязкого трения Ньютона?
4. Какова связь между динамическим и кинематическим коэффициентами вязкости? Укажите их единицы измерения.
5. Каковы соотношения между абсолютным давлением, избыточным и вакуумметрическим?
6. Что больше: абсолютное давление, равное 0,12 МПа, или избыточное, равное 0,06 МПа?
7. В чем состоит закон Паскаля и какова его связь с основным уравнением гидростатики?
8. Как определяется сила давления на прямоугольную плоскую стенку?
9. Почему центр давления всегда находится ниже центра тяжести смоченной поверхности наклонной плоской стенки?
10. Как определяются горизонтальная и вертикальная составляющие силы давления на криволинейную (цилиндрическую) поверхность?

2. ГИДРОДИНАМИКА

2.1. Сведения из теории

Совокупность движущихся частиц жидкости, составляющих объем конечных размеров, называется *потоком*.

К гидравлическим элементам потока относят живое сечение, смоченный периметр и гидравлический радиус.

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

Живым сечением называется сечение потока, проведенное перпендикулярно (нормально) к направлению потока. Площадь живого сечения обозначается греческой буквой ω («омега»).

Смоченным периметром называется часть периметра (длины) живого сечения потока, в котором жидкость соприкасается с твердыми стенками канала или трубы. Смоченный периметр обозначается греческой буквой χ («хи»).

Отношение площади живого сечения к смоченному периметру называется *гидравлическим радиусом* R, т. е.

$$R = \frac{\omega}{\chi}. \qquad (2.1)$$

Основными видами движения жидкости являются: движение установившееся и неустановившееся, равномерное и неравномерное, напорное и безнапорное, сплошное и прерывистое.

Установившееся движение – такое движение, параметры которого (скорость, давление, глубина и т. д.) не зависят от времени, а могут лишь изменяться в пространстве.

При *неустановившемся движении* параметры движения изменяются как в пространстве, так и во времени.

Равномерным движением называют такое движение, параметры которого не изменяются ни во времени, ни в пространстве. Таким образом, равномерное движение всегда является установившимся.

При *неравномерном движении* параметры изменяются в пространстве. Неравномерное движение может быть как неустановившимся, так и установившимся. Неустановившееся движение всегда является неравномерным.

При *напорном движении* поток соприкасается со всеми точками периметра живого сечения и не имеет свободной поверхности.

При *безнапорном движении* поток движется со свободной поверхностью.

Сплошное (непрерывное) движение – такое движение, при котором жидкость занимает все пространство своего движения без образования внутри потока пустот (разрывов).

Расход потока – это количество жидкости, проходящее через живое сечение потока за единицу времени.

В зависимости от единиц измерения количества жидкости различают объемный, м^3/с, массовый, кг/с, и весовой расходы, Н/с.

Объемный расход Q находится по формуле

$$Q = \frac{W}{t}, \qquad (2.2)$$

или

$$Q = V\omega, \qquad (2.3)$$

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

где W – объем жидкости; V – средняя скорость в живом сечении потока, т. е. условная, одинаковая для всех точек сечения скорость, при которой расход потока будет такой же, как и при различных местных скоростях.

Равенство (2.3) называется уравнением расхода.

Если жидкость движется без образования разрывов, то при установившемся движении расход Q для всех живых сечений потока (при условии отсутствия бокового притока или оттока жидкости) одинаков:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = ... = Q = const. \qquad (2.4)$$

Уравнение (2.4) называют уравнением неразрывности (сплошности) потока для несжимаемой жидкости.

Для плавно изменяющегося потока вязкой жидкости, движущейся от сечения 1 к сечению 2, уравнение Д. Бернулли имеет вид:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{w1-2}, \qquad (2.5)$$

где Z_1 и Z_2 – расстояние от центров тяжести сечений 1 и 2 до произвольно выбранной горизонтальной плоскости сравнения; p_1 и p_2 – давление в центрах тяжести живых сечений 1 и 2; V_1 и V_2 – средние скорости потока движущейся жидкости в рассматриваемых сечениях; α_1 и α_2 – коэффициенты Кориолиса (коррективы кинетической энергии), учитывающие неравномерность распределения местных скоростей по живому сечению потока жидкости. При турбулентном режиме движения $\alpha = 1{,}05 - 1{,}15$, а для ламинарного режима $\alpha = 2{,}0$; h_{w1-2} – потери напора на преодоление сил сопротивления при движении потока от сечения 1 до сечения 2.

Для потока реальной жидкости уравнение Д. Бернулли является уравнением баланса энергии с учетом ее потерь. Заметим, что теряемая энергия не исчезает бесследно, а лишь превращается в другую форму (тепловую), т. е. теряется потоком безвозвратно.

Потери напора h_{w1-2}, отнесенные к единице длины, представляют собой гидравлический уклон

$$i = \frac{\left(Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g}\right) - \left(Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g}\right)}{L}, \qquad (2.6)$$

где i – гидравлический уклон, L – расстояние между сечениями 1–1 и 2−2.

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

Различают два режима движения жидкости: ламинарный и турбулентный. Существование того или иного режима движения определяется поведением частиц жидкости.

Ламинарный режим движения характеризуется слоистым параллельно-струйчатым движением без перемешивания частиц жидкости и без пульсации скорости. При таком движении траектории частиц определяются формой русла, по которому течет жидкость.

Турбулентный режим движения характеризуется интенсивным перемешиванием жидкости с пульсацией скоростей и давлений. При таком движении частицы жидкости движутся по произвольным, крутящимся и колеблющимся, ежесекундно меняющим свой вид и направление траекториям.

Экспериментальными исследованиями О. Рейнольдса было установлено, что режим движения зависит от динамического коэффициента вязкости μ, средней скорости движения V, плотности жидкости ρ и диаметра трубопровода d. Безразмерная величина, учитывающая влияние всех перечисленных факторов, названа числом Рейнольдса

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu}. \qquad (2.7)$$

Известно, что динамический коэффициент вязкости μ связан с кинематическим коэффициентом вязкости ν зависимостью $\nu = \frac{\mu}{\rho}$. Поэтому число Рейнольдса часто записывается в виде:

$$Re = \frac{Vd}{\nu}. \qquad (2.8)$$

Формулы (2.7), (2.8) справедливы для круглых труб. Применительно к потокам любого другого сечения диаметр трубы выражают через гидравлический радиус R:

$$Re = \frac{VR}{\nu}. \qquad (2.9)$$

Границы существования того или иного режима движения жидкости определяются двумя значениями Re: нижним критическим числом $Re_{кр.н} = 2320$ и верхним $Re_{кр.в} \cong 4500$. При значении $Re < Re_{кр.н}$ возможен только ламинарный режим, при $Re > Re_{кр.в}$ – только турбулентный режим, а при $Re_{кр.н} < Re < Re_{кр.в}$ наблюдается неустойчивое состояние, называемое переходной зоной.

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

Изучение режимов движения вызвано тем, что механизм потерь напора в ламинарном и турбулентном движениях жидкости существенно различен.

Одной из важнейших задач практической гидравлики, без решения которой использование уравнения Бернулли невозможно, является количественное определение потерь напора для любого случая.

В гидравлике различают два вида сопротивлений:

1. Сопротивления сил вязкостного трения частиц жидкости друг с другом и с ограничивающими стенками пропорциональны длине потока. Соответствующие им потери напора (потери по длине) обозначаются через h_L.

2. Местные сопротивления, обусловленные различного рода препятствиями, устанавливаемыми в потоке (колено, соединение трубопроводов, дроссель, клапан и др.), которые приводят к изменениям величины или направления скорости течения жидкости. Соответствующие им потери напора (местные потери) обозначаются $h_м$.

Поэтому полные потери напора между двумя сечениями потока при наличии сопротивлений обоих видов будут равны $h_w = h_L + h_м$.

При движении жидкости на прямых участках трубопровода потери напора по длине потока, выраженные в метрах столба жидкости, определяются по формуле Дарси−Вейсбаха

$$h_L = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}, \qquad (2.10)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси); l и d – длина и диаметр трубопровода; V – средняя скорость потока.

Данная формула справедлива как для ламинарного, так и для турбулентного режимов движения, но для каждого из этих случаев течения жидкости существуют свои зависимости для определения коэффициента λ.

Безразмерный коэффициент гидравлического трения λ учитывает влияние на потери напора по длине всех факторов, которые не нашли отражения в формуле (2.10), но существенны для гидравлических сопротивлений. Важнейшими из этих факторов является вязкость жидкости и состояние стенок трубопровода.

