

№ 90
МУКОЛЪЯНЦ А.А.

**СБОРНИК ЗАДАЧ
ПО ГИДРАВЛИКЕ И
ГИДРОПНЕВМОПРИВОДУ**

ТАШКЕНТ

УДК: 62-522 (076.1)

ББК 30.123

М-90

М-90

Мукольянц А.А. Сборник задач по гидравлике и гидропневмоприводе: Учебное пособие. –Т.: «Fan va texnologiya», 2016, 356 стр.

ISBN 978-9943-11-347-3

Учебное пособие составлено в соответствии с учебными программами, применяемые к различным техническим направлениям образования.

Приведены основные понятия гидравлики и гидропневмопривода, краткие справочные данные, расчетные зависимости, примеры решения задач и задачи для самостоятельного решения. Приведенные задачи могут быть использованы при проведении практических занятий, текущего, промежуточного и итогового контрольных заданий и при составлении домашних заданий.

Предназначено для студентов технических направлений высших учебных заведений.

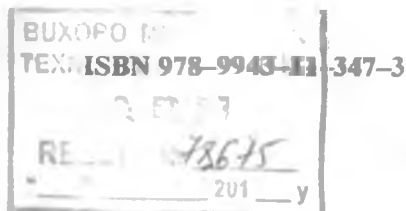
УДК: 62-522 (076.1)

ББК 30.123

Рецензенты:

Шакиров А.А. – д.т.н., профессор;

Мамаджанов Э.У. – к.т.н.



© Изд-во «Fan va texnologiya», 2016.

ВВЕДЕНИЕ

Современная гидравлика (механика жидкости и газ) представляет собой общетехническую прикладную науку опирающуюся, с одной стороны, на теоретический фундамент классической гидромеханики, а с другой стороны, являющуюся теоретической базой целого ряда инженерных направлений (энергомашиностроение, нефтегазовая, авиационная промышленность, гидроэнергетика, теплотехника, горное дело), где гидравлические приводы используются традиционно для осуществления как главных, так и вспомогательных движений рабочих органов. Дисциплина базируется на высшей математике (теория поля, дифференциальные уравнения), физике (механика, свойства жидкостей и газов), теоретической механике.

Основным назначением учебного пособия «Сборник задач по гидравлике и гидропневмоприводу» является привитие студентам знаний и навыков, необходимых для самостоятельного решения прикладных задач инженерного характера, выполнение гидравлических расчетов, связанных с проектированием и эксплуатацией систем объемного гидропривода, с методами расчета и конструирования основных узлов гидравлических машин.

В предлагаемом учебном пособии основные сведения теоретического материала сочетаются с набором задач, отражающих содержание каждой темы и предназначенных для самостоятельного решения. Это способствует систематизации, закреплению и расширению теоретических знаний и дает практические навыки для расчетов в научно-исследовательской деятельности, способствует успешной работе с технической литературой, справочным материалом, помещенным частично в приложения к настоящему пособию.

Пособие включает в себя два раздела, четырнадцать глав и приложения, содержащее справочный материал.

Задачи, приведенные в данном сборнике, размещены в логической последовательности, по которой уровень сложности последующей задачи превышает уровень сложности предыдущей. Благодаря этому упрочняется последовательность и полнота в изучении соответствующего теоретического материала.

621.22
А 90

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

МУКОЛЬЯНЦ А.А.

**СБОРНИК ЗАДАЧ
ПО ГИДРАВЛИКЕ И
ГИДРОПНЕВМОПРИВОДУ**

*Допущено Министерством высшего и среднего специального образования
Республики Узбекистан в качестве учебного пособия
для студентов технических направлений высших учебных заведений*

ТАШКЕНТ – 2016

УДК: 62-522 (076.1)

ББК 30.123

М-90

М-90

Мукольянц А.А. Сборник задач по гидравлике и гидропневмоприводу: Учебное пособие. –Т.: «Fan va texnologiya», 2016, 356 стр.

ISBN 978-9943-11-347-3

Учебное пособие составлено в соответствии с учебными программами, применяемые к различным техническим направлениям образования.

Приведены основные понятия гидравлики и гидропневмопривода, краткие справочные данные, расчетные зависимости, примеры решения задач и задачи для самостоятельного решения. Приведенные задачи могут быть использованы при проведении практических занятий, текущего, промежуточного и итогового контрольных заданий и при составлении домашних заданий.

Предназначено для студентов технических направлений высших учебных заведений.

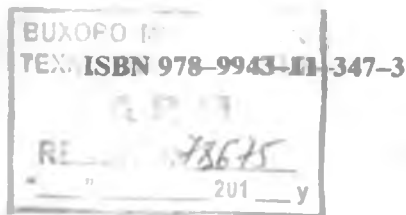
УДК: 62-522 (076.1)

ББК 30.123

Рецензенты:

Шакиров А.А. – д.т.н., профессор;

Мамаджанов Э.У. – к.т.н.



© Изд-во «Fan va texnologiya», 2016.

ВВЕДЕНИЕ

Современная гидравлика (механика жидкости и газа) представляет собой общетехническую прикладную науку, опирающуюся, с одной стороны, на теоретический фундамент классической гидромеханики, а с другой стороны, являющуюся теоретической базой целого ряда инженерных направлений (энергомашиностроение, нефтегазовая, авиационная промышленность, гидроэнергетика, теплотехника, горное дело), где гидравлические приводы используются традиционно для осуществления как главных, так и вспомогательных движений рабочих органов. Дисциплина базируется на высшей математике (теория поля, дифференциальные уравнения), физике (механика, свойства жидкостей и газов), теоретической механике.

Основным назначением учебного пособия «Сборник задач по гидравлике и гидропневмоприводу» является привитие студентам знаний и навыков, необходимых для самостоятельного решения прикладных задач инженерного характера, выполнение гидравлических расчетов, связанных с проектированием и эксплуатацией систем объемного гидропривода, с методами расчета и конструирования основных узлов гидравлических машин.

В предлагаемом учебном пособии основные сведения теоретического материала сочетаются с набором задач, отражающих содержание каждой темы и предназначенных для самостоятельного решения. Это способствует систематизации, закреплению и расширению теоретических знаний и дает практические навыки для расчетов в научно-исследовательской деятельности, способствует успешной работе с технической литературой, справочным материалом, помещенным частично в приложениях к настоящему пособию.

Пособие включает в себя два раздела, четырнадцать глав и приложения, содержащее справочный материал.

Задачи, приведенные в данном сборнике, размещены в логической последовательности, по которой уровень сложности последующей задачи превышает уровень сложности предыдущей. Благодаря этому упрочняется последовательность и поэтапность в изучении соответствующего теоретического материала.

В каждой главе приводятся образцы решения типовых задач, в которых наиболее полно отражены операции, наиболее часто выполняемые при решении задач подобного рода и относящихся к данному тематическому разделу.

Большинство задач содержат данные в единицах Международной системы (СИ), однако, в некоторых задачах использованы ранее принятые размерности, что должно способствовать, по мнению автора, развитию навыков перевода единиц из одной системы в другую.

СПИСОК ОСНОВНЫХ ПРИНЯТЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

p – давление	ξ – коэффициент местного сопротивления
ρ – плотность	$F_{тр}$ – сила трения
T – температура	τ – удельная сила трения
V – объем	Ne – число Ньютона
ν – удельный объем	Re – число Рейнольдса
S – площадь сечения	Fr – число Фруда
u – скорость потока	Eu – число Эйлера
u_x, u_y, u_z – составляющие вектора скорости	M – число Маха
c – скорость ударной волны	E – модуль упругости
a – скорость звука	l – длина тела, трубы
ω – угловая скорость	d – внутренний диаметр трубопровода
$\alpha_x, \alpha_y, \alpha_z$ – проекции угловой скорости на координатные оси	D – внешний диаметр трубопровода
X, Y, Z – проекции массовых сил на оси координат	d_3 – эквивалентный диаметр трубопровода
m – масса	r – радиус
G – весовой расход	r_r – гидравлический радиус
M – массовый расход	K – коэффициент шероховатости
Q – объемный расход	δ – толщина стенок трубы
β_l – коэффициент объемного расширения	I – гидравлический уклон
β_p – коэффициент объемного сжатия	k – показатель адиабаты
t – время	c_v – теплоемкость при постоянном объеме
H – полный напор	c_p – теплоемкость при постоянном давлении
α – коэффициент Кориолиса,	ε – коэффициент сжатия струи
γ – удельный вес	φ – коэффициент скорости истечения
Φ – потенциал скорости	R – газовая постоянная данного газа
μ – динамическая вязкость	g – ускорение свободного падения
ν – кинематическая вязкость	
h_n – потери напора	
λ – гидравлический коэффициент трения	

ПРАВИЛА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЕДИНИЦ ФИЗИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН

Прежде чем приступить к рассмотрению примеров и задач необходимо разобраться с правилами использования единиц физических величин.

Первое, что необходимо понять - это, в каких системах измерения представлены задачи и проведены расчеты. Для измерения различных механических величин в настоящее время применяются несколько систем единиц. В гидравлике, как правило, наиболее употребительны две из них: техническая МКГСС (метр-килограмм-сила-секунда) и международная система СИ.

В системе МКГСС за основные приняты единицы: длины - метр (м), силы -килограмм-сила (кгс), времени - секунда (сек). 1 кгс представляет собой силу, сообщаящую 1 килограмму массы (кг) ускорение, равное ускорению свободного падения $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$. Иногда в задачах вы можете встретить кГ, что означает тоже килограмм-сила, т.е., например, давление 1 кгс/м² то же самое, что и 1 кГ / м².

В качестве основных в системе СИ установлено шесть независимых друг от друга единиц: длины - метр, массы - килограмм, времени - секунда, силы электрического тока - ампер, термодинамической температуры - кельвин, силы света - кандела, из которых выводятся единицы всех остальные производных физических величин.

Во вновь разрабатываемой или пересматриваемой документации, а также публикациях значения величин должны выражаться в единицах СИ, десятичных кратных от них и (или) в единицах, допускаемых к применению ГОСТ.

Единицы СИ, установленные стандартом, и единицы, допускаемые к применению (табл.1), должны применяться в учебных процессах всех учебных заведений, в учебниках и учебных пособиях согласно ГОСТ.

Таблица 1

Основные единицы международной системы СИ

Величина		Единица			
Наименование	Размерность	Наименование	Обозначение		Определение
			Международное	Русское	
1	2	3	4	5	6
Длина	L	метр	m	м	Метр равен 1650763,73 длин волн в вакууме излучения, соответствующего переходу между уровнями $2p_{10}$ и $2d_5$ атома криптона-86 /11 ГКМВ (1960 г.)
Масса	M	килограмм	kg	кг	Килограмм равен массе международного прототипа килограмма / 1 ГКМВ (1889 г.) и 3 ГКМВ (1901 г.)
Время	T	секунда	S	с	Секунда равна 9192631770 периодам излучения, соответствующего переходу между двумя сверхтонкими уровнями основного состояния атома цезия-133 /13 ГКМВ (1967г.)
Термодинамическая температура	θ	кельвин	K	К	Кельвин равен 1/273,16 части термодинамической температуры тройной точки воды /13 ГКМВ (1967 г.)

Количество вещества	N	моль	mol	моль	Моль равен количеству вещества системы, содержащей столько же структурных элементов, сколько содержится атомов в углероде-12 массой 0,012 kg /14 ГКМВ (1971 г.)
------------------------	-----	------	-----	------	---

Примечания:

1. Кроме температуры Кельвина (обозначение T) допускается применять также температуру Цельсия (обозначение t), определяемую выражением

$$t = T - T_0,$$

где $T_0 = 273,15$ К по определению. Температура Кельвина выражается в кельвинах, температура Цельсия – в градусах Цельсия (обозначение международное и русское $^{\circ}\text{C}$). По размерности градус Цельсия равен Кельвину.

2. Интервал или разность температур Кельвина выражают в Кельвинах. Интервал или разность температур Цельсия допускается выражать как в Кельвинах, так и в градусах Цельсия.

Образование производных единиц

Производные единицы системы СИ образуют при помощи простейших уравнений связи между величинами (определяющих уравнений), в которых числовые коэффициенты равны 1.

Пример. Единицу скорости образуют с помощью уравнения, определяющего скорость прямолинейно движущейся точки

$$V = S/t,$$

где V – скорость; S – длина пройденного пути; t – время движения точки.

Подстановка вместо S и t их единиц СИ дает

$$[V] = [S]/[t] = 1\text{ м/с (1 м/с)}.$$

В табл. 2 приведены важнейшие производные единицы системы СИ.

Таблица 2

Важнейшие производные единицы системы СИ

Величина	Наименование единицы	Обозначение		Размер единицы	
		Русское	Междуна- родное		
Площадь	Квадратный метр	м ²	т ²	(1 м)·(1 м)	
Объем, вместимость	Кубический метр	м ³	т ³	(1 м)·(1 м)·(1 м)	
Период	Секунда	С	s	(1 с)	
Частота	Герц	Гц	Hz	1/(1 с)	
Линейная скорость	Метр в секунду	м/с	m/s	(1 м)/(1 с)	
Линейное ускорение	Метр на секунду в квадрате	м/с ²	m/s ²	(1 м/с)/(1 с)	
Угловая скорость	РадIAN в секунду	рад/с	rad/s	(1 рад)/(1 с)	
Угловое ускорение	РадIAN на секунду в квадрате	рад/с ²	rad/s ²	(1 рад/с)/ /(1 рад/с)	
Плотность, объемная масса	Килограмм на кубический метр	кг/м ³	kg/m ³	(1 кг)/(1м ³)	
Относительная плотность	Величина безразмерная			(1 кг/ м ³)/ /(1 кг/ м ³)	
Удельный объем	Кубический метр на килограмм	м ³ /кг	т ³ /kg	(1 м ³)/(1 кг)	
Расход	массовый	Килограмм в секунду	кг/с	kg/s	(1 кг)/(1 с)
	объемный	Кубический метр в секунду	м ³ /с	т ³ /s	(1 м ³)/(1 с)
Количество движения	Килограмм-метр в секунду	кг·м/с	kg·m/s	(1 кг)·(1 м/с)	
Сила	Ньютон	Н	N	(1 кг)·(1 м/с ²)	
Удельный вес	Ньютон на кубический метр	Н/м ³	N/m ³	(1 Н)/(1 м ³)	

Продолжение табл. 2

Давление	Паскаль	Па	Pa	(1 Н)/(1 м ²)
Динамическая вязкость	Ньютон-секунда на квадратный метр	Н·с/м ²	N·s/m ³	[(1 Н)/(1 м ²)]/ Л(1 м/с)/(1 м)]
Кинематическая вязкость	Квадратный метр на секунду	м ² /с	m ² /s	(1 Н·с/м ²)/ /(1 кг/м ³)
Работа	Джоуль	Дж	J	(1 Н)·(1 м)
Энергия	Джоуль	Дж	J	(1 Н)·(1 м)
Количество теплоты	Джоуль	Дж	J	(1 Н)·(1 м)
Мощность	Ватт	Вт	W	(1 Дж)/(1 с)

Общие сведения о системах единиц измерения МКГСС и СГС

Сведения, изложенные в предыдущих параграфах можно использовать применительно к системе единиц измерения СИ. Однако, при решении практических задач, приходится пользоваться различными данными о физических свойствах веществ (плотность ρ , вязкость μ , молекулярная масса M и др.) и параметрами, характеризующими состояние этих веществ (скорость, давление и т.д.), которые могут измеряться и в других системах единиц. Можно выделить три системы единиц измерения:

1) международная система единиц – СИ, в основу которой положена система единиц;

2) МКС (метр – килограмм – секунда);

система МКГСС (метр – килограмм – сила – секунда);

3) система СГС (сантиметр – килограмм – секунда).

Основные соотношения между единицами систем МКГСС и СГС и единицами системы СИ даны в таблице 3.

Таблица 3

**Соотношения между единицами систем МКГСС и СГС
и единицами системы СИ**

Название величины	Формула	Обозначение	СИ	СИ→СГС	СИ→МКГСС
Сила	$F=mg$	Н; дин; кгс.	$H = \text{кг} \cdot \text{м}/\text{с}^2$	$1H =$ $=10^3 \text{г} \cdot 100 \text{см}/\text{с}^2 =$ $=10^5 \text{г} \cdot \text{см}/\text{с}^2 =$ $=10^5 \text{дин}$	$1H =$ $=0,102 \text{ кгс}$
Давление	$P = \frac{F}{S}$	Па; Бар; кгс/м ² .	$\text{Па} = \text{Н}/\text{м}^2$	$1\text{Па} = 10^5 \text{дин}/$ $(100 \text{см})^2 =$ $=10 \text{дин}/\text{см}^2 =$ 10^{-5} Бар	$1\text{Па} =$ $=0,102 \text{ кгс}/\text{м}^2$
Работа (энергия)	$A = F \cdot S$	Дж; эрг; кгс·м.	$\text{Дж} = \text{Н} \cdot \text{м}$	$1\text{Дж} = \text{кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}^2 =$ $=10^3 \text{г}(100 \text{см})^2/\text{с}^2 =$ $=10^7 \text{г} \cdot \text{см}^2/\text{с}^2 =$ $=10^7 \text{ эрг}$	$1\text{Дж} =$ $=0,102 \text{ кгс} \cdot \text{м}$
Мощность	$N = \frac{A}{t}$	Вт, (Дж/с); эрг/с; кгс·м/с.	$\text{Вт} = \text{Дж}/\text{с}$	$1\text{Вт} = 10^7 \text{ эрг}/\text{с}$	$1\text{Вт} =$ $=0,102 \text{ кгс} \cdot \text{м}/\text{с}$
Динамическая вязкость	$\mu = \frac{F}{S \cdot \frac{\Delta v}{\Delta l}}$	$\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$; $\text{г}/(\text{см} \cdot \text{с})$, (Пз); $\text{кгс} \cdot \text{с}/\text{м}^2$.	$\frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \cdot \frac{\text{м}/\text{с}}{\text{м}} =$ $= \text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$	$1\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2 =$ $=10 \text{дин} \cdot \text{с}/\text{см}^2 =$ $=10 \text{г}/\text{см} \cdot \text{с} =$ $=10 \text{ Пз}$	$1\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2 =$ $=0,102 \text{ кгс} \cdot \text{с}/\text{м}^2$
Кинематическая вязкость	$\nu = \frac{\mu}{\rho}$	$\text{м}^2/\text{с}$; $\text{см}^2/\text{с}$, (Ст); $\text{м}^2/\text{с}$.	$\frac{\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2}{\text{кг}/\text{м}^3} =$ $= \text{м}^2/\text{с}$	$1 \text{ м}^2/\text{с} =$ $=10^4 \text{ см}^2/\text{с} =$ $=10^4 \text{ Ст}$	$1 \text{ м}^2/\text{с} =$ $=1 \text{ м}^2/\text{с}$

Систему МКГСС часто путают с системой СИ, так как в них одинаковы единицы длины (м), скорости (м/с), ускорения (м/с²). Кроме того, единица массы в системе СИ и единица силы в системе МКГСС называются одинаково – килограмм. Это обстоятельство является причиной частых недоразумений при решении практических задач. Необходимо помнить, что кг – единица массы в системе СИ, а кгс – единица силы в системе МКГСС.