Как показали экспериментальные исследования, на потери напора существенное влияние оказывает шероховатость поверхности, которая количественно оценивается средней высотой выступов, измеряемой в линейных единицах, и называется абсолютной шероховатостью Δ.

При турбулентном режиме в зависимости от соотношения Δ и толщины ламинарного слоя $\delta_л$, образующегося непосредственно у стенок трубы, могут быть выделены три зоны гидравлических сопротивлений: 1) зона гидравлически гладких труб при $\delta_л > \Delta$, когда выступы шероховатости по-

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

крыты ламинарным слоем; 2) зона неполной шероховатости при $\delta_л = \Delta$, когда выступы шероховатости того же порядка, что и толщина ламинарного слоя; 3) зона полной шероховатости (квадратичная) при $\delta_л < \Delta$, когда выступы шероховатости не сглаживаются полностью ламинарным слоем.

Однако оценка шероховатости только по высоте выступов недостаточна, поскольку она не учитывает характер расположения и форму выступов. Поэтому было введено понятие *эквивалентной шероховатости* $\Delta_Э$, т. е. такой условной равномерной шероховатости, которая дает при подсчете одинаковую с фактической шероховатостью величину коэффициента гидравлического трения λ и которая определяется по формуле

$$\Delta_Э = \varphi\Delta, \tag{2.11}$$

где φ – коэффициент, определяющий характер расположения выступов и их форму.

При нахождении потерь напора по длине необходимо предварительно выявить зону, а затем по соответствующим формулам определять коэффициент гидравлического трения λ.

I. Зона ламинарного режима (Re<2 320)

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \tag{2.12}$$

При подстановке данного выражения в формулу (2.10) с учетом равенства (2.7) получается формула Пуазейля:

$$h_L = \frac{32 \cdot \nu l V}{g d^2}. \tag{2.13}$$

Данная формула показывает, что потери напора по длине при ламинарном режиме прямо пропорциональны средней скорости движения в первой степени и не зависят от состояния внутренней поверхности стенок трубы.

II. *Переходная зона* (2 320< Re <4 500)

$$\lambda = 1{,}47\, Re \cdot 10^{-5} \text{ – формула Никурадзе.} \tag{2.14}$$

Для этой зоны наиболее вероятен на практике турбулентный режим, поэтому правильнее пользоваться формулами зоны III.

III. *Зона гидравлически гладких труб* ($Re\frac{\Delta_Э}{d}$ < 10)

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{Re^{0{,}25}} \text{ – формула Блазиуса,} \quad 4500 < Re < 10^5, \tag{2.15}$$

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

$$\lambda = \frac{1}{(1{,}8\,lg\,Re - 1{,}5)^2}$$ – формула Конакова, 4500< $Re < 3 \cdot 10^6$. (2.16)

IV. *Зона неполной шероховатости* (10< $Re\frac{\Delta_Э}{d}$ < 500)

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{\Delta_Э}{d} + \frac{68}{Re}\right)^{0{,}25}$$ – формула Альтшуля. (2.17)

V. *Зона полной шероховатости* (квадратичная) ($Re\frac{\Delta_Э}{d}$ >500)

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{\Delta_Э}{d}\right)^{0{,}25}$$ – формула Шифринсона. (2.18)

Таким образом, зная режим движения жидкости в каждом практическом случае, геометрические параметры трубопровода, шероховатость его стенок и пользуясь нужной формулой для определения коэффициента гидравлического трения (2.12)–(2.18), вычисляют потери напора по длине потока по формуле Дарси–Вейсбаха (2.10).

Потери напора в местных сопротивлениях (местные потери напора) вычисляют по формуле Вейсбаха

$$h_м = \zeta \frac{V^2}{2g}. \qquad (2.19)$$

где ζ – безразмерный коэффициент местного сопротивления; V – средняя скорость за местным сопротивлением.

Значения коэффициентов местных сопротивлений обычно получают экспериментально, поскольку общей теории для их определения, за исключением отдельных случаев, не существует. Эти значения для различных элементов трубопроводов приводятся в технических справочниках [7]. Они зависят от конфигурации местного сопротивления и режима потока, подходящего к сопротивлению.

2.2. Задания для выполнения контрольных работ

2.2.1. Из открытого резервуара, в котором поддерживается постоянный уровень, по стальному трубопроводу (эквивалентная шероховатость $\Delta_Э$ = 0,1 мм), состоящему из труб различного диаметра d и различной длины L, вытекает в атмосферу вода, расход которой Q и температура t (рис. 2.1).

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

Требуется:

1. Определить скорости движения воды и потери напора (по длине и местные) на каждом участке трубопровода.

2. Установить величину напора H в резервуаре.

3. Построить напорную и пьезометрическую линии с соблюдением масштаба.

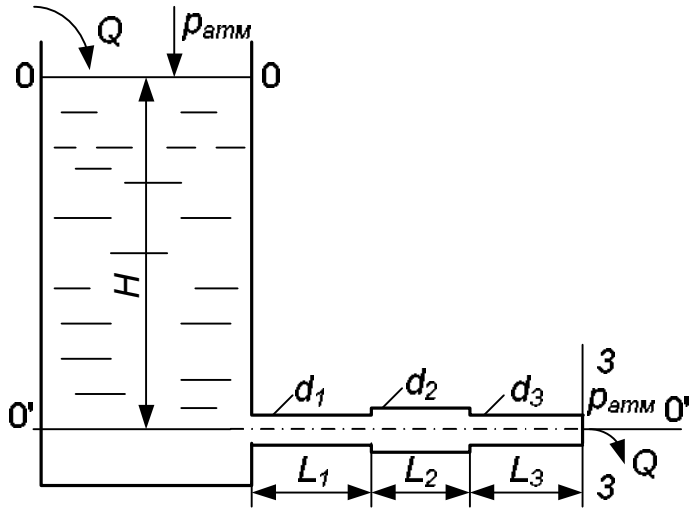

Рис. 2.1

Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Q, л/с	0,6	0,4	1,5	1,0	0,5	10,0	8,0	5,0	2,0	1,2
L_1, м	1,0	0,5	1,5	1,0	0,3	5,0	5,0	2,0	1,5	0,5
L_2, м	1,0	0,5	1,5	1,0	0,3	2,5	2,5	2,0	3,0	1,0
L_3, м	1,0	0,5	1,5	1,0	0,3	6,0	5,0	2,0	1,5	0,5
d_1, мм	25	15	25	20	15	50	50	50	32	15
d_2, мм	32	20	40	25	20	100	100	75	50	25
d_3, мм	25	15	32	20	15	75	50	32	32	15
t, °С	10	20	30	40	50	60	40	30	20	10

Указания к решению задачи. Задача решается на основе применения уравнения Д. Бернулли в следующем порядке:

1. Составляется уравнение Д. Бернулли в общем виде для сечений 0-0 (на свободной поверхности жидкости в резервуаре) и сечения 3-3 (на выходе потока из трубы). При написании уравнения Д. Бернулли следует помнить, что индексы у всех членов уравнения должны соответствовать номерам рассматриваемых сечений. Например, величины, относящиеся к сечению 0–0, следует обозначать Z_0, p_0, α_0, V_0, а к сечению 3-3 – Z_3, p_3, α_3, V_3.

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

2. Намечается горизонтальная плоскость сравнения. При горизонтальном трубопроводе плоскость сравнения проводится по оси трубопровода. После этого устанавливается, чему равно каждое слагаемое, входящее в уравнение Д. Бернулли, применительно к условиям решаемой задачи. Например, $Z_0 = H$ (искомая величина напора в резервуаре); $p_0 = p_{атм}$ (атмосферное давление); $V_0 = 0$ (скорость движения воды в сечении 0–0) и т. д.

3. После подстановки всех найденных величин в уравнение Д. Бернулли и его преобразования записывается расчетное уравнение в буквенном выражении для определения искомой величины H.

4. Определяются скорости движения воды на каждом участке.

5. По скоростям движения воды вычисляются числа Рейнольдса, и устанавливается режим движения на каждом участке. Значение кинематического коэффициента вязкости ν определяют в зависимости от температуры (табл. 1 приложение).

6. Определяются потери напора по длине каждого участка (h_{L1}, h_{L2}, h_{L3}) и в каждом местном сопротивлении (вход воды из резервуара $h_{вх}$, внезапное расширение $h_{вр}$ и внезапное сужение $h_{вс}$).