Следует отметить, что, если применение системы СИ при технических расчетах наиболее приемлемо, использование системы МКГСС допускается, то расчеты на основе СГС менее всего желательны.

Кроме приведенных выше соотношений, часто в условиях задач физические величины выражаются такими единицами, как мм вод.ст., калория, лошадиная сила и др., поэтому ниже приводятся таблицы (табл. 4 – 8) выражающие соотношения между этими единицами.

Таблица 4

Соотношения между единицами давления

Величина	Соотношение с другими единицами измерения				
	Па	Бар	мм рт. ст.	мм вод. ст.	кгс/см ²
Па	1	10^{-5}	$7,5 \cdot 10^{-3}$	0,102	$1,02 \cdot 10^{-5}$
Бар	10^5	1	$7,5 \cdot 10^2$	$1,02 \cdot 10^4$	1,02
мм рт. ст.	133,3	$1,33 \cdot 10^{-3}$	1	13,6	$1,36 \cdot 10^{-3}$
мм вод. ст.	9,8	$0,98 \cdot 10^{-5}$	$7,35 \cdot 10^{-2}$	1	10^{-4}
кгс/см ²	$9,8 \cdot 10^4$	0,98	$7,35 \cdot 10^2$	10^4	1

Таблица 5

Соотношения между единицами энергии

Величина	Соотношение с другими единицами измерения			
	Дж	кгс·м	ккал	кВт·час
Дж	1	0,102	$2,39 \cdot 10^{-4}$	$2,78 \cdot 10^{-7}$
кгс·м	9,8	1	$2,343 \cdot 10^{-3}$	$2,72 \cdot 10^{-6}$
ккал	$4,19 \cdot 10^3$	$4,27 \cdot 10^2$	1	$1,16 \cdot 10^{-3}$
кВт·час	$3,6 \cdot 10^6$	$3,67 \cdot 10^5$	$8,6 \cdot 10^2$	1

Таблица 6

Соотношения между единицами мощности

Величина	Соотношение с другими единицами измерения			
	Вт	м·кгс/с	кал/с	л.с.
Вт	1	0,102	0,239	$1,36 \cdot 10^{-3}$
м·кгс/с	9,8	1	2,343	$1,33 \cdot 10^{-2}$
кал/с	4,19	0,427	1	$5,69 \cdot 10^{-3}$
л.с.	736	75	175,5	1

Таблица 7

**Коэффициенты теплопроводности,
теплопередачи и теплоотдачи**

Название коэффициента	Обозначение	Размерность внесистемных единиц	Перевод в единицы системы СИ
Теплопроводность	λ	ккал/(м·ч·°С)	1,163 Вт/(м·°С)
Теплопередача	κ	ккал/(м ² ·ч·°С)	1,163 Вт/(м ² ·°С)
Теплоотдача	α	ккал/(м ² ·ч·°С)	1,163 Вт/(м ² ·°С)

Таблица 8

Массовая, объемная, молярная удельные теплоемкости

Удельная теплоемкость	Обозначение	Размерность внесистемных единиц	Перевод в единицы системы СИ
Массовая	C_p, C_v	ккал/(кг·°С)	4,19 кДж/(кг·°С)
Объемная	C	ккал/(м ³ ·°С)	4,19 кДж/(м ³ ·°С)
Молярная	C_v	ккал/(кмоль·°С)	4,19 кДж/(кмоль·°С)

При решении практических задач физические величины, входящие в формулы, должны быть выражены в единицах какой либо одной системы (МКС, СИ и СГС) без применения внесистемных единиц (л.с., кг/см², ккал/(м²·ч·°С) и т.д.).

РАЗДЕЛ I. ГИДРАВЛИКА

ГЛАВА 1. ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТИ И ГАЗА. ГИДРОСТАТИКА

1.1. Основные свойства жидкости

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

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

Плотность жидкости – параметр, характеризующий количество ее массы m в единице объема V ,

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

Плотность смеси разных веществ определяется выражением

$$\rho_{\text{см}} = \frac{m_1 + m_2}{V_1 + V_2} = \frac{\rho_1 V_1 + \rho_2 V_2}{V_1 + V_2}. \quad (1.2)$$

В таблице 1.1 приведены значения плотностей некоторых жидкостей и газов.

Относительная плотность – это отношение плотности жидкости к плотности дистиллированной воды при $+4^\circ\text{C}$:

$$\delta = \frac{\rho_x}{\rho_{\text{воды}}}$$

Так как $\rho_{\text{воды}} = 1000 \text{ кг/м}^3$, то вычислять относительные плотности очень просто.

Удельный вес – сила тяжести (вес) вещества в единице объема:

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{mg}{V} = \rho g, \text{ Н/м}^3. \quad (1.3)$$

Сжимаемость – свойство жидкости изменять свой объем V при изменении давления p . Сжимаемость характеризуется коэффициентом сжимаемости β_p ($\text{м}^2/\text{Н}$) или модулем объёмной упругости жидкости $E_{\text{ж}}$ ($\text{Н/м}^2 = \text{Па}$) (табл.1.2),

$$E_{\text{ж}} = 1/\beta_p. \quad (1.4)$$

При увеличении давления на величину Δp начальный объем жидкости V уменьшится на величину ΔV :

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

Приближенное значение плотности этой жидкости изменится согласно зависимости

$$\rho_p = \frac{\rho_0}{(1 - \beta_p \Delta p)}, \quad (1.6)$$

где ρ_0 – начальная плотность жидкости при начальном давлении;
 ρ_p – плотность при конечном давлении.

Таблица 1.1

Значения плотностей некоторых жидкостей и газов

Название жидкости и газа	$t, ^\circ\text{C}$	ρ , кг/м^3
Вода	0	997,87
	4	1000,0
	10	999,73
	20	998,23
	30	995,67
	40	992,24
	50	988,07
Морская вода	15	1030
Ацетон	15	790
Бензин	15	680-740
Глицерин (безводный)	20	1260
Керосин	15	790-820
Масло веретённое	20	889
Масло машинное	20	898
Масло трансформаторное	20	887
Нефть натуральная	15	700-900

Мазут	20	933-998
Ртуть	20	13546
Скипидар	18	870
Спирт метиловый	15	810
Спирт этиловый	15	790
Эфир этиловый	15	740
Метан	20	0,668
Воздух	20	1,186
Воздух	0	1,293

Таблица 1.2

Средние значения модулей упругости жидкостей

Жидкость	Среднее значение $E_{ж}$, МПа	Жидкость	Среднее значение $E_{ж}$, МПа
Спирт	1280	Мин. масла	1670
Керосин	1300	Вода	2050
Нефть	1325	Глицерин	4000

Тепловое расширение – свойство жидкости изменять свой объем при изменении температуры. Тепловое расширение характеризуется *коэффициентом объемного расширения* β_t . При увеличении температуры на величину Δt начальный объем жидкости V увеличится:

$$\Delta V = \beta_t V \Delta t, \quad (1.7)$$

а плотность изменится в соответствии с формулой

$$\rho_t = \frac{\rho_0}{(1 + \beta_t \Delta T)}. \quad (1.8)$$

Среднее значение β_t для некоторых жидкостей при $t = 20^\circ \text{C}$ дано в таблице 1.3.

Таблица 1.3

Жидкость	β_t , K^{-1}	Жидкость	β_t , K^{-1}
Вода	$(1,5-2) \cdot 10^{-4}$	Керосин	$9,6 \cdot 10^{-4}$
Глицерин	$4,9 \cdot 10^{-4}$	Спирт	$11 \cdot 10^{-4}$
Минеральные масла	$7 \cdot 10^{-4}$	----	----

Величина β_i зависит от температуры и давления. Значения коэффициента β_i для воды при $p = 0,1$ МПа приведены в таблице 1.4.

Таблица 1.4

Значения коэффициента β_i для воды при $p = 0,1$ Мпа

$T, ^\circ\text{C}$	1-10	10-20	40-50	60-70	90-100
β_i, K^{-1}	$0,14 \cdot 10^{-4}$	$1,50 \cdot 10^{-4}$	$4,22 \cdot 10^{-4}$	$5,56 \cdot 10^{-4}$	$7,19 \cdot 10^{-4}$

Совместное влияние давления и температуры на плотность жидкости можно примерно оценить зависимостью

$$\rho_x = \frac{\rho_0}{(1 + \beta_i \Delta t - \beta_p \Delta p)} \quad (1.9)$$

Плотность газообразных жидкостей (газов) в значительной степени зависит от температуры и давления. Согласно известному уравнению Клапейрона-Менделеева (уравнение состояния идеального газа)

$$pV = \frac{m}{m_\mu} R_\mu T \quad \text{или} \quad pV_y = RT; \quad \text{или} \quad \frac{p}{\rho} = RT,$$

где p – абсолютное давление; V – объем; m – масса; m_μ – молярная масса; R_μ – универсальная газовая постоянная, равная 8,314 Дж/(моль·К); T – абсолютная температура; $V_y = \frac{V}{m}$ – удельный

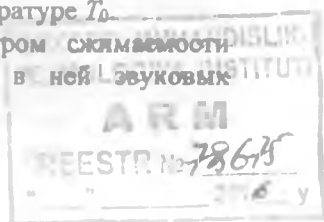
объем; $R = \frac{R_\mu}{m_\mu}$ – газовая постоянная (для воздуха $R = 286$

Дж/(кг·К)), можно установить зависимости плотности газа от температуры и давления

$$\rho = \rho_0 \frac{p}{p_0} \frac{T_0}{T},$$

где ρ и ρ_0 – плотность газа соответственно при новых давлениях p и температуре T и начальных давлениях p_0 и температуре T_0 .

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



$$C_{\text{зв}} = \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta \rho}} = \sqrt{\frac{E}{\rho}},$$

где Δp - приращение давления; $\Delta \rho$ - приращение плотности жидкости.

При температуре воды $t = 10^\circ \text{C}$ и модуле упругости $E = 2,03 \cdot 10^9 \text{ Па}$ скорость звука в воде

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

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

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

$$M = \frac{v}{C_{\text{зв}}}$$

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

Растворимость — способность жидкости поглощать и растворять газы.

Растворимость газов в жидкостях характеризуется количеством растворенного газа в единице объема жидкости. Эта величина увеличивается с ростом давления и различна для различных жидкостей.

Относительный объем растворенного газа можно подсчитать по закону Генри:

$$\frac{V_2}{V_{\infty}} = k \frac{p}{p_0},$$

где V_2 — объем растворенного газа, приведенный к нормальным условиям (p_0, T_0); k — коэффициент растворимости; p — давление жидкости. Например, при $t = 20^\circ \text{C}$ k имеет следующие значения: вода — 0,16; минеральные масла $\approx 0,08$; керосин — 0,127.

Местное понижение давления в каком-нибудь узле гидросистемы (во всасывающих линиях насосов, в местных сопротивлениях с высокими скоростями потоков) влечёт за собой выделение в этом месте газа в виде мельчайших пузырьков и образование пены,

которая может появляться также при засасывании воздуха в гидросистему через неплотности или при перемешивании жидкости в резервуаре (баке). Наличие газа, и особенно пены, уменьшает плотность рабочей жидкости, увеличивает её сжимаемость, нарушает сплошность потока и нормальную работу гидросистем.

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

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

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

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

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

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

Капиллярность – способность капельной жидкости, находящейся в трубке малого диаметра (капилляре), подниматься выше свободной поверхности в резервуаре (рис. 1.1,а), образуя вогнутый мениск, если жидкость смачивает стенки трубы, или опускаться ниже свободной поверхности (рис. 1.1,б) образуя выпуклый мениск, если жидкость не смачивает стенки трубки. Эта способность обусловлена её поверхностным натяжением и молекулярными силами взаимодействия между жидкостью и стенками трубки.

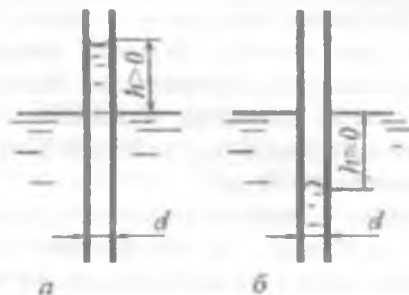


Рис.1.1. Уровни жидкости в капилляре

Высота поднятия или опускания жидкости в трубке, мм,

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

где σ – поверхностное натяжение; ρ – плотность жидкости;

$d = 2r$ – внутренний диаметр трубки, мм;

$k = \frac{4\sigma}{\rho g}$ – постоянная для каждой конкретной жидкости: для воды

$k = +30 \text{ мм}^2$, для спирта $k = +11,5 \text{ мм}^2$, для ртути $k = -10 \text{ мм}^2$.

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

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

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

$$h = \frac{k}{2a}.$$

Вязкость – свойство жидкости оказывать сопротивление сдвигу ее слоев или их относительному смещению. Вязкость проявляется при движении жидкости, при этом возникают касательные напряжения τ , которые пропорциональны (коэффициент пропорциональности μ) градиенту скорости $\frac{du}{dn}$, т.е.

$$\tau = \pm \mu \frac{du}{dn}. \quad (1.10)$$

Коэффициент пропорциональности есть **динамический коэффициент вязкости**

$$\mu = \rho \nu, \text{ Па} \cdot \text{с}, \quad (1.11)$$

Величина обратная динамическому коэффициенту вязкости

$\frac{1}{\mu}$ называется **текучестью** жидкости. Отношение $\frac{\mu}{\rho} = \nu$

называется **кинематическим коэффициентом вязкости**, $\text{м}^2/\text{с}$.

Иногда встречаются внесистемные единицы: для μ – пуаз (П), для ν – стокс (Ст). Соотношение между внесистемными единицами и единицами СИ:

$$1 \text{ Ст} = 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}; \quad 1 \text{ П} = 0.1 \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

В таблице 1.5 приведены значения ν для некоторых жидкостей.

Таблица 1.5

**Значение коэффициента кинематической вязкости
некоторых жидкостей**

Жидкость	Температура, °С	$\nu \cdot 10^6$, $\text{м}^2/\text{с}$	Жидкость	Температура, °С	$\nu \cdot 10^6$, $\text{м}^2/\text{с}$
Бензин	15	0,60	Масла минеральные (гидропривод)	50	9,6-55
Вода	20	1,006			
Спирт этиловый	20	1,51	Нефть	18	25-140

Керосин	15-20	2-2,5	Мазут топочный	80	44-118
Воздух	15	14,5	Глицерин	20	870

Кинематический коэффициент вязкости для воды в зависимости от температуры можно определить по эмпирической формуле

$$\nu = \frac{1,775 \cdot 10^{-4}}{1 + 3,37 \cdot 10^{-2} \cdot t + 2,21 \cdot 10^{-4} \cdot t^2} \text{ м}^2/\text{с}. \quad (1.12)$$

В таблице 1.6 приведены значения ν воздуха и керосина для разных температур

Таблица 1.6

Жидкость	$\nu \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$			
	$t = 0^\circ \text{C}$	15°C	18°C	20°C
Воздух	13	14,5	-	15
Керосин	-	-	2,5	2,2

Вязкость также может быть представлена условными единицами ($^\circ \text{ВУ}$ – вязкость условная) или градусами Энглера ($^\circ \text{Е}$)

$$^\circ \text{ВУ} = ^\circ \text{Е} = t/t_0, \quad (1.13)$$

где $t_0 = 52 \text{ с}$ – водное число, соответствующее времени истечения 200 см^3 дистиллированной воды при 20°C ; t – время истечения из вискозиметра Энглера того же объема жидкости при заданной температуре.

Через градус Энглера (или $^\circ \text{ВУ}$) коэффициент ν выражается следующим образом:

$$\nu = \left(0,0731^\circ \text{ВУ} - \frac{0,0631}{^\circ \text{ВУ}} \right) 10^{-4}, \text{ м}^2/\text{с}. \quad (1.14)$$

В некоторых ситуациях возникает необходимость определять силы трения или момент сил трения при вращении одной детали относительно другой, если в кольцевом зазоре между ними находится какая-либо жидкость. Здесь сила трения определяется по формуле

$$T = \frac{\pi \cdot D \cdot b \cdot \mu \cdot u_0}{s}, \text{ Н}, \quad (1.15)$$

где D и b – соответственно диаметр и длина цапфы; s – зазор между перемещающимися поверхностями; u_0 – скорость движущейся поверхности.

Вязкость зависит от рода жидкости, её температуры и давления. Для расчёта вязкости минеральных масел, применяемых в гидроприводах, в интервале значений температур от 30 до 150 °С и вязкости до 10 °ВУ пользуются зависимостью

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n, \quad (1.16)$$

где ν_t, ν_{50} – кинематический коэффициент вязкости масла соответственно при данной температуре t и температуре 50 °С; n – показатель степени (табл.1.7), зависящий от вязкости масла, выраженной в °ВУ, при температуре 50 °С:

Таблица 1.7

Значение показателя степени выраженной в °ВУ

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

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

$$\nu_p = \nu_0 (1 + k_p), \quad (1.17)$$

где ν_p, ν_0 – кинематические коэффициенты вязкости масла соответственно при давлении p (МПа) и атмосферном; k – опытный коэффициент, зависящий от марки масла: для лёгких масел ($\nu < 15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$) $k_p = 0,02$, для тяжёлых ($\nu > 15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$) $k_p = 0,03$.

1.2. Основные физические свойства газа

Воздух является смесью газов и имеет следующий состав: около 78% объема составляет азот, около 21% объема – кислород, кроме того, он содержит небольшое количество двуокиси углерода, аргона, водорода, неона, гелия, криптона, ксенона и паров воды.

Для обеспечения высокой надежности работы пневматической системы необходимо использовать воздух высокого качества. Наиболее важны следующие параметры воздуха: уровень давления, влажность воздуха, уровень очистки воздуха.

Как правило, пневматические устройства промышленного назначения проектируются на максимальное рабочее давление 800-1000 кПа (8-10 бар). В транспортных устройствах оптимальное значение давлений может иметь большую величину.

Оптимальное значение рабочего давления для стационарных установок обычно не превышает 600 кПа (6 бар). При всасывании компрессором воздуха из окружающей среды в систему попадают водяные пары. Абсолютная влажность воздуха – это масса паров воды, содержащихся в 1 м³. Влажность насыщенного пара – это наибольшая масса паров, которая может содержаться в 1 м³ воздуха при данной температуре.

Относительная влажность воздуха, измеряемая в процентах, определяется по формуле:

$$\text{Относительная влажность} = \frac{\text{Абсолютная влажность}}{\text{Влажность насыщенного пара}} \cdot 100\%.$$

Точкой росы называется температура, при которой относительная влажность становится равной 100%. При понижении температуры ниже точки росы начинается конденсация содержащихся в воздухе паров воды. Температура точки росы воздуха должна быть на 2-3°C ниже температуры окружающей среды, а повышенная влажность воздуха уменьшает долговечность пневматической системы.

Состояние однородного газа определяется тремя параметрами — абсолютным давлением p , плотностью ρ и абсолютной температурой T , из которых только два являются независимыми. Уравнение $\Phi(p, \rho, T) = 0$, связывающее эти величины, называется *уравнением состояния*.

Уравнение Клапейрона для массы газа m , занимающей объем V , имеет вид

$$pV = mRT, \quad (1.18)$$

где R — газовая постоянная, измеряемая в СИ в Дж/(кг · К). Уравнение (1.18) можно записать также в виде

$$p/\rho = RT. \quad (1.19)$$

Уравнение Клапейрона для одного киломоля газа μ записывается в виде

$$\frac{p}{\rho} = \frac{\bar{R}}{\mu} T, \quad (1.20)$$

где $\bar{R}$ — универсальная газовая постоянная, величина постоянная для всех газов и равная 8314 Дж/(кмоль·К).

Для воздуха газовая постоянная равна

$$R = \bar{R} / \mu = 8314 / 28,98 = 287 \text{ Дж/(кг·К)} . \quad (1.21)$$

Удельный объем газа v и его плотность ρ связаны соотношением:

$$v = 1/\rho .$$

Газ называется *совершенным*, если давление p , плотность ρ и абсолютная температура T удовлетворяют уравнению Клапейрона (1.19) или (1.20) и удельную внутреннюю энергию газа U можно представить в виде

$$U = c_v T ,$$

где c_v — теплоемкость газа при постоянном объеме.

Для *реальных углеводородных газов уравнение состояния* представляется следующим образом:

$$p/\rho = zRT \quad (1.22)$$

или

$$p/\rho = z \frac{\bar{R}}{\mu} T . \quad (1.23)$$

$$\text{Здесь} \quad z = z \cdot \left(\frac{p}{p_c}, \frac{T}{T_c} \right); \quad (1.24)$$

z — коэффициент сжимаемости; p_c, T_c — критические давление и температура, т.е. давление и температура в критической точке.

Критической точкой называется точка на карте изотерм (диаграмме состояния $p - V - T$), в которой исчезает различие между насыщенным паром и жидкостью. При температуре выше критической не существует двухфазных состояний. Вещество находится в однофазном состоянии.

Обратимым процессом называется процесс изменения состояния системы, который, будучи проведен в обратном направлении, возвращает ее в исходное состояние через те же промежуточные состояния, и при этом в окружающей среде никаких изменений не происходит.

Обратимый процесс можно представить как непрерывную последовательность равновесных состояний, т.е. как квазистатический процесс. Только в том случае, когда реальный процесс может рассматриваться как квазистатический, при выводе формул,

описывающих его, можно пользоваться уравнениями равновесного состояния (1.18) — (1.24).

Первое начало термодинамики выражает закон *сохранения энергии* в применении к преобразованиям механической энергии в тепловую и обратно. Для квазистатических процессов его можно сформулировать следующим образом: *подведенное к единице массы газа элементарное количество теплоты dQ расходуется на повышение внутренней энергии газа dU и на выполнение работы расширения $p dv$:*

$$dQ = dU + p dv. \quad (1.25)$$

Количество теплоты dQ , сообщенное газу, не является полным дифференциалом, так как зависит не только от начального и конечного состояния газа, но и от самого процесса изменения состояния. Если уравнение (1.25) умножить на интегрирующий множитель $1/T$, то получим полный дифференциал некоторой функции, называемой *энтропией*:

$$dS = \frac{dQ}{T} = \frac{dU}{T} + \frac{p}{T} \cdot dv. \quad (1.26)$$

При переходе газа из состояния 1 в состояние 2 изменение энтропии $S_2 - S_1$ не зависит от процесса перехода, а определяется только начальным и конечным состояниями.

Для совершенного газа

$$S_2 - S_1 = c_v \ln \frac{p_2 \cdot p_1^k}{p_1 \cdot p_2^k}, \quad (1.27)$$

где $k = c_p / c_v$ — показатель адиабаты Пуассона; c_p и c_v — теплоемкости газа при постоянном давлении и при постоянном объеме соответственно, отнесенные к единице массы. Они измеряются в СИ в Дж/(кг·К). Определенное по формуле (1.27) приращение энтропии тоже отнесено к единице массы.

Процесс, происходящий без теплообмена системы с окружающей средой, называется *адиабатическим*, а процесс, происходящий при постоянной энтропии, — *изоэнтропическим*. Изоэнтропический процесс описывается *уравнением адиабаты Пуассона*, которое получается из уравнения (1.27), если положить $S_2 = S_1$, т.е.

$$\frac{p_1}{p_1^k} = \frac{p_2}{p_2^k} = \text{const}. \quad (1.28)$$

Процесс, происходящий при постоянной температуре, называется *изотермическим*. Он описывается уравнением Бойля — Мариотта

$$p/\rho = \text{const.} \quad (1.29)$$

Энтальпией, отнесенной к единице массы (или теплосодержание при постоянном давлении), называется функция

$$i = U + \frac{p}{\rho}, \quad (1.30)$$

которая определяется только состоянием газа, например, его температурой и давлением.

При адиабатическом течении реального газа через дроссель (вентиль, диафрагму и т.д.) из области большего давления p_1 в область меньшего давления p_2 наблюдается изменение температуры, вызванное изменением давления. Это явление называется *эффектом Джоуля — Томсона*. Если за дросселем восстанавливается начальная скорость течения газа, то энтальпия сохраняется неизменной:

$$i_1 = i_2 \quad (1.31)$$

или

$$U_1 + \frac{p_1}{\rho_1} = U_2 + \frac{p_2}{\rho_2}. \quad (1.32)$$

Температура в процессе Джоуля — Томсона может, как повышаться, так и понижаться, в зависимости от характера сил взаимодействия между молекулами газа. Один и тот же газ при разных температурах может вести себя различно. Температура, при которой эффект меняет свой знак, называется *точкой инверсии*.

Дифференциальный эффект Джоуля — Томсона характеризуется *коэффициентом Джоуля — Томсона*

$$\delta = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_i, \quad (1.33)$$

зависящим от температуры и давления.

При дросселировании от высокого давления p_1 до значительно более низкого p_2 температура газа меняется на конечную величину $T_1 \rightarrow T_2$. Этот процесс принято называть интегральным эффектом Джоуля — Томсона. Для его характеристики вводится среднее значение коэффициента Джоуля — Томсона

$$\delta_{\text{ср}} = \frac{T_1 - T_2}{p_1 - p_2} = \frac{1}{p_1 - p_2} \int_{p_2}^{p_1} \delta dp, \quad (1.34)$$

Для многих реальных газов составлены таблицы и построены графики зависимости энтальпии от температуры и давления. Эти графики могут служить для расчета эффекта Джоуля — Томсона.

Для совершенного газа

$$i = c_p T, \quad (1.35)$$

и изменение температуры за счет эффекта Джоуля — Томсона равно нулю.

Вопросы для самопроверки

1. Как найти объем жидкости, плотность и масса которой известны?
2. В чем различие между плотностью и объемным весом?
3. Как изменяется плотность жидкости при увеличении давления и температуры?
4. Какова связь между коэффициентом объемного сжатия и объемным модулем упругости?
5. Какая связь коэффициента температурного расширения с плотностью жидкости?
6. Что называется вязкостью жидкости?
7. Что представляет собой коэффициент температурного расширения?
8. Если $\beta_{p1} > \beta_{p2}$, то какая из жидкостей (1 или 2) более сжимаема?
9. Если $E_1 > E_2$, то какая из жидкостей более сжимаема?
10. Как зависит вязкость жидкости от температуры и давления?
11. Как связаны между собой динамический и кинематический коэффициенты вязкости? Почему указанные величины имеют именно такие названия?
12. Каковы особенности капиллярного поднятия или опускания жидкости? Зависит ли их количественная характеристика от параметров жидкости и рода материала стенок капилляра?
13. В каких единицах выражают плотность, объемный вес, коэффициенты температурного расширения и объемного сжатия, объемный модуль упругости, динамический и кинематический коэффициенты вязкости?
14. Как выражается коэффициент ν через градус Энглера (или $^{\circ}\text{ВУ}$)?

15. Какой газ называется совершенным?
16. Какой процесс называется изоэнтропическим?
17. Как изменяется плотность совершенного газа при увеличении давления, если процесс изотермический?
18. Как зависит внутренняя энергия совершенного газа от температуры?
19. Что такое точка инверсии?
20. Как записывается уравнение состояния реального газа?



ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

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

Решение. Плотность полученной жидкости находим из соотношения суммарных масс и объема согласно выражению (1.3):

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

Задача 1.2. Плотность первой жидкости равна 1000 кг/м^3 , второй – 800 кг/м^3 , а их смеси – 850 кг/м^3 . Определить отношение объемов жидкостей в смеси.

Решение. Выразим плотность смеси жидкостей через плотности и объемы составляющих:

$$\rho_{см} = \frac{m_{см}}{V_{см}} = \frac{m_1 + m_2}{V_1 + V_2} = \frac{\rho_1 V_1 + \rho_2 V_2}{V_1 + V_2} = \frac{\rho_1 \frac{V_1}{V_2} + \rho_2}{\frac{V_1}{V_2} + 1}$$

Отсюда отношение объемов V_1/V_2 жидкостей в смеси

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{\rho_{см} - \rho_2}{\rho_1 - \rho_{см}} = \frac{850 - 800}{1000 - 850} = \frac{1}{3}$$

Задача 1.3. Найти отношение удельных весов воды у поверхности Земли (γ_1) и на такой высоте от поверхности, где ускорение свободного падения $g_2 = 4 \text{ м/с}^2$ (γ_2), если у поверхности плотность воды $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Решение. У поверхности Земли $g_1 = 9,81 \text{ м/с}^2$. Искомое соотношение согласно выражению (1.3)

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{\rho_1 g_1}{\rho_2 g_2} = \frac{1000 \cdot 9,81}{1000 \cdot 4} = 2,45$$

Задача 1.4. При гидроопрессовке баллона он был заполнен водой при давлении $p_1 = 6 \text{ МПа}$. В результате утечки части воды через неплотности давление в баллоне снизилось вдвое.

Пренебрегая деформацией стенок баллона, определить объем воды ΔV , вытекшей за время опрессовки, если диаметр баллона $D = 350 \text{ мм}$, а его высота $H = 1200 \text{ мм}$.

Решение. Согласно формуле (1.5)

$$\Delta V = \frac{1}{E_{\text{ж}}} V \Delta p$$

По табл.1.2 для воды $E_{\text{ж}} = 2050 \text{ МПа}$. Изменение давления за время опрессовки

$$\Delta p = p_1 - p_2 = p_1 - 0,5 p_1 = 0,5 p_1 = 3 \text{ МПа}.$$

$$\text{Объем воды в баллоне } V = \frac{\pi}{4} D^2 H = \frac{\pi}{4} 0,35^2 \cdot 1,2 = 0,115 \text{ м}^3.$$

Искомая утечка:

$$\Delta V = \frac{1}{2050} \cdot 0,115 \cdot 3 = 0,168 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 = 0,168 \text{ л}.$$

Задача 1.5. При гидравлическом испытании трубопровода диаметром $d = 200 \text{ мм}$ и длиной 250 м давление в трубе было повышено до 3 МПа . Через час давление снизилось до 2 МПа . Сколько воды вытекло через неплотности?

Решение:

1. Определим объем воды в трубопроводе:

$$W = \frac{\pi \cdot d^2 l}{4} = \frac{\pi \cdot 0,2^2 \cdot 250}{4} = 7,85 \text{ м}^3.$$

2. Найдем изменение давления за время испытания:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = 3 - 2 = 1 \text{ МПа}.$$

3. Принимая коэффициент объемного сжатия воды

$\beta_p = 5 \cdot 10^{-7} \frac{1}{\text{кПа}}$, находим количество воды, вытекающей через неплотности, по формуле

$$\Delta W = -\beta_p W \Delta p = 5 \cdot 10^{-10} \cdot 7,85 \cdot 1 \cdot 10^6 = 3,925 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \approx 3,93 \text{ л}.$$

Задача 1.6. Сколько кубометров воды будет выходить из котла, если в течение часа в отопительный котел поступило 50 м^3 воды при температуре 70°C , а затем температура воды повысилась до 90°C .

Решение:

1. Принимая коэффициент температурного расширения $\beta_t = 0,00064 \frac{1}{\text{град}}$, находим увеличение расхода воды:

$$\Delta Q = \beta_t Q_n \Delta t = 0,00064 \cdot 50 \cdot 20 = 0,64 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

2. Расход воды из котла при $t = 90^\circ\text{C}$:

$$Q_k = Q_n - \Delta Q = 50 + 0,64 = 50,64 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Задача 1.7. Определить изменение плотности воды при увеличении ее температуры от 20 до 40°C .

Решение. Изменение плотности можно найти по следующей приближенной формуле:

$$\rho = \frac{\rho_t}{1 + \beta_t (T - T_0)},$$

где $\rho_t = 998 \text{ кг/м}^3$ - плотность при температуре 20°C ; $\beta_t = 0,00029$
Отсюда

$$\rho = \frac{998}{1 + 0,00029 (313 - 293)} = 992,25 \text{ кг/м}^3.$$

Задача 1.8. Определить кинематическую и динамическую вязкость воды при температуре 50°C (давление $p = 100\,000 \text{ Па}$).

Решение. Для определения кинематической вязкости используем формулу

$$\begin{aligned} \nu &= \frac{0,01775}{1 + 0,0337t + 0,000221t^2} = \\ &= \frac{0,01775}{1 + 0,0337 \cdot 50 + 0,000221 \cdot 50^2} = 0,0054 \text{ Стокс (Ст)} \end{aligned}$$

Формула для определения динамической вязкости воды имеет вид

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{0,0179}{1 + 0,0368t + 0,000221t^2} = \frac{0,0179}{1 + 0,0368 \cdot 50 + 0,000221 \cdot 50^2} = \\ &= 0,0053 \text{ Пуаз (П)} = 0,00053 \text{ Па} \cdot \text{с} \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}} \cdot \text{с} \right) \end{aligned}$$

Сделаем проверку, определив кинематическую вязкость по формуле

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

где $\rho = 988 \text{ кг/м}^3$ - плотность воды при температуре 50°C .

Отсюда

$$\nu = \frac{0.00053}{988} = 0.54 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Задача 1.9. Определить кинематическую и динамическую вязкость нефти при температуре 20°C . Вязкость, определенная по вискозиметру Энглера, составляет $8,9^\circ\text{E}$.

Решение. Плотность нефти при температуре 20°C составляет $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$. Кинематическую вязкость найдем по формуле Убеллоде (1.14):

$$\begin{aligned} \nu &= 0,731^\circ\text{E} - 0,0631/^\circ\text{E} = 0,731 \cdot 8,9 - 0,0631/8,9 = 0,64350011 \text{ Ст} \\ &= 0,643 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}. \end{aligned}$$

Динамическая вязкость будет:

$$\mu = \nu \cdot \rho = 0,643 \cdot 10^{-4} \cdot 900 = 0,578 \text{ Па} \cdot \text{с} = 0,578 \text{ П}.$$

Задача 1.10. Определить коэффициент динамической и кинематической вязкости воды, если шарик $d = 2 \text{ мм}$ из эбонита с $\rho = 1,2 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ падает в воде с постоянной скоростью $v = 0,33 \text{ м/с}$. Плотность воды $\rho = 10^3 \text{ кг/м}^3$.