Потери напора по длине следует определять по формуле Дарси–Вейсбаха. Коэффициент λ может быть определен по формуле А. Д. Альтшуля. Потери напора в местных сопротивлениях вычисляют по формуле Вейсбаха. При вычислении потери напора на вход в трубу коэффициент местного сопротивления $\zeta_{вх} = 0{,}5$. Значение коэффициента местного сопротивления при внезапном сужении трубопровода $\zeta_{вс}$ берется в зависимости от степени сужения n (отношения площади трубы в узком сечении к площади трубы в широком сечении) по табл. 2 приложения.

Потерю напора при внезапном расширении трубопровода определяют по формуле Борда: $h_{вр} = \dfrac{(V_1 - V_2)^2}{2 \cdot g}$, где V_1 и V_2 – средние скорости течения до и после расширения.

После определения потерь напора по длине и в местных сопротивлениях вычисляется искомая величина – напор H в резервуаре:

$$H = \frac{\alpha_3 \cdot V_3^2}{2 \cdot g} + \sum h_L + \sum h_м .$$

7. Строится напорная линия. Напорная линия показывает, как изменяется полный напор (полная удельная энергия) по длине потока. Значения H откладываются вертикально вверх от осевой линии трубопровода.

При построении напорной линии нужно вертикалями выделить расчетные участки. Таких участков в данной задаче будет три. Далее в произвольно выбранном вертикальном масштабе откладывается от осевой линии величина найденного уровня жидкости в резервуаре H. Проводя по этому

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

уровню горизонтальную линию, получаем линию исходного (первоначального) напора. От уровня жидкости в резервуаре по вертикали, отвечающей сечению при входе жидкости в трубопровод, откладывается в масштабе вниз отрезок, равный потере напора при входе жидкости в трубу (потеря напора в местном сопротивлении $h_{вх}$). На участке L_1 имеет место потеря напора по длине трубопровода h_{L1}. Для получения точки, принадлежащей напорной линии в конце участка L_1, нужно от линии полного напора после входа жидкости в трубу отложить по вертикали в конце участка L_1 вниз в масштабе отрезок, соответствующий потере напора на этом участке h_{L1}. Затем от точки полного напора в конце участка L_1 откладывается в масштабе отрезок, соответствующий потере напора в местном сопротивлении (внезапное расширение $h_{вр}$), и так до конца трубопровода. Соединяя точки полного напора в каждом сечении, получим напорную линию.

Пьезометрическая линия показывает, как изменяется пьезометрический напор (удельная потенциальная энергия) по длине потока. Удельная потенциальная энергия меньше полной удельной энергии на величину удельной кинетической энергии $\alpha V^2/2g$. Поэтому, чтобы построить пьезометрическую линию, нужно вычислить на каждом участке величину $\alpha V^2/2g$ в начале и в конце каждого участка и соединяя полученные точки, строим пьезометрическую линию.

Графики напорной и пьезометрической линий будут построены правильно в том случае, если при их построении были выдержаны принятые вертикальный и горизонтальный масштабы, а также верно вычислены все потери напора и все скоростные напоры $\alpha V^2/2g$.

Для того чтобы проверить правильность построения напорной и пьезометрической линий, необходимо помнить следующее:

1. Напорная линия вниз по течению всегда убывает. Нигде и никогда напорная линия не может вниз по течению возрастать.

2. Поскольку потеря энергии потока на трение зависит от скорости движения жидкости, интенсивность потери напора (потеря напора на единицу длины или гидравлический уклон) будет больше на том участке, где скорость больше. Следовательно, на участках с меньшими диаметрами и большими скоростями наклон напорной и пьезометрической линии будет больше.

3. В отличие от напорной пьезометрическая линия может вниз по течению как убывать, так и возрастать (при переходе с меньшего сечения на большее).

4. В пределах каждого участка пьезометрическая линия должна быть параллельна напорной, поскольку в пределах каждого участка постоянна величина $\alpha V^2/2g$.

5. На тех участках, где скорость больше, расстояние между напорной и пьезометрической линиями больше.

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

6. Как бы ни изменялась пьезометрическая линия по длине потока, при выходе его в атмосферу (свободное истечение), она неизбежно должна приходить в центр тяжести выходного сечения. Это происходит, потому что пьезометрическая линия показывает изменение избыточного давления по длине трубопровода, которое в выходном сечении равно нулю, поскольку в выходном сечении абсолютное давление равно атмосферному.

После построения напорной и пьезометрической линий на графике показывают все потери напора и все скоростные напоры с указанием их численных значений. Примерный вид графика приведен на рис. 2.2.

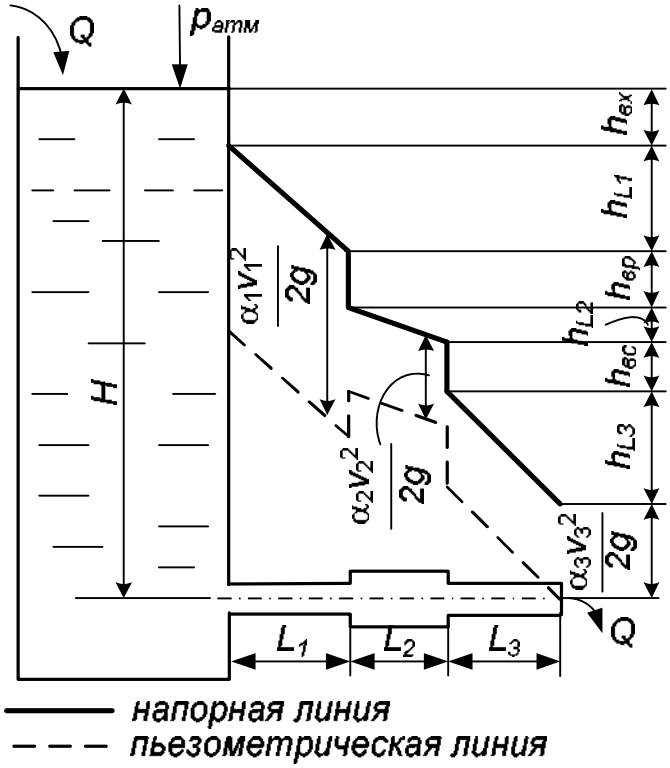

Рис. 2.2

2.2.2. Вода из реки по самотечному трубопроводу длиной L и диаметром d подается в водоприемный колодец, из которого насосом с расходом Q она перекачивается в водонапорную башню. Диаметр всасывающей линии насоса – $d_{вс}$, длина – $L_{вс}$. Ось насоса расположена выше уровня воды в реке на величину H (рис. 2.3).

Требуется определить:

1. Давление при входе в насос (показание вакуумметра в сечении 2-2), выраженное в метрах водяного столба.

2. Как изменится величина вакуума в этом сечении, если воду в колодец подавать по двум трубам одинакового диаметра d?

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

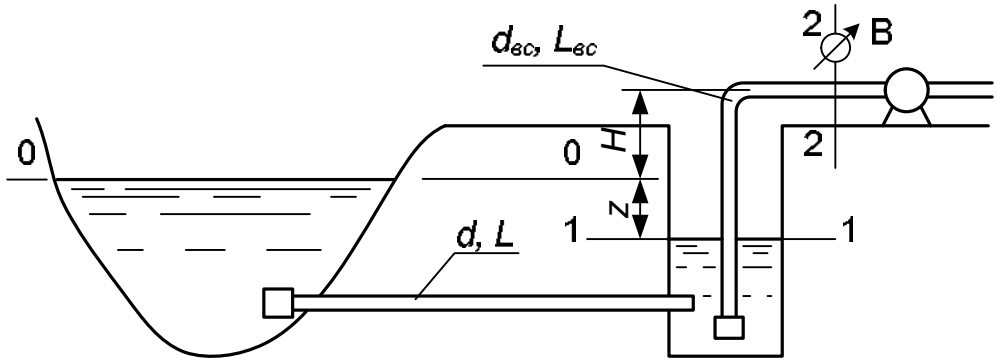

Рис. 2.3

Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d, мм	50	75	100	150	200	250	200	150	100	75
L, м	20	30	50	100	75	150	200	100	75	35
$L_{вс}$, м	10	15	20	10	25	30	20	15	10	12
$d_{вс}$, мм	50	75	100	150	200	250	200	150	100	75
Q, л/с	3,0	6,7	14,0	26,6	62,8	78,5	47,1	35,4	11,8	8,0
H, м	1,5	2,5	2,0	3,0	2,6	2,4	2,2	1,5	1,8	1,0

Указания к решению задачи. Для определения искомой величины вакуума при входе в насос (сечение 2–2) необходимо знать высоту расположения оси насоса над уровнем воды в водоприемном колодце. Эта высота складывается из суммы высот $H + Z$. Поскольку величина H задана, необходимо определить перепад уровней воды в реке и водоприемном колодце Z. Величина Z при заданных длине и диаметре самотечной линии зависит от расхода Q и определяется из уравнения Бернулли, составленного для сечений 0–0 и 1–1 (рис. 2.3). Принимая за горизонтальную плоскость сравнения сечение 1–1 и считая $V_0 = 0$ и $V_1 = 0$, а также учитывая, что давления в сечениях 0–0 и 1–1 равны атмосферному ($p_0 = p_{атм}$ и $p_1 = p_{атм}$), имеем расчетный вид уравнения: $Z = h_{0-1}$, т. е. перепад уровней воды в бассейне и водоприемном колодце равен сумме потерь напора при движении воды по самотечной линии. Она состоит из потерь напора по длине и в местных сопротивлениях: $h_{0-1} = h_L + h_м$.