Решение. При движении шарика в жидкости с постоянной скоростью сила сопротивления равняется весу шарика. Сила сопротивления определяется по формуле Стокса:

$$F = 3 \cdot \pi \cdot \mu \cdot v \cdot d.$$

Вес шарика определяется по формуле

$$G = \rho \cdot g \cdot \pi \cdot d^3 / 6.$$

Так как $G = F$, то

$$\rho \cdot g \cdot \pi \cdot d / 6 = 3 \cdot \pi \cdot \mu \cdot v \cdot d.$$

Следовательно, коэффициент динамической вязкости определяется

$$\mu = \frac{\rho \cdot g \cdot d^2}{18 \cdot v};$$

$$\mu = 1,2 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot (2 \cdot 10^{-3})^2 / (18 \cdot 0,33) = 0,008 \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Коэффициент кинематической вязкости $\nu = \frac{\mu}{\rho};$

$$\nu = 0,008 / 10^3 = 8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Задача 1.11. Определить высоту капиллярного поднятия воды и опускания ртути в стеклянной капиллярной трубке диаметром $d=0,001$ м при температуре 20°C .

Решение. Согласно формуле высота капиллярного поднятия равна

$$h_{\text{см}} = \frac{4\sigma \cos\theta}{\rho g d},$$

По таблице плотность воды при $t=20^{\circ}\text{C}$ равна $998,2 \text{ кг/м}^3$; поверхностное натяжение для воды равно $0,0726 \text{ Н/м}$. Тогда для воды

$$h_{\text{см}} = \frac{4 \cdot 0,0726 \cdot 1}{998,2 \cdot 9,81 \cdot 0,001} = 0,0297 \text{ м}.$$

Для ртути при $\rho_{\text{рт}}=13550 \text{ кг/м}^3$ (при $t=20^{\circ}\text{C}$), Н/м , получим

$$h_{\text{см}} = \frac{4 \cdot 0,49 \cdot 0,643}{13550 \cdot 9,81 \cdot 0,001} = 0,0095 \text{ м}.$$

Задача 1.12. Определить изменение плотности нефти при сжатии ее от $p_1 = 1 \cdot 10^5$ до $p_2 = 1 \cdot 10^6$ Па, если коэффициент объемного сжатия нефти

$$\beta_v = 7,4 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}.$$

Решение. Коэффициент объемного сжатия определяется по формуле

$$\beta_v = \frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta p} \text{ или } \frac{\Delta V}{V} = \beta_v \Delta p,$$

где V - объем жидкости при давлении p_1 ;

ΔV - изменение объема жидкости при ее сжатии.

Разность давлений находится по формуле

$$\Delta p = p_2 - p_1 = 1 \cdot 10^6 - 1 \cdot 10^5 = 0,9 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Плотность нефти определяется соотношением

$$\rho = \frac{M}{V},$$

где M - масса нефти.

Так как масса нефти в процессе сжатия остается неизменной, то

$$\frac{\rho_{p_2}}{\rho_{p_1}} = \frac{V_1}{V_2},$$

где

$$V_2 = V_1 + \Delta V = \left(1 + \frac{\Delta V}{V_1}\right) V_1.$$

или

$$V_2 = (1 + \beta_v \Delta p) \cdot V_1.$$

Окончательно, получим

$$\frac{\rho_{p2}}{\rho_{p1}} = \frac{1}{1 + \beta_v \Delta p} = \frac{1}{1 - 7,4 \cdot 10^{-10} \cdot 0,90 \cdot 10^6} = 1,0006.$$

Отсюда следует, что плотность нефти с изменением давления от 10^5 до 10^6 Па изменяется незначительно.

Задача 1.13. Трубопровод диаметром $d = 500$ мм и длиной $L = 1000$ м наполнен водой при давлении 400 кПа и температуре воды 5°C . Определить, пренебрегая деформациями и расширением стенок труб, давление в трубопроводе при нагревании воды в нем до 15°C , если коэффициент объемного сжатия $\beta_p = 5,18 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$, а коэффициент температурного расширения $\beta_t = 150 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$.

Решение. Находим объем воды в трубе при $t = 5^\circ\text{C}$

$$W = 0,785 \cdot d^2 \cdot L;$$

$$W = 0,785 \cdot 0,5^2 \cdot 1000 = 196,25 \text{ м}^3;$$

находим увеличение объема ΔW при изменении температуры

$$\beta_t = \frac{\Delta W}{W \cdot \Delta t}; \quad \Delta W = W \cdot \Delta t \cdot \beta_t;$$

$$\Delta W = 196,25 \cdot 10 \cdot 150 \cdot 10^{-6} = 0,29 \text{ м}^3;$$

находим приращение давления в связи с увеличением объема воды

$$\Delta p = \frac{\Delta W}{W \cdot \beta_p};$$

$$\Delta p = 0,29 / (196,25 \cdot 5,18 \cdot 10^{-10}) = 2850 \text{ кПа};$$

давление в трубопроводе после увеличения температуры

$$400 \text{ кПа} + 2850 \text{ кПа} = 3250 \text{ кПа} = 3,25 \text{ МПа}.$$



ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

1.1. Определить плотность жидкости, если известно, что жидкость занимает объем $V = 150$ л, при этом масса жидкости $m = 122$ кг.

1.2. Определить объем, занимаемый $m = 15000$ кг нефти, если плотность нефти $\rho = 830 \text{ кг/м}^3$.

1.3. Вычислить плотность жидкости и ее удельный объем, если жидкость находится в емкости массой $m_{\text{емк}} = 5,5$ кг. Масса

заполненной жидкостью емкости $m_{\text{общ}} = 18,9$ кг, а ее объем $V = 15$ л.

1.4. Вычислить массу нефти в цистерне, если к $V_1 = 7$ м³ нефти с плотностью $\rho_1 = 820$ кг/м³ добавлено $V_2 = 2,6$ м³ нефти с плотностью $\rho_2 = 795$ кг/м³. Определить, как и на сколько изменится плотность и объем нефти после повышения ее температуры с $t_n = 15^\circ \text{C}$ до $t_k = 35^\circ \text{C}$ (коэффициент температурного расширения нефти принять равным $\beta_t = 0,00072$ 1/К).

1.5. Вычислить плотность жидкости и ее удельный объем, если жидкость находится в емкости массой $m_{\text{емк}} = 5,5$ кг. Масса заполненной жидкостью емкости $m_{\text{общ}} = 18,9$ кг, а ее объем $V = 15$ л.

1.6. В резервуар залито 15 м³ нефти плотностью 800 кг/м³. Сколько необходимо долить нефти плотностью 824 кг/м³, чтобы плотность смеси стала равной 814 кг/м³?

1.7. В резервуар, содержащий 125 м³ нефти плотностью 760 кг/м³, закачено 224 м³ нефти плотностью 848 кг/м³. Определить плотность смеси.

1.8. Определить плотность жидкости ρ , полученной смешиванием объема жидкости $V_1 = 0,02$ м³ плотностью $\rho_1 = 910$ кг/м³ и объема жидкости $V_2 = 0,03$ м³ плотностью $\rho_2 = 850$ кг/м³.

1.9. Определить объем, занимаемый нефтью весом 1,25 МН, если ее плотность равна 850 кг/м³.

1.10. Определить плотность топливной смеси (по весу) при следующем составе: керосин ($\rho_k = 775$ кг/м³) - 40 %, мазут ($\rho_m = 870$ кг/м³) - 60 %.

1.11. Определить плотность топливной смеси (по объёму) при следующем составе: керосин ($\rho_k = 775$ кг/м³) - 40 %, мазут ($\rho_m = 870$ кг/м³) - 60 %.

1.12. В резервуар залито 15 м³ нефти плотностью 800 кг/м³. Сколько необходимо долить нефти плотностью 824 кг/м³, чтобы плотность смеси стала равной 814 кг/м³?

1.13. В резервуар залито 20 м³ нефти плотностью 850 кг/м³ и 25 м³ нефти плотностью 840 кг/м³. Определить плотность смеси.

1.14. Определить удельный вес жидкости при ускорении силы тяжести 9,81 м/с² и 2 м/с², если 0,8 л этой жидкости уравновешиваются гирей массой 1,5 кг.

1.15. Определить ориентировочно вид жидкости, если 11,9 л этой жидкости уравниваются гирей массой 15 кг на уровне поверхности моря.

1.16. Сосуд объемом 2 м^3 заполнен водой. На сколько уменьшится и чему станет равным объем воды при увеличении давления на $2 \cdot 10^7 \text{ Па}$?

1.17. При давлении $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ объем воды в баллоне составляет V . На сколько процентов сократится этот объем при увеличении давления в 50 раз?

1.18. Баллон объемом 36 дм^3 заполнен нефтью и плотно закрыт при давлении $1 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Какое количество нефти необходимо закачать в баллон дополнительно, чтобы давление в нем повысилось в 25 раз? Деформацией стенок баллона пренебречь.

1.19. При испытании резервуара гидравлическим способом он был заполнен водой при давлении $50 \cdot 10^5 \text{ Па}$. В результате утечки части воды через неплотности давление в резервуаре понизилось до $11,5 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Пренебрегая деформацией стенок резервуара, определить объем воды, вытекшей за время испытания. Объем резервуара 20 м^3 .

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

1.21. Определить давление, требующееся для сжатия жидкости с объемным модулем упругости $E_{\text{ж}} = 2000 \text{ МПа}$ в 1,5 раза.

1.22. Определить, во сколько раз сжимается жидкость с объемным модулем упругости $E_{\text{ж}} = 2100 \text{ МПа}$ под давлением $p = 200 \text{ МПа}$.

1.23. После сжатия воды в цилиндре под поршнем давление в ней увеличилось на 3 кПа. Необходимо определить конечный объем воды в цилиндре, если ее первоначальный объем составлял $W_1 = 2,55 \text{ л}$, коэффициент объемного сжатия воды $\beta_p = 4,75 \cdot 10^{-10} \text{ 1/Па}$.

1.24. Стальной горизонтальный трубопровод длиной $L = 15 \text{ км}$, диаметром $D = 0,6 \text{ м}$ опрессовывают водой с давлением $p = 0,6 \text{ МПа}$. Определить объем воды V , закачиваемый в

трубопровод в процессе опрессовки. Упругостью стенок трубопровода пренебречь.

1.25. Определить, какой вес должен иметь батискаф, чтобы достигнуть глубины $H = 1400$ м, при диаметре корпуса $D = 3$ м и длине $L = 6$ м. Плотность морской воды на поверхности составляет 1030 кг/м^3 , температура 20°C . Температура воды на глубине 1400 м равна 4°C . Коэффициент сжимаемости воды $0.49 \cdot 10^{-9} \text{ Па}^{-1}$, коэффициент теплового объемного расширения воды $1 \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-1}$.

1.26. Определить динамический коэффициент вязкости жидкости и ее вид (ориентировочно), если при объеме $V = 200$ мл и весе $G = 1,8 \text{ Н}$ она вытекает из вискозиметра Энглера при водном числе $t_0 = 52$ с за время $t = 208$ с.

1.27. Чему равен динамический коэффициент вязкости мазута, если его плотность 933 кг/м^3 , а вязкость составляет 8°E ?

1.28. Плотность автола при температуре 20°C равна 883 кг/м^3 . Условная вязкость автола при температуре 50°C равна 7°ВУ . Определить динамический коэффициент вязкости автола при температуре 50°C .

1.29. Кинематическая вязкость нефти при $t_{20} = 20^\circ\text{C}$ и $t_{50} = 50^\circ\text{C}$ составляет: $\nu_{20} = 0,758 \text{ см}^2/\text{с}$ и $\nu_{50} = 0,176 \text{ см}^2/\text{с}$. Определить кинематическую вязкость при $t = 105^\circ\text{C}$.

1.30. Плотность нефти при температуре 288°K равна 828 кг/м^3 . Условная вязкость ее при температуре 295°K равна $6,4^\circ\text{ВУ}$. Коэффициент температурного расширения $\beta_t = 0,00072 \text{ 1/K}$. Определить динамическую вязкость нефти при температуре 295°K .

1.31. Плотность нефти при температуре $t = 280 \text{ K}$ равна 850 кг/м^3 . Условная вязкость ее при температуре 295 K равна $6,4^\circ\text{Е}$. Определить динамическую вязкость нефти при температуре 295 K , если коэффициент температурного расширения $\beta_t = 0,72 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$.

1.32. Вычислить кинематическую вязкость воды при $t_1 = 20^\circ\text{C}$, если значение динамической вязкости составляет $\mu = 1,02 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ (плотность воды при данной температуре принять равной $\rho = 998 \text{ кг/м}^3$). Чему будет равна кинематическая вязкость воды после повышения ее температуры на $\Delta t = 2^\circ\text{C}$?

1.33. При определении вискозиметром условной вязкости дизельного масла ДП-II при температуре 100°C время истечения 200 см^3 масла составило 1 мин $35,5$ с. Водное число вискозиметра $50,3$ с. Определить коэффициент кинематической вязкости масла.

1.34. Вязкость нефти, определённая по вискозиметру, составляет 12°ВУ . Определить динамический и кинематический коэффициенты вязкости, если плотность нефти $\rho_n = 870 \text{ кг/м}^3$.

1.35. Определить кинематический коэффициент вязкости минерального масла, если его удельный вес $\gamma = 8500 \text{ Н/м}^3$, а динамический коэффициент вязкости $\mu = 0,0986 \text{ Па}\cdot\text{с}$.

1.36. Найти динамический коэффициент вязкости жидкости в зазоре $s = 5 \text{ мм}$ между двумя цилиндрами длиной $L = 90 \text{ см}$, средним диаметром $D_{\text{ср}} = 40 \text{ см}$ при числе оборотов внутреннего цилиндра $n = 50 \text{ об/мин}$ и силе, удерживающей наружный цилиндр $T = 3 \text{ Н}$.

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

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

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

1.40. Вычислить массу нефти в цистерне, если к $V_1 = 7 \text{ м}^3$ нефти с плотностью $\rho_1 = 820 \text{ кг/м}^3$ добавлено $V_2 = 2,6 \text{ м}^3$ нефти с плотностью $\rho_2 = 795 \text{ кг/м}^3$. Определить, как и на сколько изменится плотность и объем нефти после повышения ее температуры с $t_n = 15^\circ\text{C}$ до $t_k = 35^\circ\text{C}$ (коэффициент температурного расширения нефти принять равным $\beta_t = 0,00072 \text{ 1/K}$).

1.41. Определить вес G_T труб общей длиной $L = 2,9 \text{ км}$, опущенных в скважину, заполненную глинистым раствором плотностью $\rho_r = 1630 \text{ кг/м}^3$, если известно, что 1 м таких труб с муфтами в воздухе весит $G_{\text{п.м.}} = 300 \text{ Н}$. Плотность материала труб $\rho_T = 7500 \text{ кг/м}^3$.

1.42. Определить объем, занимаемый $m = 15$ тоннами воды с температурой 10°C . Как и на сколько изменится занимаемый водой объем после ее нагрева до 22°C ?

1.43. После сжатия воды в цилиндре под поршнем давление в ней увеличилось на 3 кПа . Необходимо определить конечный объем воды в цилиндре, если ее первоначальный объем составлял

$W_1 = 2,55$ л, коэффициент объемного сжатия воды $\beta_w = 4,75 \cdot 10^{-10}$ 1/Па.

1.44. Вязкость нефти, определенная по вискозиметру Энглера, составляет 8,5°Е. Вычислить динамическую вязкость нефти, если ее плотность $\rho = 850$ кг/м³.

1.45. Бочка, заполненная бензином и не содержащая воздуха, нагрелась на солнце до $t = 50^\circ\text{C}$. На сколько повысилось бы давление бензина внутри бочки, если бы она была абсолютно жесткой? Начальная температура бензина $t = 20^\circ\text{C}$. Модуль упругости принять $E = 1300$ МПа, коэффициент температурного расширения $\beta_t = 8 \cdot 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$.

1.46. Определить избыточное давление на дне океана, глубина которого $H = 10$ км, приняв плотность морской воды $\rho = 1030$ кг/м³ и считая ее несжимаемой. Определить плотность воды на той же глубине с учетом сжимаемости и приняв модуль объемной упругости $E_{\text{ж}} = 2000$ МПа.

1.47. В вертикальном цилиндрическом резервуаре диаметром $D = 4$ м хранится нефть, масса которой $M = 100$ т, а плотность $\rho = 950$ кг/м³ при температуре $t_1 = 0^\circ\text{C}$. Определить колебания уровня Δh нефти в резервуаре при изменениях температуры до $t_2 = +30^\circ\text{C}$. Деформацию материала резервуара не учитывать. Коэффициент температурного расширения $\beta_t = 0,00072 \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$.

1.48. Цилиндрический резервуар диаметром $D_0 = 3$ м заполнен мазутом при температуре $t_1 = +15^\circ\text{C}$ плотностью $\rho_m = 920$ кг/м³. Масса мазута $m = 30$ т. Определить высоту подъема мазута в резервуаре, если его температура повысится до 42°C . Коэффициент температурного расширения мазута $\beta_t = 0,0008 \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$.

1.49. Определить падение давления масла в напорной линии гидропривода вместимостью $V = 0,15$ м³, если утечки масла $\Delta V = 5 \cdot 10^{-3}$ м³, а коэффициент объемного сжатия $\beta_p = 7,5 \cdot 10^{-10}$ Па⁻¹. Деформацией элементов гидропривода пренебречь.

1.50. При испытании гидравлической системы давление в ней повысилось от $p_1 = 1$ МПа до $p_2 = 10$ МПа. Вместимость системы $0,250$ м³, коэффициент объемного сжатия $\beta_p = 7,5 \cdot 10^{-10}$ Па⁻¹. Определить, какой объем был закачен дополнительно в гидросистему. Деформацией элементов гидросистемы пренебречь.

1.51. При гидравлических испытаниях (проверке герметичности) подземного трубопровода длиной $L = 500$ м, диаметром $d = 0,10$ м давление в нём повысилось от $p_1 = 0$ до $p_2 = 1,0$ МПа.

Пренебрегая деформацией стенок трубопровода, определить объем воды, которую необходимо дополнительно закачать в трубопровод. Модуль объемной упругости воды принять равным $E = 2000$ МПа.

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

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

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

1.55. Стальной баллон заполнен водой и плотно закрыт при $t_1 = 20^\circ\text{C}$ и давлении $p_1 = 0,1$ МПа. Определить давление p_2 в баллоне при $t_2 = 60^\circ\text{C}$. При $t = 20^\circ\text{C}$ плотность воды $\rho_{20} = 998,23 \text{ кг/м}^3$, а при $t = 60^\circ\text{C}$ $\rho_{60} = 983,24 \text{ кг/м}^3$. Модуль упругости воды принять равным 2050 МПа.

1.56. 23500 кг бензина при температуре 276 К занимают объем $33,25 \text{ м}^3$. Какой объем будет занимать бензин при температуре 290 К, если давление не изменится? Коэффициент температурного расширения бензина принять $\beta_t = 0,00065 \text{ K}^{-1}$.

1.57. Трубопровод длиной $l = 90$ м и внутренним диаметром $d = 800$ мм перед гидравлическим испытанием заполнен водой, находящейся под атмосферным давлением. Определить сколько нужно добавить в трубопровод воды, чтобы давление в нем повысить до $\Delta p = 2,0$ МПа. Температура воды $t = 20^\circ\text{C}$.

1.58. Для периодического аккумулирования дополнительного объема воды, получающегося при изменении температуры, к системе водяного отопления в верхней ее точке присоединяют расширительные резервуары, сообщающиеся с атмосферой. Определить наименьший объем расширительного резервуара, чтобы он полностью не опорожнялся. Допустимое колебание температуры воды во время перерывов в топке $\Delta t = 95 - 70 = 25^\circ\text{C}$. Объем воды в системе $W = 0,55 \text{ м}^3$.

1.59. В системе охлаждения двигателя внутреннего сгорания при температуре $t_1 = 20^\circ\text{C}$ содержится $V = 10$ л воды. Определить объем воды, который дополнительно войдет в расширительный бачок при повышении температуры до $t_2 = 90^\circ\text{C}$. Коэффициент температурного расширения $\beta_1 = 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$.

1.60. Определить, во сколько раз изменится плотность воздуха, если его нагреть от 0 до 80°C при постоянном давлении.

1.61. Масса пустого баллона вместимостью $V = 50$ л составляет $m = 75$ кг. После того, как в него накачали воздух, масса баллона с воздухом увеличилась до $M = 85$ кг. Определить абсолютное давление и плотность воздуха в баллоне, если температура его $t = 15^\circ\text{C}$.

1.62. При температуре $t_1 = 0^\circ\text{C}$ манометр, подключенный к баллону с воздухом, показал давление $p_1(\text{м}) = 20$ МПа. Как изменятся показания манометра, если температура находящегося в нем воздуха повысится до $t_2 = 65^\circ\text{C}$.

1.63. Воздух расширяется изотропически. Начальная температура воздуха $t_1 = 0^\circ\text{C}$ и отношения давлений 6:1. Найти конечную температуру.

1.64. Воздух расширяется изотропически. Отношение плотностей $\rho_2/\rho_1 = 0,3$. Начальная температура $t_1 = 700^\circ\text{C}$. Найти конечную температуру T_2 .

1.65. Газ расширяется изотермически при температуре $t = 283^\circ\text{C}$ при изменении давления $p_1/p_2 = 6$. Найти, считая газ совершенным, изменение энтропии и энтальпию. Принять $c_p = 1050$ Дж/(кг · К), $k = 1,4$.

1.66. Какое количество баллонов емкостью $V = 100$ л необходимо при перевозке $m_0 = 200$ кг кислорода, если при температуре $t = 27^\circ\text{C}$ давление газа в баллоне составило $p_m = 16$ МПа (по манометру)? Барометрическое давление $p_{\text{бар}} = 100$ кПа.

1.67. Масса баллона вместимостью $V = 0,04 \text{ м}^3$ с воздухом, находящимся в нем, при атмосферном давлении $p_1 = 100000$ Па, и температуре $T_1 = 288$ К, составляет $m_1 = 74$ кг. В баллон дополнительно закачали воздух, и манометр, подключенный к нему, после охлаждения воздуха до $T_2 = 288$ К показал давления $p_2(\text{м}) = 20$ МПа. Определить массу баллона m_2 с воздухом в конечном состоянии.

ГЛАВА 2. ДАВЛЕНИЕ В ПОКОЯЩЕЙСЯ ЖИДКОСТИ

2.1. Общие сведения

Гидростатика является разделом прикладной механики жидкости и газа, в котором изучаются законы равновесия жидкости.

Распределение давления в покоящейся жидкости находится из уравнений равновесия Эйлера:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \rho X, \quad \frac{\partial p}{\partial y} = \rho Y, \quad \frac{\partial p}{\partial z} = \rho Z$$

или

$$dp = \rho(Xdx + Ydy + Zdz), \quad (2.1)$$

в которых, вектор $\vec{F}$, с компонентами (X, Y, Z) называется плотностью массовых сил или напряжением массовых сил (массовая сила, рассчитанная на единицу массы; размерность — ускорение). Дифференциальное уравнение поверхности равного давления (изобарической поверхности), имеет вид:

$$Xdx + Ydy + Zdz = 0 \quad (2.2)$$

Поверхность раздела между жидкой и газообразной средой называется *свободной поверхностью*.

В однородной несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$), находящейся в равновесии под действием силы тяжести ($X = 0, Y = 0, Z = -g$, ось z направлена вверх), распределение давления определяется из выражения

$$p = p_0 + \rho g(z_0 - z) = p_1 + \rho gh, \quad (2.3)$$

где p_0 — давление в точках горизонтальной плоскости с координатой z_0 (в качестве такой плоскости чаще всего выбирается свободная поверхность жидкости); z — координата точки, в которой определяется давление p ; $h = z_0 - z$ — глубина погружения рассматриваемой точки по отношению к плоскости с координатой z_0 ; g — ускорение свободного падения (рис. 2.1).

Формула (2.3) носит название основного уравнения гидростатики.



Рис. 2.1. Закрытый сосуд с покоящейся жидкостью (справа показана вертикальная открытая трубка - пьезометр)

Из нее следует закон Паскаля: изменение давления в какой-либо покоящейся и продолжающей оставаться в покое точке жидкости передается одинаковым образом всем точкам этой жидкости. В совершенном газе, т.е. газе, подчиняющемся закону Клапейрона, находящемуся в равновесии под действием силы тяжести, распределение давления при условии постоянства температуры по высоте ($T = \text{const}$) определяется *барометрической формулой*

$$p = p_0 e^{\frac{\rho_0 g (z_0 - z)}{p_0}} \quad (2.4)$$

где p_0 , ρ_0 — соответственно абсолютное давление и плотность газа в точках горизонтальной плоскости с координатой z_0 .

Из формулы (2.4) можно найти высоту:

$$z_0 - z = \frac{p_0}{\rho_0 g} \ln \frac{p_0}{p} \quad (2.5)$$

Эта формула называется *формулой барометрического нивелирования*, так как позволяет определять разность высот по показаниям двух барометров.

Из формул (2.3) и (2.4) следует, что поверхностями равного давления для жидкости и газа, находящихся в абсолютном покое, являются горизонтальные плоскости:

$$z = \text{const.}$$

Простейшим прибором для измерения давления в сосуде с жидкостью является пьезометр, представляющий собой вертикаль-

ную открытую сверху стеклянную трубку, присоединяемую к сосуду (см. рис. 2.1). Пьезометр измеряет избыточное давление на поверхности жидкости в сосуде; пьезометрическая высота равна:

$$h_n = \frac{p_0 - p_a}{\rho g} = \frac{\Delta p}{\rho g}, \quad (2.6)$$

где p_a — атмосферное давление.

Назовем *пьезометрической поверхностью* поверхность, проходящую через уровень жидкости в пьезометре, или, ту же, поверхность, на которой давление равно атмосферному.

Если $p_0 > p_a$, то $\Delta p > 0$, и пьезометрическая поверхность располагается выше уровня жидкости в сосуде; если $p_0 < p_a$, то $\Delta p < 0$, и она находится ниже уровня жидкости: если $p_0 = p_a$, то пьезометрическая поверхность совпадает с поверхностью жидкости.

Для измерения давления применяются следующие приборы: *барометры* измеряют атмосферное давление, *манометры* — избыточное, *вакуумметры* — вакуум; для измерения разности давления в двух точках применяются дифференциальные манометры.

Атмосферное давление на поверхности жидкости. *Гидростатическое давление* p — есть напряжение сжатия, возникающее от действия внешних сил F ,

$$p = \frac{F}{S}, \quad \text{Па} = \text{Н/м}^2, \quad (2.7)$$

где S — площадь рассматриваемой поверхности, м^2 .

Единицы измерения гидростатического давления: паскаль (Па), атмосфера (ат), килограмм-сила на сантиметр квадратный (кгс/см^2), метры столба жидкости (м ст. ж.); последняя единица соответствует понятию «напор», который выражается через давление

$$H = \frac{p}{\rho g}. \quad (2.8)$$

Согласно основному уравнению гидростатики давление в рассматриваемой точке жидкости (точка A на рис. 2.2, a) есть алгебраическая сумма внешнего давления на жидкость ($\pm p_0$) и давления от столба жидкости ($\pm H$) над (или под) рассматриваемой точкой:

$$p_A = p_0 + \rho g H. \quad (2.9)$$

Атмосферное давление измеряется барометром того или иного типа. *Атмосферное* давление обозначается $p_{\text{атм}}$. Если определяемая величина давления больше атмосферного, то положительная вели-

чина разности давлений называется *избыточным давлением*, которое измеряется различного типа манометрами и потому называется еще и *манометрическим*. Если же измеряемая величина давления меньше атмосферного, то избыточное давление является отрицательной величиной, и его абсолютное значение называют *вакуумметрическим давлением* или *вакуумом*.

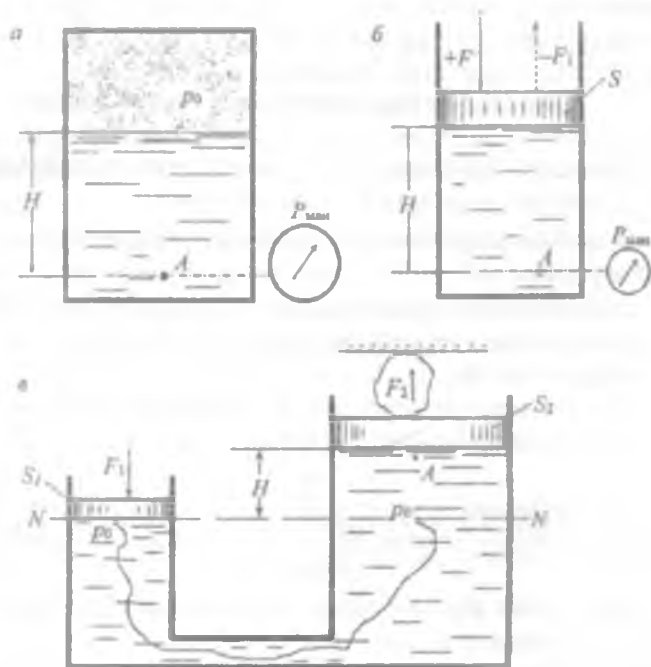


Рис. 2.2. Виды давления

Если измеряемое давление больше атмосферного, то

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{атм}} + p_{\text{изб}} = B + \Delta p;$$

если измеряемое давление меньше атмосферного, то

$$p_{\text{абс}} = p'_{\text{абс}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{вак}} = B - \Delta p$$

и

$$p_{\text{вак}} = -p_{\text{изб}}$$

Буквой B часто обозначают барометрическое давление, а Δp – разницу между абсолютным и атмосферным давлением.

Соотношение между указанными выше давлениями можно представить в виде схемы (рис. 2.3).

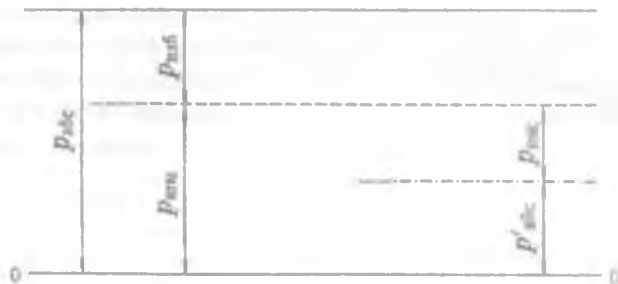


Рис. 2.3. Соотношение между видами давления

Внешнее давление p_0 может быть атмосферным, т.е. $p_0 = p_a$, и может отличаться от атмосферного.

В инженерной практике еще используются такие единицы измерения давления:

1 техническая атмосфера, 1 ат = 1 кгс/см² = 9,81 · 10⁴ Па;

1 физическая атмосфера, 1 атм = 1,013 · 10⁵ Па;

1 бар = 10⁵ Па;

1 миллиметр ртутного столба – 1 мм рт.ст. = 133,3 Па;

1 миллиметр водяного столба – 1 мм вод.ст. = 9,81 Па.

Соотношение между различными единицами давления:

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 10 \text{ м вод. ст.} = 736 \text{ мм рт. ст.} = 98100 \text{ Па} = 98,1 \text{ кПа.}$$

Техническая атмосфера (ат) – давление, производимое силой в 1 кгс на площадку в 1 см².

Физическая атмосфера (атм) – давление, уравнивающее столб ртути высотой 760 мм. при плотности 13,595 г/см³ и ускорении свободного падения 980,665 см/с².

Внешнее давление p_0 на жидкость может быть создано компрессором (+ p_n) или вакуум-насосом (– p_n), а также силовым поршнем (рис.2.2, б).

Внешнее давление на жидкость p_0 передается во все ее точки без изменения; на любой горизонтальной плоскости, проведенной через однородную жидкость в ее замкнутом объеме, давление одно и тоже.

Объем считается замкнутым, если две его любые точки можно соединить непрерывной линией. На рис.2.2, в для однородной жидкости на горизонтальной плоскости $N-N$

$p_0 = \text{const}$; линия $p_0 - p_0$ непрерывна. Эти признаки, в частности, используют при определении давления с помощью *жидкостных приборов*.

Таким образом, жидкость обладает свойством передавать давление.

Это свойство жидкости положено в основу закона Паскаля, который формулируется следующим образом: *давление, которое возникает на граничной поверхности жидкости, находящейся в равновесии, передается всем частицам этой жидкости по всем направлениям без изменения передаваемого давления.*

На законе Паскаля основан принцип действия различных гидравлических устройств, с помощью которых давление передается на расстояние.

К таким устройствам относятся: гидравлические прессы, гидроподъемники, гидродомкраты, гидравлические аккумуляторы, гидравлические тормозные системы, гидромультипликаторы и др.

Принципиальная схема гидропресса представлена на рис 2.4. К поршню площадью F приложена сила P_1 , которая передается жидкости, создавая давление p_1 :

$$p_1 = \frac{P_1}{F_1}$$

По закону Паскаля давление передается на поршень площадью F_2 , создавая полезную силу, под действием которой прессуется материал:

$$p_2 = p_1 = \frac{P_2}{F_2}$$

Следовательно

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{F_1}{F_2} \quad (2.10)$$

или

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{d_1^2}{d_2^2} \quad (2.11)$$

Из формулы (2.11) видно, что отношение усилий на малом и большом поршнях пропорционально квадрату отношения диаметров поршней.

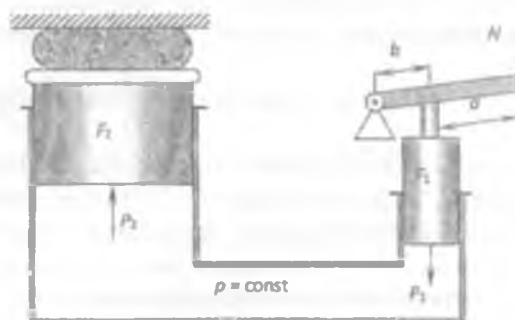


Рис. 2.4. Схема гидропресса

На рис. 2.5 показаны эпюры давления жидкости на боковые стенки сосуда. Слева построена эпюра давления, отвечающая избыточному давлению, справа - абсолютному давлению.

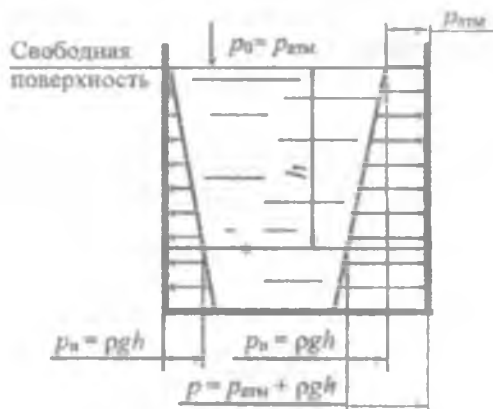


Рис. 2.5. Эпюры давления жидкости на боковые стенки сосуда

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

$$p = p_{\text{атм}} + \rho gh.$$

Избыточное давление, создаваемое в данном случае только весом жидкости,

$$p_n = \rho g H.$$

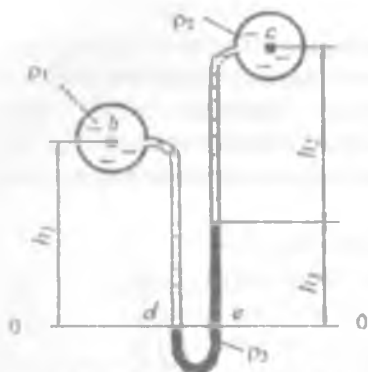


Рис. 2.6. Жидкостный манометр

При измерении невысоких давлений (меньше одной атмосферы) используются жидкостные манометры различных конструкций. На рис. 2.6 показан дифференциальный жидкостный манометр, при помощи которого измеряют разность давления в двух резервуарах, расположенных на разной высоте и заполненных различными жидкостями. Расчетные зависимости давления от высот столбов жидкости получают из уравнений

равновесия жидкостей. Для их составления целесообразно выбрать плоскость сравнения 0-0, от которой ведется отсчет давления.