К местным сопротивлениям относятся вход в трубопровод и выход из него. При определении потерь напора в этих сопротивлениях коэффициент местного сопротивления входа следует принять $\zeta_{вх} = 3$, а выхода $\zeta_{вых} = 1$.

Потерю напора по длине следует найти по формуле Дарси–Вейсбаха, значение коэффициента гидравлического трения определить по формуле А.Д. Альтшуля, приняв эквивалентную шероховатость стенок труб $\Delta_Э$ = 1 мм и кинематический коэффициент вязкости ν = 0,01·10^{-4} м^2/с.

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

Искомая величина вакуума при входе в насос определяется из уравнения Бернулли, составленного для сечений 1–1 и 2–2, при этом за горизонтальную плоскость сравнения следует взять сечение 1–1.

При определении потерь напора во всасывающей линии насоса коэффициент местного сопротивления приемного клапана с сеткой взять по табл. 3 приложения, а колена принять $\zeta_{кол} = 0{,}2$; коэффициент гидравлического трения λ вычислить по формуле А.Д. Альтшуля.

При движении воды по двум самотечным трубам одинакового диаметра новое значение вакуума в сечении 2–2 определяется из расчета прохождения по одной трубе расхода $Q_1 = Q/2$. Исходя из этого расхода, следует найти новое значение перепада уровней Z, а после этого в том же порядке вычислить соответствующую этому значению Z величину вакуума в сечении 2–2.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что такое гидравлический радиус, каково соотношение между его величиной и диаметром трубы?
2. Дайте определение и приведите примеры основных видов движения жидкости.
3. В чем сущность уравнения неразрывности?
4. Напишите уравнение Бернулли для потока реальной жидкости. дайте пояснение каждому члену, входящему в это уравнение.
5. Что такое гидравлический уклон?
6. Каковы причины возникновения потерь напора при движении вязкой жидкости?
7. От каких характеристик потока зависит режим движения жидкости?
8. В чем отличие турбулентного течения от ламинарного?
9. Поясните физический смысл и практическое значение числа Рейнольдса.
10. Как определяются потери напора при ламинарном течении в трубопроводе?
11. Объясните основные линии и зоны сопротивления на графике Никурадзе.
12. От каких факторов зависит коэффициент гидравлического трения при турбулентном течении, и по каким формулам его можно определить?
13. По какой формуле определяются потери, вызванные местными сопротивлениями?
14. В каком сечении берется средняя скорость, входящая в формулу местных потерь?
15. По какой формуле находятся потери напора при внезапном расширении?

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ГИДРОПРИВОД

3.1. Сведения из теории

Гидравлическими называются машины, в которых жидкость служит носителем механической энергии. В современной технике применяется большое количество разновидностей гидромашин. Наибольшее распространение получили насосы и гидродвигатели (гидротурбины, гидромоторы, гидроцилиндры).

Насосом называется гидравлическая машина, преобразующая механическую энергию двигателя в энергию перекачиваемой жидкости. В *гидравлическом двигателе* происходит обратное преобразование энергии потока жидкости в механическую энергию на выходном валу двигателя.

Работа насоса характеризуется его подачей, напором, потребляемой мощностью, кпд и частотой вращения.

Подачей Q насоса называется расход жидкости через напорный (выходной) патрубок. Так же как и расход, подача может быть объемной, м^3/ч, и массовой, кг/ч. Подача насоса зависит от геометрических размеров рабочей камеры и рабочего органа и скорости его движения, а также от утечек жидкости внутри насоса через неплотности между областями нагнетания и всасывания.

Напор H насоса представляет собой разность энергий единицы веса жидкости в сечении потока после насоса и перед ним

$$H = Z_{\text{н}} - Z_{\text{в}} + \frac{(p_{\text{н}} - p_{\text{в}})}{\rho g} + \frac{\left(V_{\text{н}}^2 - V_{\text{в}}^2\right)}{2g}, \qquad (3.1)$$

где Z – положение центра крайнего поперечного сечения соответствующего патрубка насоса относительно плоскости сравнения; p и V – давление и средняя скорость жидкости в соответствующем патрубке. Нижний индекс «н» относится к напорному патрубку, «в» − к входному. Напор насоса выражается в метрах столба подаваемой жидкости.

Давление насоса p определяется зависимостью $p = \rho g H$.

Мощностью насоса $N_в$ (потребляемой мощностью на валу насоса) называется энергия, подводимая к нему от двигателя за единицу времени.

$$N_в = M\frac{\pi n}{30}, \qquad (3.2)$$

где M – крутящий момент на валу насоса; n – частота вращения вала.

Полезную мощность можно определить из следующих соображений. Каждая единица веса жидкости, прошедшая через насос, приобретает энергию в количестве H, за единицу времени через насос протекает жидкость весом

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

$Q\rho g$. Следовательно, энергия, приобретенная за единицу времени жидкостью, прошедшей через насос, или *полезная мощность насоса*

$$N_п = \rho g Q H. \quad (3.3)$$

Мощность насоса $N_в$ больше полезной мощности $N_п$ на величину потерь напора в насосе. Эти потери оцениваются кпд насоса η, который равен отношению полезной мощности насоса к потребляемой:

$$\eta = \frac{N_п}{N_в}. \quad (3.4)$$

Отсюда потребляемая мощность на валу насоса равна

$$N_в = \frac{Q\rho g H}{\eta}. \quad (3.5)$$

По этой мощности подбирается двигатель с учетом коэффициента запаса на создание так называемого пускового момента. Найденные по формулам (3.2), (3.3) и (3.5) мощности выражаются в ваттах.

Все типы насосов, несмотря на многообразие конструктивных форм, по принципу действия, т. е. по способу передачи жидкости механической энергии, делятся на две группы: *динамические (лопастные)* и *объемные (насосы вытеснения)*. К первым относятся центробежные, диагональные, осевые, вихревые насосы; ко вторым – поршневые и роторные насосы.

Одним из наиболее распространенных типов насосов являются *центробежные насосы*. К их достоинствам относятся: компактность и простота конструкций, простота пуска и регулирования, плавная работа, надежность, долговечность в работе и возможность применения для перекачки любых жидкостей. Среди недостатков следует указать низкий кпд малых насосов и необходимость заполнения жидкостью корпуса насоса перед пуском.

Основными элементами, общими для всех центробежных насосов, являются всасывающий патрубок, рабочее колесо с лопатками и напорный патрубок. В большинстве случаев всасывающий патрубок конструируется в виде конического или коноидального насадка. Рабочее колесо состоит из двух дисков, между которыми расположены криволинейные лопатки, загнутые в сторону, противоположную направлению вращения. Отвод предназначается для сбора жидкости с лопаток рабочего колеса перед выходом ее в напорный трубопровод. Для этого корпус большинства насосов выполняется в форме улитки.

Работа лопастных насосов основана на силовом взаимодействии лопастей с обтекающим их потоком. При вращении рабочего колеса в потоке жидкости возникает разность давлений по обе стороны каждой лопатки

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

(подъемная сила). Силы давления лопастей на поток создают вынужденное вращательное и поступательное движение жидкости, увеличивая ее давление и скоростной напор, т. е. механическую энергию.