Плоскость сравнения целесообразно проводить через нижнюю точку колена манометра или через линию раздела жидкостей, как показано на рис.2.6.



ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 2.1. Определить полное гидростатическое (абсолютное) и избыточное давления на дно наполненного водой сосуда высотой $h = 10$ м. Сосуд сверху открыт, давление на свободной поверхности атмосферное.

Решение: Гидростатическое давление в точке равно

$$p = p_0 + \rho_s g h,$$

где $p_0 = p_{ат}$.

Примем: $\rho_v = 1000 \text{ кг/м}^3$; $g = 9,80665 \text{ м/с}^2$; $p_{ат} = 101325 \text{ Па}$.

Абсолютное давление

$$p = 101325 + 1000 \cdot 9,80665 \cdot 10 = 19,93915 \cdot 10^4 \text{ Па}.$$

Избыточное давление

$$p_n = \rho_v \cdot g \cdot h = 1000 \cdot 9,80665 \cdot 10 = 9,80665 \cdot 10^4 \text{ Па}.$$

В технической системе давление измеряется в кгс/см^2 . $1 \text{ кгс/см}^2 = 1 \text{ ат}$ (техническая атмосфера). При этом $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,80665 \cdot 10^4 \text{ Па}$.

Задача 2.2. На какой высоте H установится вода в трубке, первоначально заполненной водой, а потом опрокинутой и погруженной открытым концом под уровень воды, если атмосферное давление составляет 98 кПа. Температура воды 20°C , плотность воды $\rho = 998,2 \text{ кг/м}^3$, давление насыщенных паров воды $p_{\text{нас.п}} = 2,31 \text{ кПа}$ (рис. 2.7).

Решение: Вода находится в равновесии. Наметим поверхность равного давления. Это может быть любая горизонтальная плоскость, проходящая на глубине h . На этой плоскости рассмотрим две точки - 1 и 2. Абсолютное давление в точке 1

$$p_1 = p_{\text{нас.п}} + \rho g(H + h).$$

Абсолютное давление в точке 2 $p_2 = p_{\text{атм}} + \rho gh$.



Рис. 2.7

Точки лежат на поверхности равного давления, тогда $p_1 = p_2$ или

$$p_{\text{нас.п}} + \rho g(H + h) = p_{\text{атм}} + \rho gh = p_{\text{нас.п}} + \rho gH = p_{\text{атм}}.$$

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

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

$$H = 9,775 \text{ м}.$$

Задача 2.3. В закрытом резервуаре с нефтью плотностью $\rho = 880 \text{ кг/м}^3$ вакуумметр, установленный на его крышке, показывает $p_v = 1,18 \cdot 10^4 \text{ Па}$ (рис. 2.8). Определить показание манометра p_m , присоединенного к резервуару на глубине $H = 6 \text{ м}$ от поверхности жидкости, и положение пьезометрической плоскости.

Решение: Проведем плоскость $I-I$ на уровне присоединения манометра. В этой плоскости абсолютное давление в соответствии с основным уравнением гидростатики равно:

$$p_{I-I} = p_0 + \rho gH,$$

где p_0 — абсолютное давление на поверхности, равное $p_a - p_v$. Тогда

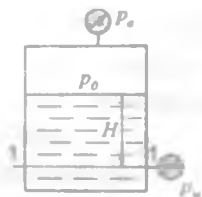


Рис. 2.8

$$p_{1-1} = p_a - p_b + \rho g H.$$

С другой стороны, так как манометр измеряет избыточное давление ($p_m = p_m$), то

$$p_{1-1} = p_a - p_m.$$

Приравняв два выражения для p_{1-1} , найдем p_m :

$$p_m = -p_b + \rho g H = -1,18 \cdot 10^4 + 880 \cdot 9,8 \cdot 6 = 3,99 \cdot 10^4 \text{ Па}.$$

Так как на поверхности жидкости давление меньше атмосферного, то пьезометрическая высота отрицательна:

$$h = \frac{\Delta p}{\rho g} = -\frac{p_b}{\rho g} = -\frac{1,18 \cdot 10^4}{880 \cdot 9,8} = -1,37 \text{ м},$$

и пьезометрическая плоскость расположена ниже поверхности жидкости на расстоянии 1,37 м.

$$h = -1,37 \text{ м}.$$

Задача 2.4. Определите высоту $h_{\text{вак}}$, на которую поднимается вода в вакуумметре, если абсолютное давление воздуха внутри баллона $p'_b = 0,95$ ат (рис. 2.9). Сформулируйте, какое давление измеряет вакуумметр.

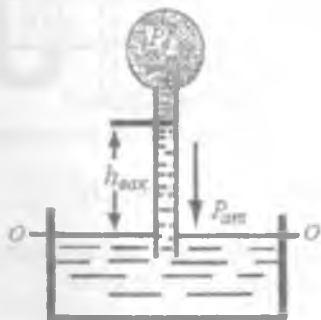


Рис. 2.9

Решение Составим условие равновесия относительно горизонтальной плоскости О-О. Гидростатическое давление, действующее изнутри, равно

$$p'_{O-O} = p'_b + \gamma h_{\text{вак}}.$$

Гидростатическое давление с внешней стороны: $p'_{O-O} = p_{\text{атм}}.$

Так как система находится в равновесии, можно приравнять правые части уравнений:

$$p_{\text{атм}} = p'_b + \gamma h_{\text{вак}}.$$

Отсюда расчетная формула будет:

$$h_{\text{вак}} = \frac{p_{\text{атм}} - p'_b}{\gamma},$$

то есть вакуумметр измеряет недостаток давления до атмосферного, или вакуум, выраженный высотой h столба жидкости.

$$p_{\text{атм}} - p'_b = 1 - 0,95 = 0,05 \text{ ат} = 0,05 \cdot 98100 = 4905 \text{ Н/м}^2;$$

$$\gamma = 9810 \text{ Н/м}^3;$$

$$h_{\text{ман}} = \frac{4905}{9810} = 0,5 \text{ м.}$$

$$h = 0,5 \text{ м.}$$

Задача 2.5. Определите манометрическое давление p_A в точке А трубопровода, если высота столба ртути по пьезометру $h_2 = 25$ см. Центр трубопровода расположен на $h_1 = 40$ см ниже линии раздела между водой и ртутью (рис. 2.10).

Решение: Находим давление в точке В. Так как точка А расположена ниже точки В на h_1 , то

$$p'_B = p'_A - \gamma h_1 = p'_C.$$

Давление в точке С будет такое же как в точке В, так как давление столба воды уравнивается.

Определим давление в точке С справа с учетом атмосферного давления:

$$p'_C = p_{\text{атм}} + \gamma_{\text{рт}} h_2.$$

Приравняем оба уравнения:

$$p'_A - \gamma h_1 = p_{\text{атм}} + \gamma_{\text{рт}} h_2.$$

Следовательно, манометрическое давление будет равно

$$p_A = p'_A - p_{\text{атм}} = \gamma_{\text{рт}} h_2 + \gamma h_1.$$

Тогда

$$p_A = 133416 \cdot 0,25 + 9810 \cdot 0,4 = 37278 \text{ Н/м}^2.$$

$$p_A = 37278 \text{ Н/м}^2.$$

Задача 2.6. Определить все виды гидростатического давления в баке с нефтью на глубине $H = 3$ м (рис. 2.11), если давление на свободной поверхности нефти 200 кПа. Плотность нефти $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

Решение:

1. Абсолютное гидростатическое давление у дна

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot H,$$

$$p = 200 + 0,9 \cdot 9,81 \cdot 3 = 226,5 \text{ кН/м}^2 = 226,5 \text{ кПа.}$$

2. Избыточное (манометрическое) давление у дна

$$p_{\text{изб(м)}} = p - p_{\text{атм}},$$

$$p_{\text{изб(м)}} = 226,5 - 98,1 = 128,4 \text{ кПа.}$$

3. Избыточное давление создаваемое столбом жидкости

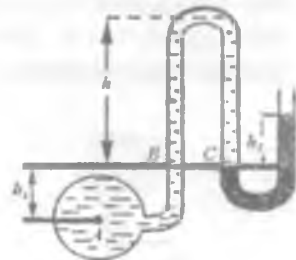


Рис.2.10

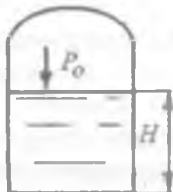


Рис.2.11

$$p_{\text{изб}} = \rho \cdot g \cdot H = 0,9 \cdot 9,81 \cdot 3 = 26,5 \text{ кПа.}$$

4. Избыточное давление на свободной поверхности

$$p_{\text{изб св п}} = p_0 - p_{\text{атм}} = 200 - 98,1 = 101,9 \text{ кПа.}$$

Задача 2.7. Поршень 1 гидравлического пресса имеет диаметр $d=0,08$ м (рис. 2.12). Сила $P_1=30$ кГс= $294,2$ Н, действующая на поршень 1, создает усилие на поршне 2 $P_2=750$ кГс= 7355 Н. Определить диаметр поршня 2. Коэффициент полезного действия η пресса принять равным 0,85.

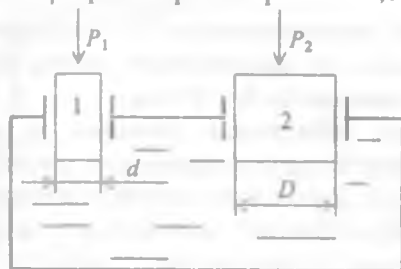


Рис.2.12

Решение: Гидростатическое давление под поршнем насоса

$$p = \frac{P_1}{S_1} = \frac{P_1 \cdot 4}{\pi d^2} = \frac{294,2 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,08^2} = 58558,92 \text{ Н/м}^2 = 0,5971 \text{ кгс/см}^2.$$

Так как по закону Паскаля внешнее давление p передается в жидкости по всем направлениям одинаково, то

$$P_2 = \eta \cdot p \cdot S_2 = \eta \cdot p \cdot \frac{\pi D^2}{4}.$$

$$D = \sqrt{\frac{4P_2}{\eta \cdot p \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7355}{0,85 \cdot 58558,92 \cdot 3,14}} = 0,434 \text{ м св}$$

$$D = 0,434 \text{ м.}$$



ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

2.1. Определить избыточное давление в забое скважины глубиной $h = 85$ м, которая заполнена глинистым раствором плотностью $\rho = 1250 \text{ кг/м}^3$.

2.2. Избыточное давление в нефтяном пласте составляет 4,9 МПа. Можно ли предотвратить выброс нефти из скважины, заполнив ее глинистым раствором плотностью $\rho = 1200 \text{ кг/м}^3$? Глубина скважины $H = 460 \text{ м}$.

2.3. Определить избыточное и абсолютное давления в точке b , открытого резервуара расположенной на глубине $h = 5,5 \text{ м}$, если плотность жидкости $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$. Атмосферное давление $p_{\text{атм}} - 750 \text{ мм рт. ст.}$

2.4. Определить манометрическое и абсолютное давление в точке А сосуда, (рис.2.13) заполненного водой, если $h_1 = 30 \text{ см}$, показание ртутного манометра $h_2 = 60 \text{ см}$.

2.5. Определить избыточное давление $p_{\text{и}}$ на поверхности жидкости в резервуаре и пьезо-метрическую высоту $h_{\text{п}}$ (рис. 2.14), если высота $H = 0,6 \text{ м}$, а показания ртутного манометра $h = 80 \text{ мм}$. Плотность жидкости $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$, плотность ртути $\rho_{\text{р}} = 13600 \text{ кг/м}^3$.

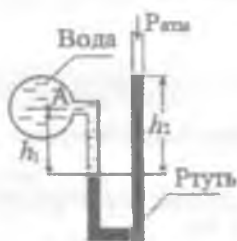


Рис. 2.13

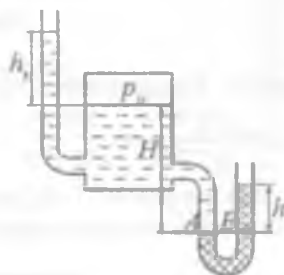


Рис. 2.14

2.6. Для заливки центробежного насоса 1 используется вакуумный насос 2. Какой следует создать вакуум, если верх корпуса центробежного насоса находится над уровнем воды в резервуаре на расстоянии $H = 7 \text{ м}$ (рис. 2.15).

2.7. На трубопроводе диаметром $d = 0,6 \text{ м}$, заполненном водой, установлена вертикально металлическая труба высотой $h = 2,8 \text{ м}$, к которой подключен манометр, показание которого $P_{\text{м}} = 3,6 \text{ ат}$. Определить давление на оси трубопровода (рис.2.16).

2.8. На рисунке 2.17 представлена система сообщающихся сосудов. В левом сосуде налит спирт этиловый ($\rho_1 = 790 \text{ кг/м}^3$), а в правом - глицерин ($\rho_2 = 1250 \text{ кг/м}^3$). Определить на какой высоте h_2

установится уровень в сосуде с глицерином, если в левом сосуде уровень спирта выше линии раздела на $h_1 = 85 \text{ см}$.

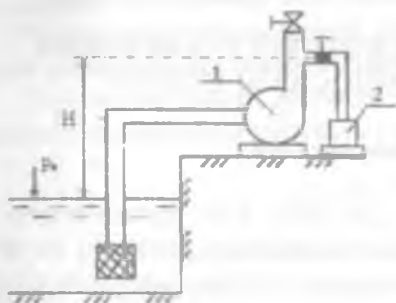


Рис. 2.15

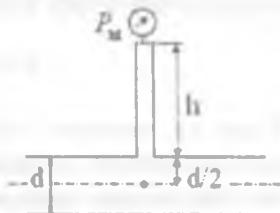


Рис. 2.16

2.9. Два открытых сообщающихся резервуара заполнены жидкостью разного удельного веса $\gamma_1 = 8500 \text{ Н/м}^3$ и $\gamma_2 = 10000 \text{ Н/м}^3$. Разность уровней жидкостей в резервуарах $h = 1,9 \text{ м}$. Определить величину h_2 , на которой находится граница раздела жидкостей а-а (рис. 2.18).



Рис. 2.17

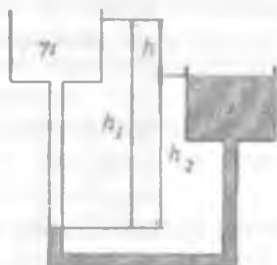


Рис. 2.18

2.10. Паровой прямо-действующий насос подает жидкость Ж (масло турбинное) на высоту $H = 45 \text{ м}$. Каково рабочее давление пара, если диаметр парового цилиндра $D = 180 \text{ мм}$, а насосного цилиндра $d = 100 \text{ мм}$? Потерями на трение пренебречь (рис. 2.19).

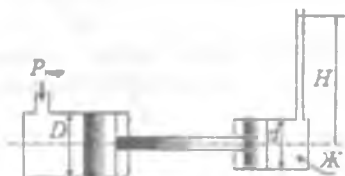


Рис. 2.19

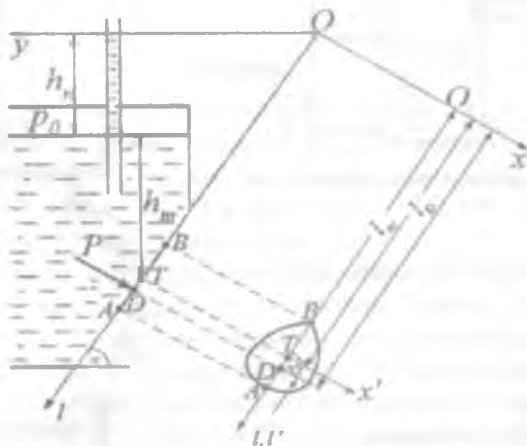
ГЛАВА 3. СИЛА СТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ НА ПЛОСКУЮ СТЕНКУ

3.1. Общие сведения

Если на плоскую стенку AB (рис. 3.1), наклоненную под углом α к горизонту, с одной стороны действует жидкость, а с другой — атмосферное давление, то скалярная величина равнодействующей сил давления, воспринимаемая стенкой:

$$P = (p_m - p_a)\omega = (\Delta p + pgh_m)\omega = pg(h_m + h_n)\omega, \quad (3.1)$$

где p_m — абсолютное давление в центре тяжести смоченной части стенки (точка T на рис. 3.1); p_a — атмосферное давление; ω — площадь смоченной части стенки; $\Delta p = p_0 - p_a = pgh_n$ — разность между абсолютным давлением p_0 на свободной поверхности жидкости и атмосферным давлением; h_m — расстояние по вертикали от центра тяжести смоченной части стенки до свободной поверхности жидкости; h_n — расстояние по вертикали от свободной поверхности до пьезометрической плоскости ($h_m > 0$; $h_n > 0$ или $h_n < 0$).



**Рис. 3.1. Наклонная плоская стенка, на которую действует
жидкость, находящаяся в закрытом резервуаре**

Таким образом, *полная сила давления жидкости на плоскую стенку равна произведению площади стенки на гидростатическое давление в центре масс этой площади.*

Точка пересечения линии действия силы $\bar{P}$ с плоскостью стенки называется **центром давления** (точка D на рис. 3.1).

Положение центра давления относительно пьезометрической плоскости определяется выражением

$$l_D = l_m + \frac{J}{l_m \omega}, \quad (3.2)$$

где l_D и l_m — соответственно расстояния до центра давления и тяжести, отсчитываемые вдоль плоскости стенки от линии пересечения ее с пьезометрической плоскостью (см. рис. 3.1); J — момент инерции площади смоченной части стенки относительно горизонтальной оси, проходящей через ее центр тяжести.

Расстояние между центром давления и центром тяжести равно

$$\Delta l = l_D - l_m = \frac{J}{l_m \omega} = \frac{\rho g l}{P} \sin \alpha, \quad (3.3)$$

где l_m можно найти по формуле (см. рис. 3.1)

$$l_m = (h_n + h_m) / \sin \alpha. \quad (3.4)$$

Возможны три варианта положения центра давления относительно центра тяжести:

1) при $h_n + h_m > 0$ центр давления лежит ниже центра тяжести, а сила P действует на стенку со стороны жидкости;

2) при $h_n + h_m < 0$ (вакуум в центре тяжести) центр давления лежит выше центра тяжести, а сила P действует со стороны несмоченной поверхности стенки;

3) при $h_n + h_m = 0$ сила $P = 0$, поэтому понятие центра давления теряет смысл; в этом случае верхняя часть стенки находится под действием сил, направленных внутрь жидкости, а нижняя — от нее, поэтому возникает пара сил.

Если ось l является осью симметрии стенки, то центр давления (точка D) лежит на этой оси.

Для несимметричных стенок нужно найти горизонтальное смещение центра давления $\Delta x'$, определяемое по формуле

$$\Delta x' = \frac{J_{xy}}{l_m \omega}, \quad (3.5)$$

где $J_{x'x'}$ — центробежный момент инерции смоченной площади относительно осей x' и l' (ось l' совпадает по направлению с осью l , но ее начало отсчета лежит в точке T).

Для некоторых фигур (рис. 3.2) силы от давления столба жидкости и координаты центра давления l_d даны в таблице 3.1; все размеры даны в плоскости стенки AB , которая изображена при $\alpha = 90^\circ$.

Расположение фигуры ниже свободной поверхности жидкости отмечено координатой L . Для перехода к высотам h_u и h_d следует воспользоваться связью вида $h = l \sin \alpha$. Для вертикальных фигур $\alpha = 90^\circ$, $l_u = h_u$, $l_d = h_d$; для горизонтальных фигур $\alpha = 0$, $l_u = l_d = h_u = h$.

Таблица 3.1

Силы от давления столба жидкости и координаты центра давления

Фигура	Вариант	ω	L_u	l_d	P
Прямоугольник	1	ab	$\frac{a}{2}$	$\frac{2}{3}a$	$\frac{1}{2} \rho g a^2 b \sin \alpha$
Прямоугольник	2	ab	$L + \frac{a}{2}$	$\frac{a(2a+3L)}{3(a+2L)} + L$	$\rho g ab \left(\frac{a}{2} + L \right) \sin \alpha$
Треугольник	3	$\frac{1}{2}ab$	$\frac{1}{3}a$	$\frac{1}{2}a$	$\frac{1}{6} \rho g a^2 b \sin \alpha$
Треугольник	4	$\frac{1}{2}ab$	$L + \frac{2}{3}a$	$L + \frac{4a(2a+3L)+a^2}{6(2a+3L)}$	$\frac{1}{16} \rho g ab (2a+3L) \sin \alpha$
Трапеция	5	$\frac{1}{2}a(b_1+b_2)$	$\frac{a(2b_1+b_2)}{3(b_1+b_2)}$	$\frac{a}{2} \frac{3b_1+b_2}{2b_1+b_2}$	$\frac{1}{6} \rho g a^2 (2b_1+b_2) \sin \alpha$
Круг	6	πr^2	$L + r$	$L + r + \frac{r^2}{4(L+r)}$	$\rho g \pi r^2 (r + L) \sin \alpha$

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

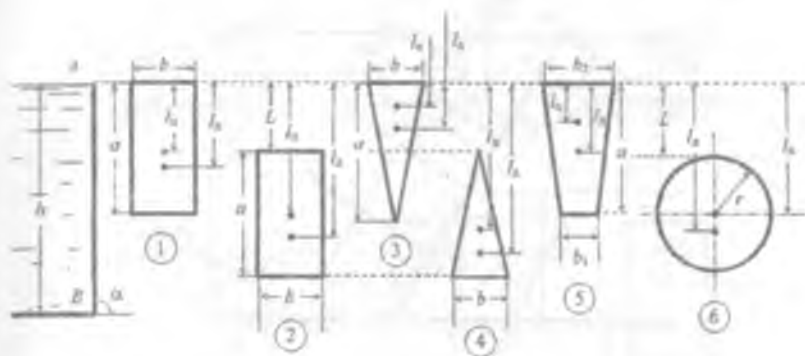


Рис. 3.2. Координаты центра давления

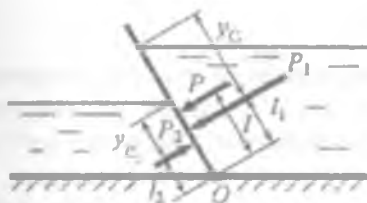


Рис. 3.3

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

$$l = \frac{P_1 l_1 - P_2 l_2}{P}$$

Если плотности жидкостей одинаковы, то в некоторых

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

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

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

$$P_1 = \rho g h_{oc} \omega_1,$$

где h_{oc} - вертикальное расстояние от центра тяжести C_1 верхнего участка стенки до свободной поверхности I .

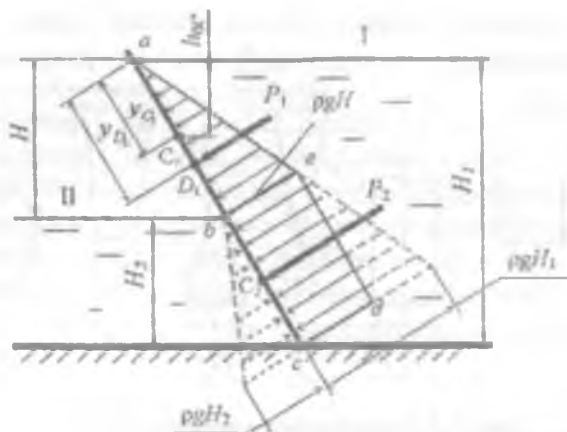


Рис. 3.4

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

Сила давления, воспринимаемая нижним участком,

$$P_2 = \rho g h \omega_2,$$

где ω_2 - площадь нижнего участка стенки.

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

На рис. 3.5 показаны примеры построения эпюр давления на плоские стенки: a - при атмосферном давлении; b - двустороннем давлении жидкости;

$в$ - избыточном давлении; $г$ - вакуумметрическом давлении.

При решении задач нужно обязательно различать понятия «давление» и «сила давления», не смешивая их.

Решение задач следует начинать с составления уравнения равновесия, то есть равенства нулю суммы всех сил, действующих на рассматриваемую поверхность.

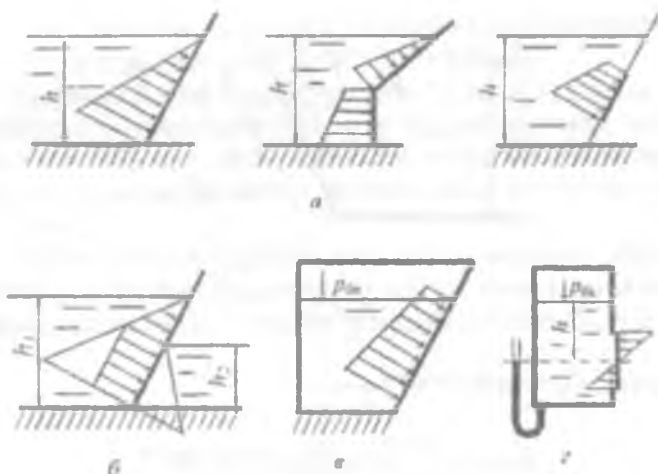


Рис. 3.5

Вопросы для самопроверки

1. Как определяется равнодействующая сил давления на твердую поверхность?
2. Сформулируйте закон Паскаля.
3. Какие гидравлические устройства основаны на законе Паскаля?
4. Может ли равнодействующая сил давления действовать с внешней стороны твердой поверхности, где жидкости нет?
5. Что такое центр давления?
6. Может ли центр давления располагаться выше центра тяжести смоченной части плоской поверхности?



ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 3.1. Определить равнодействующую F сил давления, действующих на плоскую прямоугольную стенку шириной $b=2,0$ м, наклоненную под углом $\alpha=45^\circ$ к горизонту (рис. 3.6), если глубина жидкости в открытом сосуде $H=1,5$ м. Найти точку приложения равнодействующей.

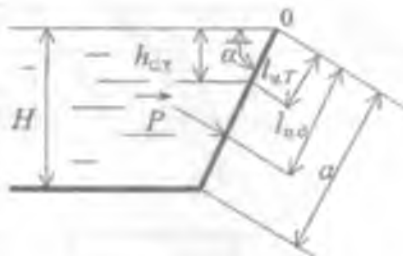


Рис.3.6

Решение: Площадь стенки

$$S = a \cdot b = \frac{H}{\sin \alpha} \cdot b = \frac{1,5}{0,7071} \cdot 2,0 = 4,243 \text{ м}^2.$$

Равнодействующая сил давления на плоскую стенку

$$F = (p_0 + \rho \cdot g \cdot h_{цт}) \cdot S, \quad h_{цт} = \frac{H}{2}.$$

Для открытого сосуда $p_0 = p_{ат}$

$$F = P = 1000 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,5}{2} \cdot 4,243 = 31218 \text{ Н} = 3182 \text{ кгс}$$

Точка приложения равнодействующей сил давления определяется расстоянием $l_{ц.о}$:

$$l_{ц.о} = l_{цт} + \frac{J_{цт}}{S \cdot l_{цт}}, \quad l_{цт} = \frac{a}{2} = \frac{2,12}{2} = 1,06 \text{ м.}$$

Здесь $J_{цт}$ — момент инерции стенки относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести. Для прямоугольника

$$J_{цт} = b \cdot a^3 / 12 = 2 \cdot 2,12^3 / 12 = 1,588 \text{ м}^4;$$

$$l_{ц.о} = 1,06 + \frac{1,588}{4,243 \cdot 1,06} = 1,413 \text{ м.}$$

Задача 3.2. Определить давление воды на глубине $H = 50$ м и силу давления на скафандр водолаза, если площадь его поверхности равна $\omega = 2,5 \text{ м}^2$. Атмосферное давление $p_{атм} = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Решение:

Давление на глубине H равно

$$p_{гид} = \rho g H = 1000 \cdot 9,8 \cdot 50 = 4,9 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Абсолютное давление на глубине H равно

$$p_{абс} = p_{ат} + p_{гид} = 1,013 \cdot 10^5 + 4,9 \cdot 10^5 = 5,9 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Сила давления на скафандр, пренебрегая разницей высот

$$P = p_{\text{жс}} g H \omega = 4,9 \cdot 10^5 \cdot 2,5 = 147 \text{ кН.}$$

Задача 3.3. Вертикальная стенка (рис. 3.7) длиной $l = 3 \text{ м}$ (в направлении, перпендикулярном плоскости чертежа), шириной $b = 0,7 \text{ м}$ и высотой $H_0 = 2,5 \text{ м}$ разделяет бассейн с водой на две части. В левой части поддерживается уровень воды $H_1 = 2 \text{ м}$, в правой — $H_2 = 0,8 \text{ м}$.

Найти величину опрокидывающего момента, действующего на стенку, а также определить, будет ли стенка устойчива против опрокидывания, если плотность материала стенки $\rho_{\text{ст}} = 2500 \text{ кг/м}^3$.

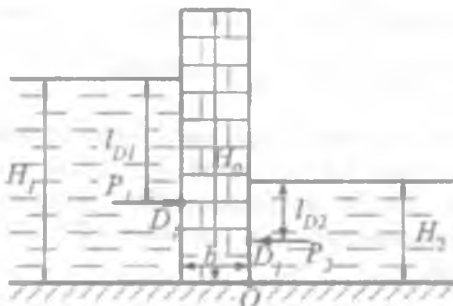


Рис.3.7

Решение: Найдем силу давления воды на стенку слева. Так как на поверхности давление атмосферное, то пьезометрическая плоскость совпадает с поверхностью жидкости

$$p_m - p_a = \rho g \frac{H_1}{2},$$

$$P_1 = \rho g \frac{H_1}{2} l H_1 = 10^3 \cdot 9,8 \cdot 2 / (2 \cdot 3 \cdot 2) = 58,8 \cdot 10^3 \text{ Н} = 58,8 \text{ кН.}$$

Координата центра давления

$$l_{D1} = l_m + J/l_m s.$$

Для прямоугольной стенки $J = \frac{l H_1^3}{12}$, тогда

$$l_{D1} = \frac{H_1}{2} + \frac{l H_1^3}{12 \frac{H_1}{2} l} = \frac{4}{3} \text{ м.}$$

Точно так же справа:

$$P_2 = \rho g \frac{H_2}{2} H_2 = 10^3 \cdot 9,8 \frac{0,8}{2} \cdot 0,8 = 9,41 \text{ кН},$$

$$l_{D2} = \frac{2}{3} H_2 = \frac{2 \cdot 0,8}{3} = 0,533 \text{ м}.$$

Опрокидывающий момент, т.е. момент сил давления жидкости относительно точки O (см. рис. 3.7):

$$M_{опр} = P_1 \left(H_1 - \frac{2}{3} H_1 \right) - P_2 \left(H_2 - \frac{2}{3} H_2 \right) = 58,8 \cdot 10^3 \frac{2}{3} - 9,41 \cdot 10^3 \frac{0,8}{3} = 3,67 \cdot 10^4 \text{ Н·м}.$$

Устойчивость против опрокидывания сообщает стенке момент силы тяжести относительно точки O :

$$M_{тяж} = H_0 l b \rho_{ст} g \frac{b}{2} = 2,5 \cdot 3 \cdot 0,7 \cdot 2500 \cdot 9,8 \cdot 0,35 = 4,5 \cdot 10^4 \text{ Н·м}.$$

Так как $M_{тяж} > M_{опр}$, то стенка устойчива.

Задача 3.4. Вертикальный щит, перегородивающий прямоугольный канал (рис. 3.8) шириной $b = 0,8$ м, изготовлен из пяти досок шириной $a = 30$ см. Определить толщину доски, считая допустимое напряжение для дерева $\sigma = 7$ МПа. Глубина воды в канале $h = 1,45$ м.

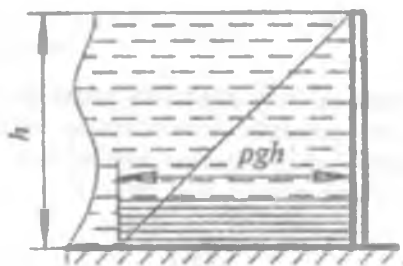


Рис.3.8

Решение: Рассмотрим наиболее нагруженную нижнюю доску. Принимая давление на каждую единицу площади нижней доски одинаковым.

Нижняя доска работает как балка на двух опорах пролетом $b = 0,8$ м, на которую действует равномерно распределенная нагрузка

$$q = \rho g h a.$$

где a ширина доски, м;

$$q = 1000 \cdot 9,8 \cdot 1,45 \cdot 0,3 = 4270 \text{ Па}.$$

Изгибающий момент по середине пролета

$$M = \frac{ql^2}{8},$$

$$M = \frac{4270 \cdot 0,8^2}{8} = 342 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Толщину доски определяем из условия прочности ее на изгиб

$$\sigma \geq \frac{M}{W},$$

где W — момент сопротивления доски

$$W = \frac{at^3}{6};$$

t — толщина доски, м.

Тогда толщина доски

$$t \geq \sqrt[3]{\frac{6M}{a\sigma}},$$

$$t \geq \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 342}{0,3 \cdot 7 \cdot 10^8}} = 0,032 \text{ м} = 3,2 \text{ см}.$$



ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

3.1. Плоский щит перекрывает канал шириной $b = 1,8 \text{ м}$. Глубина воды перед щитом $h = 2,5 \text{ м}$. Определить силу давления воды на щит и точку приложения этой силы аналитическим и графоаналитическим методом.

Определить минимальное подъемное усилие щита T , если его вес $G = 20 \text{ кН}$ (рис.3.9). Коэффициент трения щита по опорам при подъеме $f = 0,25$.

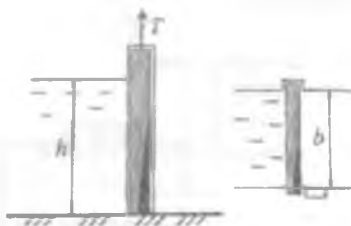


Рис. 3.9

3.2. Определить силу R , на которую должно быть рассчитано запорное устройство квадратной крышки размерами $a \times a$ ($a = 0,5$

м), вращающего вокруг оси O , если показания манометра $P_m = 7,848$ кПа, глубина погружения уровня оси $b = 0,8$ м, жидкость – вода (рис. 3.10).

3.3. Цилиндрический сосуд диаметром $D = 0,4$ м с горловиной диаметром $d = 0,1$ м заполнен водой на высоту $h = 0,6$ м. К поршню в горловине приложена сила $F = 50$ Н. (рис. 3.11) Определить силу F_d от манометрического давления на дно сосуда. Трением поршня о стенки горловины пренебречь.

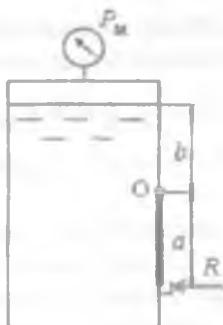


Рис. 3.10

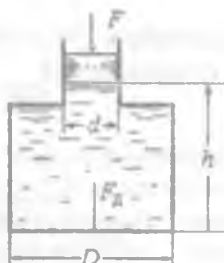


Рис. 3.11

3.4. Открытая цистерна диаметром $D = 2,2$ м заполнена бензином (рис. 3.12), плотность которого $\rho_b = 720$ кг/м³. Уровень бензина от дна $h = 2,4$ м. Определить силу гидростатического давления бензина на торцовую стенку и положение центра давления.

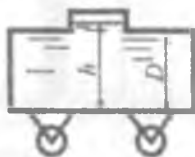


Рис. 3.12

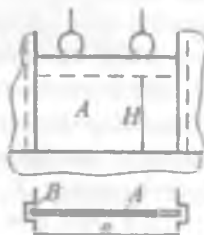


Рис. 3.13

3.5. Вертикальный щит A (рис. 3.13), перекрывающий водослив плотины, может перемещаться в пазах B вверх и вниз. Глубина жидкости $H = 1,4$ м, ширина щита $b = 2,6$ м.