Приращение энергии потока жидкости в лопастном колесе (напор насоса) зависит от сочетания скоростей протекания потока, частоты вращения колеса, его размеров, формы лопаток, т. е. от сочетания конструкции, размеров, частоты вращения и подачи насосов. Таким образом, главная особенность и отличие лопастных насосов от объемных состоит в том, что напор и подача у этих насосов взаимосвязаны, а подача непрерывна.

Созданная еще в середине XVIII в. Л. Эйлером приближенная струйная теория лопастных машин до настоящего времени является основой для их расчета. Сложность гидродинамических явлений, которые возникают при протекании жидкости в рабочих органов насоса, привела к теоретической модели идеального рабочего колеса с бесконечным числом бесконечно тонких лопастей. На основе струйной теории Л. Эйлером получено основное уравнение лопастных насосов, дающее зависимость теоретического напора от треугольников скоростей на выходе и входе рабочего колеса. С целью удовлетворительного согласования теории с данными опыта в формулу полезного (действительного) напора вводятся поправки на конечное число лопаток и на гидравлические потери (потери на преодоление гидравлического сопротивления подвода, рабочего колеса и отвода).

Различают теоретические и действительные характеристики лопастных насосов. Теоретические характеристики получаются в результате анализа основного уравнения лопастных насосов. Из-за сложности протекания жидкости через рабочие органы насоса точную взаимосвязь основных параметров работы насоса удается получить только экспериментально. В результате испытаний насосов получают их действительные характеристики – кривые зависимости напора, подачи, затраченной мощности, кпд и частоты вращения насоса. Характеристики насоса дают достаточно полное представление об эксплуатационных качествах насосов и позволяют решать вопросы, связанные с их эксплуатацией и проектированием.

К *рабочим характеристикам* центробежного насоса относятся графики зависимости напора, потребляемой мощности и кпд от подачи насоса при постоянном числе оборотов рабочего колеса:

$$H = f(Q);\ N = f(Q);\ \eta = f(Q). \qquad (3.6)$$

К кавитационным характеристикам относят зависимости вида:

$$Q = \varphi(H_{вак});\ Q = \varphi(H_{вак});\ N = \varphi(H_{вак});\ \ \eta = \varphi(H_{вак}). \qquad (3.7)$$

где $H_{вак}$ – вакуумметрическая высота всасывания, равная

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

$$H_{вак} = \frac{p_в}{\gamma} - \frac{V_{вс}^2}{2g}; \qquad (3.8)$$

где $p_в$ – показание вакуумметра; $V_{вс}$ – скорость жидкости во всасывающем трубопроводе.

Подбор насосов должен производиться на основе тщательного анализа их работы. При этом необходимо, чтобы подобранный насос по своей характеристике соответствовал результатам гидравлического расчета трубопровода.

Характеристикой трубопровода называется графическая зависимость потерь напора (давления) в трубопроводе от расхода. При турбулентном режиме движения жидкости она выражается уравнением

$$H = H_г + h_w, \qquad (3.9)$$

где $H_г$ – геометрическая высота подъема жидкости; h_w – суммарные потери напора.

При построении совмещенных характеристик насоса и трубопровода получается рабочая точка, которая определяет все параметры, характеризующие рабочий режим насоса.

В *объемных насосах* передача механической энергии жидкости осуществляется изменением объемов их рабочих камер. Объемные насосы делятся на классы: *поршневые* – с возвратно-поступательным движением вытеснителя (поршня или плунжера) и клапанным распределением жидкости; *роторные* – с вращательным движением вытеснителей или замыкателей (например, поршней плунжеров, зубьев шестерен, лопаток или пластин) и с бесклапанным распределением жидкости.

В отличие от лопастных насосов в объемных насосах жидкости сообщается потенциальная энергия давления при практически неизменной кинематической энергии жидкости. В этих насосах подача и напор независимы друг от друга, насосы характеризуются неравномерностью подачи и пульсацией давлений.

Поршневой насос представляет собой гидравлическую машину, в которой преобразование механической энергии двигателя в механическую энергию перемещаемой жидкости осуществляется при помощи поршня или плунжера, совершающего возвратно-поступательное движение в цилиндре. По принципу действия поршневые насосы делятся на насосы однократного и многократного действия.

Подача поршневых насосов пропорциональна их размерам (объему, вытесняемому поршнем при его движении на нагнетание), а также скорости движения поршня. Напор поршневых насосов не связан с подачей и зависит от сопротивлений, которые он должен преодолевать.

Одной из основных особенностей поршневых насосов является неравномерная подача жидкости по времени. Для улучшения равномерности

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

подачи на всасывающем и напорном патрубках насоса устанавливаются воздушные колпаки.

Роторными называются объемные насосы вращательного движения, содержащие статор, ротор и замыкатели, герметично соприкасающиеся со статором и ротором и разделяющие приемную камеру от нагнетательной. По конструкции роторные насосы разделяют на роторно-поршневые (радиальные и аксиальные), пластинчатые (шиберные), шестеренные, винтовые. Эти насосы широко используются в объемных гидравлических приводах. Они имеют меньшую неравномерность подачи, чем поршневые насосы. Другой характерной особенностью всех роторных насосов является отсутствие клапанного распределения жидкости. Эта особенность позволяет роторным насосам быть обратимыми и более быстроходными, чем поршневые. Кроме того, достоинствами роторных насосов являются: компактность конструкции, малые размеры, небольшой вес, приходящийся на единицу развиваемой мощности, высокий кпд, надежность и долговечность в эксплуатации, способность работать при длительных перегрузках.

Объемным гидродвигателем называется гидравлическая машина, предназначенная для преобразования энергии потока рабочей жидкости в энергию движения выходного звена. По характеру движения выходного звена объемные гидродвигатели делятся на гидромоторы и гидроцилиндры. Гидромотор создает крутящий момент и сообщает ведомому валу непрерывное вращение. В гидроцилиндре шток с поршнем создает силу и совершает возвратно-поступательное движение.

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

Объемный гидропривод предназначен для передачи при помощи объемных гидромашин механической энергии двигателя к исполнительным механизмам с преобразованием скоростей и сил или моментов.

Объемный гидропривод содержит объемный насос (источник гидравлической энергии), объемные гидромоторы (приемники гидравлической энергии или исполнительные механизмы), гидроаппаратуру (устройства или механизмы, предназначенные для передачи энергии, управления и регулирования).

В зависимости от типа гидродвигателя (силовой гидроцилиндр или роторный гидромотор) различают гидроприводы возвратно-поступательного

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

и вращательного движения выходного звена. Схема гидропривода может быть открытой (с аккумулирующим рабочую жидкость баком) и закрытой (бак отсутствует, давление в системе больше атмосферного). Закрытая схема не применяется при наличии гидроцилиндров.

3.2. Задания для выполнения контрольных работ

3.2.1. Центробежный насос (рис. 3.1) откачивает воду из сборного колодца в резервуар с постоянным уровнем H по трубопроводам размерами l_1, d_1 и l_2, d_2. Эквивалентная шероховатость поверхности труб Δ, плотность воды ρ = 1000 кг/м^3, кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0{,}01 см^2/с$, расстояние a = 1 м.

При расчетах принять суммарные коэффициенты местных сопротивлений на всасывающей линии ζ_1 = 10, на напорной линии ζ_2 = 6.

Требуется определить:

1. На какой глубине h установится уровень воды в колодце, если приток в него Q?

2. Вакуумметрическую высоту всасывания при входе в насос $H_{вак}$, выраженную в метрах водяного столба.

3. Максимальную допустимую геометрическую высоту всасывания при заданном расходе.

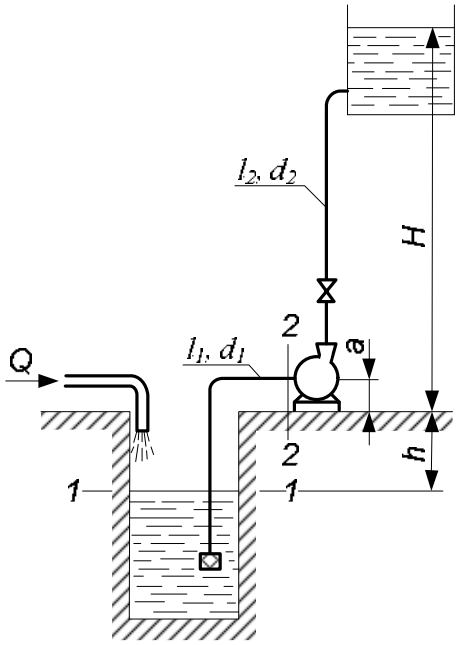

Рис. 3.1

Характеристики насоса представлены следующими параметрами:

Q, л/с	$H_н$, м	$H_{вак}^{доп}$, м
0	45	–
2	47,5	–
4	48,5	8,2
6	48	8
8	47	7,6
10	45	7
12	40	6,6
14	35	6
16	30	5,5
18	22,5	4,75
20	15	4

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
H, м	42	38	40	33	30	23	17	12	28	26
l_1, м	8	12	10	15	12	9	11	14	13	7
l_2, м	46	48	50	40	35	25	20	15	36	30
d_1, мм	100	125	80	100	125	100	125	150	80	125
d_2, мм	75	125	80	125	150	100	150	125	75	100
Δ, мм	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,5
Q, л/с	8	10	6	12	14	16	18	20	15	17

Указания к решению задачи. Пользуясь заданными параметрами, построить характеристики насоса, выраженные кривыми:

$$H_н = f(Q) \text{ и } H_{вак}^{доп} = f(Q),$$

где $H_н$ – напор, развиваемый насосом при заданном расходе Q; $H_{вак}^{доп}$ – допустимая вакуумметрическая высота всасывания насоса по условию кавитации при заданном расходе. По построенным кривым определить при заданном значении Q величины $H_н$ и $H_{вак}^{доп}$.

Напор, развиваемый насосом, расходуется на подъем воды на геометрическую высоту $H_г = H + h$ и преодоление потерь напора во всасывающей и нагнетательной линиях:

$$H_н = H_г + h_1 + h_2 = H + h + h_1 + h_2,$$

откуда искомая величина

$$h = H_н - H - h_1 - h_2,$$

где h_1 и h_2 – потери напора во всасывающей и нагнетательной линиях, состоящие из потерь напора по длине и в местных сопротивлениях.

Потери напора по длине следует определить по формуле Дарси−Вейсбаха, гидравлический коэффициент трения λ – по формуле Альтшуля, потери в местных сопротивлениях – по формуле Вейсбаха.

Вакуумметрическая высота всасывания при входе в насос определяется из уравнения Бернулли, составленного для сечений 1−1 и 2−2 (рис. 3.1), приняв за горизонтальную плоскость сравнения сечение 1−1.

Максимальная допустимая геометрическая высота всасывания при заданном расходе определяется по формуле

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

$$H_{г.в}^{доп} = H_{вак}^{доп} - \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} - h_1,$$

где h_1 и $\frac{\alpha_1 V_1^2}{2g}$ – потеря напора и скоростной напор во всасывающей линии при заданном расходе; $H_{вак}^{доп}$ – допустимая вакуумметрическая высота всасывания, определяемая по графику.

3.2.2. Жидкость плотностью ρ = 900 кг/м^3 поступает в левую полость цилиндра через дроссель с коэффициентом расхода μ = 0,62 и диаметром d под избыточном давлением $p_н$; давление на сливе p_c (рис. 3.2). Поршень гидроцилиндра диаметром D под действием разности давлений в левой и правой полостях цилиндра движется слева направо с некоторой скоростью V. Требуется определить значение силы F, преодолеваемой штоком гидроцилиндра диаметром $d_ш$ при движении его против нагрузки со скоростью V.

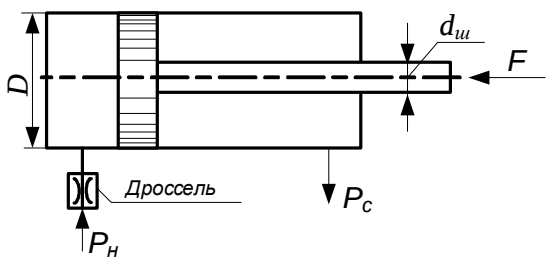

Рис. 3.2

Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D, мм	70	50	60	80	90	100	180	200	140	110
$d_ш$, мм	30	25	28	40	45	50	90	100	70	55
d, мм	1,2	1,5	2	2,2	1,8	2,5	4,0	3,5	2,8	2
$p_н$, МПа	20	25	10	15	1,2	5	13	26	21	28
p_c, МПа	0,3	0,5	0,6	1	0,2	0,7	0,4	0,1	0,7	0,8
V, см/с	2	4,5	3	3,5	1	3,5	0,5	4	4,5	5

Указания к решению задачи. Исходя из диаметра цилиндра и скорости движения поршня, определить расход гидроцилиндра Q. Этот расход равен расходу, проходящему через дроссель. Используя формулу расхода при истечении из отверстия $Q = \mu\omega\sqrt{\frac{2p}{\rho}}$, определить рабочее давление, под действием которого происходит истечение через дроссель. Это давление равно разности давлений на входе в дроссель и в левой полости цилиндра: $p = p_н - p_л$. Затем составляется уравнение равновесия сил, действующих на поршень слева и справа, из которого находится искомая сила F.

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

3.2.3. Определить давление, создаваемое насосом (рис. 3.3), если длины трубопроводов до и после гидроцилиндра равны l; их диаметры d; диаметр поршня D; штока $d_ш$; сила на штоке F; подача насоса Q; вязкость рабочей жидкости $\nu = 0{,}5\ см^2/с$; плотность ρ = 900 кг/м^3. Потери напора в местных сопротивлениях не учитывать.

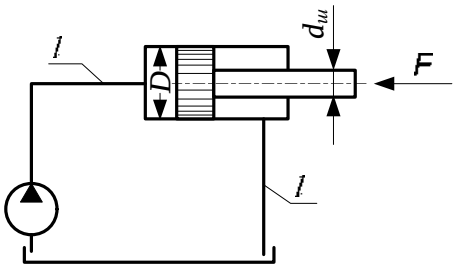

Рис. 3.3

Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
l, м	5	10	15	12	20	8	6	9	7	13
d, мм	15	12	16	20	25	12	8	6	10	12
D, мм	60	50	55	70	80	45	40	55	60	70
$d_ш$, мм	40	25	28	36	40	22	20	32	45	40
F, кН	1	2	5	3	4	2	1	5	3	2
Q, л/с	1,2	1,5	2	1,6	2,5	1,3	1	1,4	1,1	1,7

Указания к решению задачи. Давление, создаваемое насосом $p_н$, затрачивается на преодоление потери давления Δp_1 в подводящей линии и создание давления $p_п$ перед поршнем в цилиндре:

$$p_н = \Delta p_1 + p_п .$$

Необходимую величину давления перед поршнем $p_п$ найдем из условия равенства сил, действующих на поршень слева и справа:

$$p_п S_п = p_ш (S_п - S_ш) + F ,$$

где $p_ш$ – давление в цилиндре со стороны штока, равное потере давления в отводящей линии ($p_ш = \Delta p_2$); $S_п$ и $S_ш$ – соответственно площади поршня и штока.

Отсюда

$$p_п = \frac{\Delta p_2 (S_п - S_ш)}{S_п} + \frac{F}{S_п} = \Delta p_2 \left(1 - \frac{S_ш}{S_п}\right) + \frac{F}{S_п} .$$

Откуда искомое давление, развиваемое насосом:

$$p_н = \Delta p_1 + \Delta p_2 \left(1 - \frac{S_ш}{S_п}\right) + \frac{F}{S_п} .$$

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

Потери давления в подводящей и отводящей линиях Δp_1 и Δp_2 следует определить по формуле Дарси−Вейсбаха:

$$\Delta p = \rho\lambda \frac{l}{d_т} \frac{V^2}{2}.$$

Для этого необходимо определить скорости движения жидкости в подводящей V_1 и отводящей V_2 линиях. Для определения V_2 предварительно нужно найти расход жидкости, вытесняемой из штоковой полости цилиндра, равный

$$Q_ш = V_п(S_п - S_ш),$$

где $V_п = \dfrac{Q}{S_п}$ – скорость перемещения поршня.

Для определения величин λ необходимо вычислить числа Рейнольдса, соответствующие скоростям движения жидкости V_1 и V_2. При ламинарном режиме движения $\lambda = \dfrac{64}{Re}$.

При турбулентном режиме и числе Рейнольдса до 10^5 величину можно λ вычислить по формуле Блазиуса $\lambda = \dfrac{0{,}3164}{Re^{0{,}25}}$, считая трубы гидравлически гладкими.

3.2.4. Центробежный насос, характеристика которого описывается уравнением $H = H_0 - kQ^2$, нагнетает жидкость в трубопровод, требуемый напор для которого определяется по формуле $H_{тр} = H_г + SQ^2$ ($H_г$ – геометрическая высота подачи воды; S – коэффициент сопротивления трубопровода).

Требуется:

1. Определить подачу насоса и его напор при известных значениях H_0, $H_г$, k и S.

2. Установить, как изменяется напор и подача, если к заданному насосу присоединить другой насос такой же марки сначала последовательно, а затем параллельно.

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
H_0, м	20	25	30	40	45	38	42	45	36	22
$H_г$, м	10	15	12	20	25	18	22	24	16	8
$k \cdot 10^{+4}$, с^2/м^5	1,25	0,69	0,83	0,82	1,25	1,52	1,17	1,8	2,25	1,8
$S \cdot 10^{+4}$, с^2/м^5	154	24,3	5,3	0,93	0,24	36,4	10,6	0,3	256	18,2

Указания к решению задачи. Задавшись несколькими расходами Q, равными 0; 5; 10; 15; 20 л/с и т. д., вычислить по приведенным зависимостям развиваемый при этих расходах насосом напор H и требуемый для заданного трубопровода напор $H_{тр}$. Расчеты свести в таблицу.

По полученным данным построить совмещенный график напорной характеристики насоса $H = f(Q)$ и характеристики трубопровода $H_{тр} = f(Q)$, откладывая по оси абсцисс значения расходов Q, а по оси ординат напоры H. Точка пересечения характеристики трубопровода с характеристикой насоса определит его рабочую точку, т. е. искомую подачу напора Q и развиваемый им напор H, поскольку в этой точке напор, требуемый для заданного трубопровода, и напор, развиваемый насосом, совпадают.

Для ответа на второй вопрос задачи необходимо построить суммарные характеристики двух насосов, соединенных последовательно и параллельно.

При построении суммарной характеристики двух насосов, соединенных последовательно, складываются напоры при соответствующих подачах.

При построении суммарной характеристики двух насосов, соединенных параллельно, складываются подачи при соответствующих напорах.

Точка пересечения характеристики трубопровода с суммарными характеристиками насоса определит рабочую точку для каждого случая соединения насосов. Все построения выполнить на одном чертеже.

3.2.5. Гидравлическое реле времени, служащее для включения и выключения различных устройств через фиксированные интервалы времени, состоит из цилиндра, в котором помещен поршень диаметром D_1 со штоком-толкателем диаметром D_2.

Цилиндр присоединен к емкости с постоянным уровнем жидкости H_0. Под действием давления, передающегося из емкости в правую полость цилиндра, поршень перемещается, вытесняя жидкость из левой полости в ту же емкость через трубку диаметром d (рис. 3.4)

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

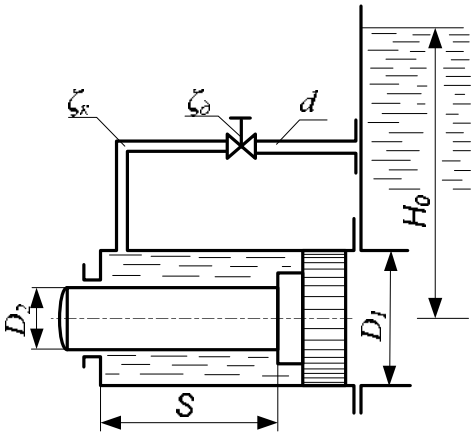

Рис. 3.4

Требуется:

1. Вычислить время T срабатывания реле, определяемое перемещением поршня на расстояние S из начального положения до упора в торец цилиндра.

Движение поршня считать равномерным на всем пути, пренебрегая незначительным временем его разгона. В трубке учитывать только местные потери напора, считая режим движения жидкости турбулентным. Коэффициент сопротивления колена $\zeta_к$ = 1,5 и дросселя на трубке $\zeta_д$. Утечками и трением в цилиндре, а также скоростными напорами жидкости в его полостях пренебречь.

Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D_1, мм	80	90	140	100	125	50	110	45	180	55
D_2, мм	400	45	70	50	60	25	55	22	90	28
H_0, м	0,9	1	1,5	2	1,8	1,4	2,2	1,2	0,8	1,6
d, мм	10	12	16	10	25	12	25	8	32	12
S, мм	100	150	200	250	300	350	500	400	450	550
$\zeta_д$	22	15	20	25	18	32	17	12	20	10

Указания к решению задачи. Сила давления жидкости на поршень справа

$$p_п = \rho g H_0 S_п,$$

где $S_п$ – площадь поршня.

Сила давления слева

$$p_л = \rho g H_0 (S_п - S_ш),$$

где $S_ш$ – площадь штока.

Равнодействующая сила, действующая на площадь (сила, перемещающая поршень),

$$p = p_п - p_л = \rho g H_0 S_ш.$$

При равномерном движении поршня эта сила должна уравновешиваться силой сопротивления движению поршня со стороны жидкости, которая будет равна:

$$F = \Delta p (S_п - S_ш),$$

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

где Δp – потеря давления при прохождении жидкости по трубке из левой полости цилиндра в правую, которая имеет вид:

$$\Delta p = \zeta_к \rho g \frac{V^2}{2g} + \zeta_д \rho g \frac{V^2}{2g},$$

где V – скорость движения жидкости по трубке.

Из условия равенства этих сил находятся величина скорости движения жидкости в трубке V и расход жидкости Q, по которому определяются скорость движения поршня $V_п$ и время срабатывания реле T.

3.2.6. На рис. 3.5 дана схема гидропривода, применяемого в скреперах. Гидропривод состоит из масляного бака *1*, насоса *2*, обратного клапана *3*, распределителя *4*, гидроцилиндров *5*, трубопроводов *6*, предохранительного клапана *7*, фильтра *8*.

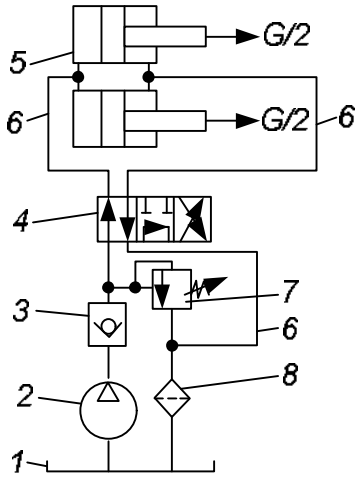

Рис. 3.5

Общие исходные данные:

1. Усилие G, передаваемое двумя цилиндрами рабочему органу (см. ниже таблицу исходных данных).

2. Скорость движения рабочего органа V = 0,2 м/с.

3. Длина трубопровода от насоса до входа в цилиндры l_1=6 м, от выхода из цилиндров до фильтра – l_2=8 м. На трубопроводе имеется: обратный клапан ($\zeta_{кл}$=3), распределитель ($\zeta_р$=2), два параллельно расположенных силовых цилиндра (коэффициенты местных сопротивлений на входе и выходе из цилиндра: $\zeta_{вх}$=0,8; $\zeta_{вых}$=0,5), фильтр ($\zeta_ф$=12), девять поворотов под углом 90° ($\zeta_п$=2) , один прямоугольный тройник с транзитным потоком ($\zeta_т$=0,2) и три прямоугольных тройника с отводимым под углом 90° потоком ($\zeta_{т90}$=1,2).

4. Рабочая жидкость – веретенное масло (ρ= 870 кг/м^3, ν=0,4·10^{-4} м^2/с).

5. Общий кпд насоса η = 0,85; объемный кпд силового гидроцилиндра η_0= 0,90.

Требуется определить:

1. Внутренний диаметр гидроцилиндра (диаметр поршня) $d_ц$, диаметр штока поршня $d_ш$.

2. Диаметры трубопроводов $d_{т1}$ и $d_{т2}$.

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

3. Подачу, напор и мощность насоса.

Исходные данные	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
G, кН	85	20	30	40	50	60	70	80	90	100

Указания к решению задачи. При расчете гидропривода рекомендуется придерживаться следующей последовательности:

1. Назначить давление p в силовом цилиндре гидродвигателя в зависимости от величины усилия, прикладываемого к штоку одного поршня (см. таблицу).

Усилие G, кН	Давление p, МН/м^2
10–20	≤6
20–30	6–10
30–50	10–12
50–100	12–16

2. Зная величину усилия G, приходящегося на один цилиндр гидродвигателя, и задавшись величиной давления p, следует вычислить площадь цилиндра гидродвигателя, определить его диаметр и по полученному значению $d_ц$ подобрать стандартный диаметр. По стандарту приняты следующие внутренние диаметры гидроцилиндров: 40, 45, 50, 55, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 180, 200, 220 мм.

3. Определить диаметр штока поршня, помня, что соотношение диаметра штока $d_ш$ и внутреннего диаметра цилиндра $d_ц$ зависит от давления в гидросистеме и принимается в пределах:

при p до 10 МН/м^2 $\frac{d_ш}{d_ц}=0{,}5$;

при p свыше 10 МН/м^2 $\frac{d_ш}{d_ц}=0{,}7$.

По полученным значениям $d_ш$ выбрать стандартные диаметры штока. По стандарту приняты следующие диаметры штоков: 12, 14, 16, 18, 20, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 55, 60, 70, 80, 90, 100, 125, 140, 160, 180 мм.

4. Определить расход цилиндра гидродвигателя $Q_ц$ и подачу насоса $Q_н = 2Q_ц$.

5. Определить расход штоковой полости цилиндра $Q_ш$ и подачу насоса $Q_{от} = 2Q_ш$, проходящий по отводящей линии длиной l_2.

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

6. Определить диаметры подводящего и отводящего трубопроводов $d_{т1}$ и $d_{т2}$ гидросистемы, задавшись скоростью движения масла V =4–6 м/с. По полученным значениям $d_т$ подобрать стандартные диаметры трубопровода. По стандарту приняты следующие диаметры трубопровода: 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80 мм.

7. Установить соответствующие этим диаметрам фактические скорости движения жидкости в подводящем и отводящем трубопроводах $V_{ф1}$ и $V_{ф2}$.

8. С учетом фактических скоростей определить потери напора в трубопроводах гидросистемы. Они будут складываться из потерь напора по длине и в местных сопротивлениях.

Потери напора по длине определить по формуле Дарси–Вейсбаха:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d_т} \frac{V_ф^2}{2g},$$

где при ламинарном режиме (число Рейнольдса Re < 2320) значение λ с учетом местных сопротивлений следует определить по формуле $\lambda = \frac{75}{Re}$. При турбулентном режиме и числах Re<10^5 можно считать трубы гидравлически гладкими и значение λ вычислить по формуле Блазиуса: $\lambda = \frac{0{,}3164}{Re^{0{,}25}}$

Потери напора в местных сопротивлениях в каждой ветви определить по формуле

$$h_м = \sum \zeta \frac{V^2}{2g},$$

где $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Наличие конкретных местных сопротивлений в каждой линии определяется по чертежу.

9. Определить напор насоса H.

Давление, развиваемое насосом, затрачивается на создание рабочего давления в цилиндре со стороны поршня $p_п$ и преодоление потери давления в подводящей линии Δp_1:

$$p_н = \Delta p_1 + p_п.$$

Давление в штоковой полости цилиндра равно потере давления в отводящей линии Δp_2.

При движении поршня гидроцилиндра сила давления со стороны поршня уравновешивается силами, приложенными со стороны штока:

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

$$p_п S_п = \Delta p_2 (S_п - S_ш) + G,$$

где $S_п$ и $S_ш$ – площади поршня и штока, G – сила, приложенная к штоку поршня.

Откуда

$$p_п = \frac{\Delta p_2 (S_п - S_ш) + G}{S_п}, \; p_н = \Delta p_1 + \frac{\Delta p_2 (S_п - S_ш) + G}{S_п}.$$

Напор насоса

$$H = \frac{p_н}{\rho g} = \frac{\Delta p_1}{\rho g} + \frac{\Delta p_2}{\rho g}\left(1 - \frac{S_ш}{S_п}\right) + \frac{G}{\rho g S_п} = h_1 + h_2\left(1 - \frac{S_ш}{S_п}\right) + \frac{G}{\rho g S_п},$$

где h_1 и h_2 – потери напора по длине и в местных сопротивлениях соответственно в подводящей и отводящей линиях.

10. Вычислить мощность насоса по формуле

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta}.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. В чем заключается принцип действия динамических и объемных насосов?
2. Какими достоинствами и недостатками обладают центробежные насосы?
3. Что называется напором насоса?
4. Как определяются полезная и потребляемая мощности насоса?
5. Что представляет собой кпд насоса?
6. Как найти рабочую точку при работе одного и двух центробежных насосов на сеть? Приведите соответствующие графики и характеристики.
7. Как влияет кавитация на работу центробежных насосов, каковы меры борьбы с ней?
8. Каковы достоинства и недостатки роторных насосов?
9. От каких параметров гидроцилиндров зависят развиваемые мощность и усилие на штоке? Приведите соответствующие формулы и поясните их.
10. Из каких основных частей состоит объемный гидропривод?

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

Значения кинематического коэффициента вязкости воды при различной температуре

t, °С	0	10	20	30	40
ν, см^2/с	0,0178	0,0131	0,0101	0,009	0,0066
t, °С	50	60	70	80	90
ν, см^2/с	0,0058	0,0048	0,004	0,0036	0,003

Таблица 2

Значения коэффициента $\zeta_{вс}$ при внезапном сужении трубопровода

$n = \frac{\omega_2}{\omega_1}$	0,01	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$\zeta_{вс}$	0,41	0,4	0,38	0,36	0,34	0,3	0,27	0,2	0,16	0,1	0

Таблица 3

Коэффициенты сопротивления всасывающих клапанов с сеткой

d, мм	50	75	100	150	200	250
$\zeta_{сет}$	10	8,5	7	6	5,2	4,4

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Альтшуль, А.Д. Гидравлика и аэродинамика / А.Д. Альтшуль, П.Г. Киселев. – М.: Стройиздат, 1975. – 323 с.

2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта [и др.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 422 с.

3. Константинов, Н. М. Гидравлика, гидрология и гидрометрия. В 2 ч. Ч. 1. Общие законы / Н. М. Константинов, Н. А. Петров, Л. И. Высоцкий. – М.: Высш. шк., 1987. – 304 с.

4. Медведев, В. Ф. Гидравлика и гидравлические машины / В. Ф. Медведев. – Минск : Высш. шк., 1998. – 311 с.

5. Примеры гидравлических расчетов / под ред. А.Д. Альтшуля. – М.: Стройиздат, 1977. – 255 с.

6. Примеры гидравлических расчетов / под ред. Н.М. Константинова. – М.: Транспорт, 1987. – 498 с.

7. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / под общ. ред. Б.Б. Некрасова. – Минск: Вышейшая шк., 1985. – 365 с.

8. Тян, А.Д. Гидравлика в примерах и задачах / А.Д. Тян. – Алма-Ата: Рауан, 1990. – 208 с.

9. Угинчус, А.А. Гидравлика / А.А. Угинчус, Е.А. Чугаева – Л.: Стройиздат, 1971. – 350 с.

10. Цыбин, Л.А. Гидравлика и насосы / Л.А. Цыбин, И.Ф. Шанаев. – М.: Высш. шк., 1976. – 256 с.

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 3
1. ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТИ. ГИДРОСТАТИКА 5
1.1. Сведения из теории 5
1.2. Задания для выполнения контрольных работ 10
Контрольные вопросы 16
2. ГИДРОДИНАМИКА 16
2.1. Сведения из теории 16
2.2. Задания для выполнения контрольных работ 22
Контрольные вопросы 28
3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И ГИДРОПРИВОД 29
3.1. Сведения из теории 29
3.2. Задания для выполнения контрольных работ 34
Контрольные вопросы 44
ПРИЛОЖЕНИЕ 45
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК 46

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

Учебное издание

Козак Любовь Васильевна
Бирзуль Алексей Николаевич

ГИДРАВЛИКА И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Методическое пособие

Редактор *А.А. Иванова*
Технический редактор *Н.В. Ларионова*

План 2009 г. Поз. 4.14
Подписано в печать 09.04.2009.
Гарнитура Arial. Печать RISO. Усл. печ. л. 2,8.
Зак. 43. Тираж 75 экз. Цена 71 руб.

Издательство ДВГУПС
680021, г. Хабаровск, ул. Серышева, 47.

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com

Кафедра «Гидравлика
и водоснабжение»

Л.В. Козак, А.Н. Бирзуль

ГИДРАВЛИКА И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Методическое пособие

Хабаровск – 2009

PDF created with pdfFactory Pro trial version www.pdffactory.com