Какую силу нужно приложить, чтобы поднять щит, если вес его $G = 32$ кН, а коэффициент трения между щитом и поверхностью пазов $f = 0,3$.

3.6. Определить силу давления жидкости на торцевую плоскую стенку горизонтальной цилиндрической цистерны (рис. 3.14) диаметром $d = 2,4$ м, заполненной бензином плотностью $\rho = 760$ кг/м³, если уровень бензина в горловине



Рис. 3.14

находится на расстоянии $H = 2,7$ м от дна. Цистерна герметично закрыта и избыточное давление на поверхности жидкости составляет 40 кПа. Найти также положение центра давления относительно центра тяжести стенки.

3.7. Наклонный прямоугольный щит плотины шарнирно закреплен на оси O (рис. 3.15).



Рис. 3.15

При каком уровне воды H щит опрокинется, если угол наклона щита $\alpha = 60^\circ$, а расстояние от его нижней кромки до оси шарнира $a = 1,3$ м. Вес щита не учитывать.

3.8. Определить равнодействующую силу гидростатического давления воды на прямоугольный затвор высотой $h = 1,6$ м и шириной $b = 2,0$ м (рис. 3.16), если глубины воды $H_1 = 3,0$ м, $H_2 = 0,8$ м. Найти глубину погружения центра давления.



Рис. 3.16

3.9. Открытый сосуд заполнен водой ($\rho = 1000$ кг/м³) до высоты $H = 0,2$ м (рис. 3.17). Определить силу давления воды на дно и натяжение веревки, на которой он подвешен, если $D = 0,3$ м, $d = 0,15$ м, масса пустого сосуда $m = 5$ кг.

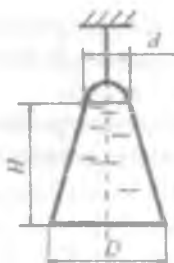


Рис. 3.17

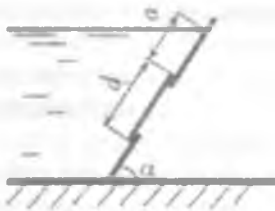


Рис. 3.18

3.10. На щите (рис. 3.18), наклоненном к горизонту на угол $\alpha = 60^\circ$, имеется отверстие, которое перекрывается круглой крышкой диаметром $d = 0,8$ м. Определить силу гидростатического давления и центр давления воды на крышку люка, $a = 1,0$ м.

3.11. Конически сходящийся сосуд с размерами $D = 240$ мм, $d = 120$ мм, $H = 50$ мм (рис. 3.19) заполнен ртутью ($\rho_{\text{рт}} = 13,6 \cdot 10^3$ кг/м³).

Определить силу давления ртути на дно сосуда и силу давления сосуда на основание, если масса пустого сосуда $m = 5$ кг.

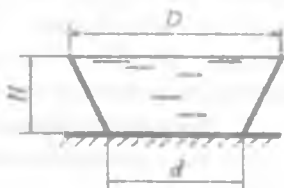


Рис. 3.19

3.12. В вертикальной стенке имеется отверстие, перекрываемое щитом в виде равнобедренного треугольника, сторона которого $b = 1,5$ м (рис. 3.20). Определить силу гидростатического давления воды и положение центра давления, если $H = 2,5$ м.



Рис. 3.20

3.13. К крышке цилиндрического резервуара диаметром $D = 2,0$ м подсоединён пьезометр диаметром $d = 6$ см, высота жидкости в котором $h = 2,0$ м (рис. 3.21.).

Определить силы гидростатического давления жидкости на дно и верхнюю крышку, если $H = 1$ м, а плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³.

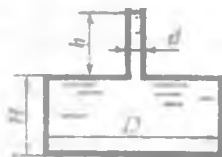


Рис. 3.21

3.14. В цилиндрическом резервуаре с бензином ($\rho_6 = 800 \text{ кг/м}^3$) отстоялась вода. Определить силу давления на дно резервуара, если $D = 2 \text{ м}$, $H_1 = 0,1 \text{ м}$, $H_2 = 5 \text{ м}$ (рис. 3.22). Резервуар герметично закрыт, давление насыщенных паров бензина $p_{0н} = 0,08 \cdot 10^5 \text{ Па}$.



Рис. 3.22

3.15. Определить равнодействующую сил давления на перегородку высотой $L = 3 \text{ м}$ и шириной $B = 2 \text{ м}$, если $H_1 = 2 \text{ м}$, $H_2 = 1 \text{ м}$ (рис. 3.23). Над бензином ($\rho_6 = 800 \text{ кг/м}^3$) избыточное давление $p_{0н} = 0,05 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, а над водой - атмосферное давление.

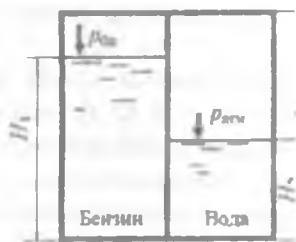


Рис. 3.23

3.16. Цистерна диаметром $D = 2,2 \text{ м}$ заполнена бензином ($\rho_6 = 720 \text{ кг/м}^3$) до высоты $D/2$ (рис. 3.24). Определить силу давления на торцовую стенку, если цистерна герметично закрыта и избыточное давление в ней $p_{0н} = 0,1 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

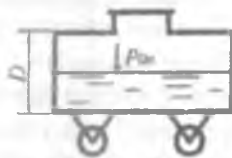


Рис. 3.24

3.17. Определить равнодействующие сил гидростатического давления на перегородки и точки их приложения, если уровень жидкостей $H = 2,3 \text{ м}$. Ширина бака $B = 1 \text{ м}$ (рис. 3.25). Плотность бензина $\rho_6 = 850 \text{ кг/м}^3$, плотность минерального масла $\rho_м = 800 \text{ кг/м}^3$.

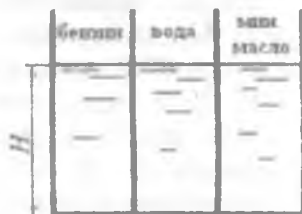


Рис. 3.25

3.18. Отверстие диаметром $d = 0,1$ м, расположенное в дне резервуара, закрыто крышкой диаметром $D = 0,2$ м (рис. 3.26). При каком вакуумметрическом давлении в резервуаре крышка начнёт пропускать воду, если $H = 1$ м, а масса крышки $m = 10$ кг?

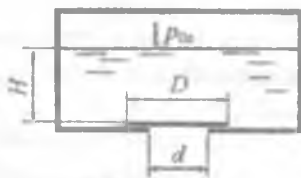


Рис. 3.26

3.19. Цилиндрический сосуд, имеющий размеры $D = 0,3$ м, $d = 0,2$ м, $b = 0,25$ м и наполненный водой до высоты $a + b = 0,42$ м, закрыт сверху поршнем, масса которого $m = 50$ кг. Определить силы, действующие на верхнюю A и нижнюю B горизонтальные поверхности сосуда (рис. 3.27).

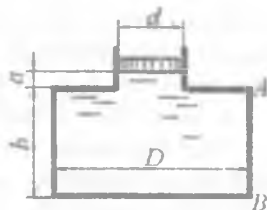


Рис. 3.27

3.20. Открытый в атмосферу корытообразный резервуар полностью заполнен водой. Торцевые стенки резервуара – равнобокие трапеции с длиной основания $l = 5$ м и высотой $h = 2$ м; боковые стенки прямоугольной формы шириной $b = 3$ м наклонены к горизонту под углом $\alpha = 60^\circ$.

Определить силу манометрического давления на дно F_1 , на боковую стенку F_2 и на торцевую стенку F_3 .

3.21. Определить силу (пренебрегая весом клапана), прижимающую всасывающий клапан диаметром D_2 к седлу, имеющему диаметр $D_3 = 100$ мм, если диаметр насосного цилиндра $D_1 = 350$ мм, а усилие, действующее на шток, $F = 400$ Н. Седло клапана расположено ниже оси цилиндра на $h_1 = 0,5$ м и выше свободной поверхности жидкости на $h_2 = 6,5$ м, причём труба под клапаном заполнена водой (рис. 3.28).

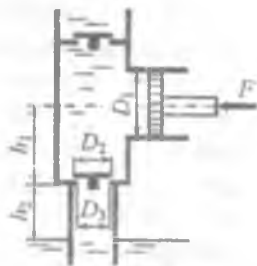


Рис. 3.28

3.22. Найти силу давления воды на дно сосуда диаметром $D=1\text{ м}$ (рис. 3.29), если глубина $H = 0,7\text{ м}$, вес поршня $G = 300\text{ Н}$, $d = 0,5\text{ м}$.

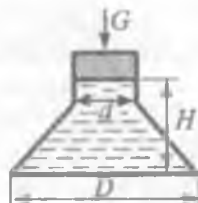


Рис. 3.29

3.23. Металлическая бочка массой $m = 35\text{ кг}$, диаметром $D = 0,6\text{ м}$ и высотой $H = 0,9\text{ м}$ (рис. 3.30) заполнена водой и установлена на жестком основании $A-A$ (первый вариант). Во втором варианте в крышке $B-B$ выполнено отверстие диаметром $d = 2\text{ см}$ и к нему присоединена вертикальная труба того же диаметра d высотой $h = 15\text{ м}$, заполненная водой. Масса трубы $m = 1,65\text{ кг}$.

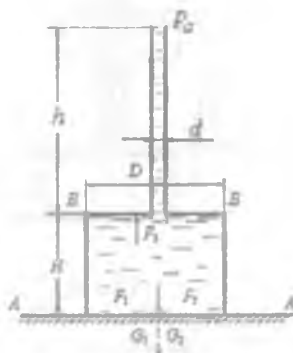


Рис. 3.30

Определить:

- 1) силу F_1 манометрического давления на дно бочки без трубы и силу G_1 , передаваемую бочкой с водой на основание $A-A$;
- 2) силу F_2 манометрического давления на дно бочки с трубой и силу G_2 , передаваемую в этом случае на основание $A-A$;
- 3) силу F_3 манометрического давления на крышку $B-B$.

3.24. Для условий задачи 3.31 определить силу G , действующую на основание $A-A$. Собственный вес резервуара не учитывать.

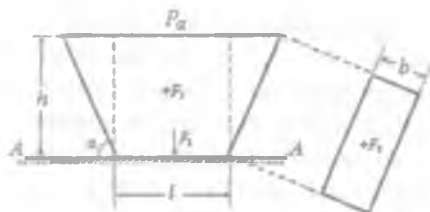


Рис. 3.31

3.25. Определить показания мановакуумметра p_{mv} , если к штоку поршня приложена сила $F = 0,1$ кН, его диаметр $d = 100$ мм, высота $H = 2,5$ м, плотность жидкости $\rho_{ж} = 800$ кг/м³ (рис. 3.32).

3.26. Определить силу F , необходимую для удержания поршня на высоте $h_2 = 2$ м над поверхностью воды в колодце (рис. 3.33). Над поршнем поднимается столб воды высотой $h_1 = 3$ м. Диаметры поршня $D = 100$ мм, штока $d = 30$ мм. Вес поршня и штока не учитывать.

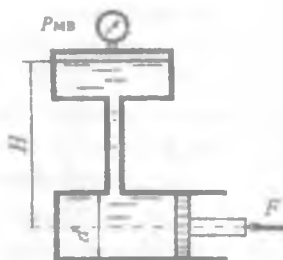


Рис. 3.32

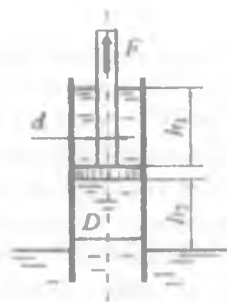


Рис. 3.33

3.27. Определить абсолютное давление в точке A и вес груза G , лежащего на поршне 2 (рис. 3.34), если для его подъёма к поршню 1 приложена сила $F = 500$ Н. Диаметры поршней $D = 300$ мм, $d = 80$ мм. Высота $H = 1,5$ м. Плотность масла $\rho_{м} = 850$ кг/м³.

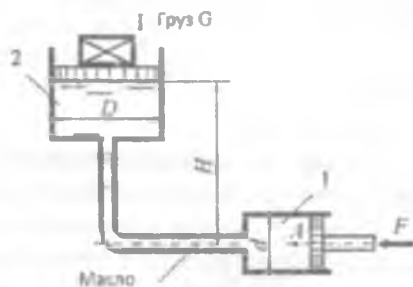


Рис. 3.34

3.28. Определить результирующую силу R двухстороннего давления воды на плоский прямоугольный наклонный затвор, имеющий возможность поворачиваться относительно оси O под действием силы T_1 или T_2 (рис. 3.35).

Ширина затвора $b = 4$ м, угол наклона к горизонту $\alpha = 60^\circ$, его

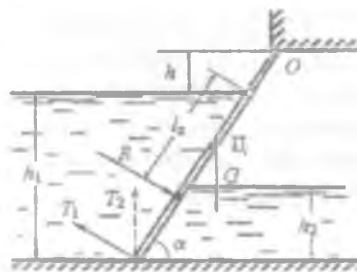


Рис. 3.35

вес $G = 19620$ Н. При расчете трением в шарнире O пренебречь. Сила T_1 направлена перпендикулярно плоскости затвора, сила T_2 — перпендикулярна дну канала.

Уровни воды: перед затвором $h_1 = 3$ м, за затвором $h_2 = 1,2$ м. Шарнир O расположен выше верхнего уровня на величину $h = 0,8$ м. Определить плечо l_d приложения силы R (центр давления) и силы T_1, T_2 .

3.29. Сила давления воды передается через обшивку плоского прямоугольного щита высотой $H = 6$ м и шириной $B = 1$ м на четыре горизонтальные балки (рис. 3.36). На каких расстояниях x от свободной поверхности следует расположить балки, чтобы они были нагружены одинаково?

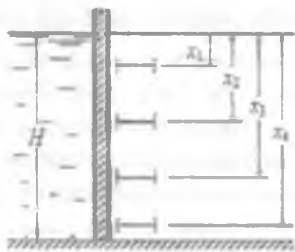


Рис. 3.36

3.30. Определить равнодействующую силу F двухстороннего давления воды на плоскую стенку шириной $b = 1,5$ м, если ее наклон к горизонту составляет угол $\alpha = 45^\circ$ (рис. 3.37). Уровень воды перед стенкой $H_1 = 6$ м, за стенкой $H_2 = 2$ м.



Рис. 3.37

3.31. Плоский прямоугольный затвор шириной $a = 0,4$ м и высотой $h = 0,3$ м может поворачиваться вокруг оси O (рис. 3.38), перпендикулярной к плоскости рисунка, в указанном направлении. Определить вес груза G на конце рычага длиной $l_G = 0,6$ м, жестко прикрепленного к затвору, чтобы последний автоматически открывал сток воды при ее уровне $H = 1,4$ м.

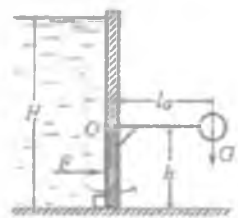


Рис. 3.38

3.32. Определить силу R , на которую должно быть рассчитано запорное устройство квадратной крышки размерами $a \times a$ ($a = 0,5$ м), вращающего вокруг оси O , если показания манометра $P_m = 7,848$ кПа, глубина погружения уровня оси $b = 0,8$ м, жидкость – вода. Построить эпюру давления (рис.3.39).

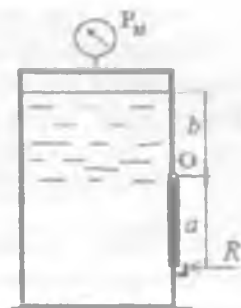


Рис. 3.39

ГЛАВА 4. СИЛА СТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ НА КРИВОЛИНЕЙНЫЕ СТЕНКИ

4.1. Общие сведения

Распределенная нагрузка, действующая на криволинейную поверхность от нормальных в каждой её точке сил давления жидкости, может быть приведена к равнодействующей силе. В большинстве практических задач рассматриваются криволинейные стенки, симметрично расположенные относительно вертикальной плоскости. В этом случае равнодействующая сила лежит в плоскости симметрии. Величина и направление равнодействующей силы P определяются по двум составляющим, обычно горизонтальной и вертикальной (рис. 4.1).

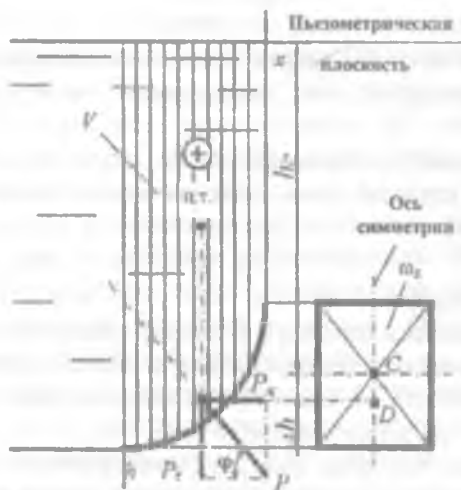


Рис. 4.1. Величина и направление равнодействующей силы

Горизонтальная составляющая силы давления, воспринимаемая криволинейной стенкой, равна силе давления на вертикальную проекцию этой стенки, нормальную к плоскости симметрии, и определяется по формуле

$$P_x = (p_0 + \rho g h_c) \omega_z, \quad (4.1)$$

где ρ – плотность жидкости; g – ускорение свободного падения; h_c – вертикальное расстояние от центра тяжести вертикальной проекции стенки (точка C) до пьезометрической плоскости; ω_z – площадь вертикальной проекции стенки.

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

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

$$\Delta h = \frac{I_c}{\omega_z h_c}, \quad (4.2)$$

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

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

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

где V – объем тела давления.

Телом давления называется объем, ограниченный рассматриваемой криволинейной поверхностью, ее проекцией на пьезометрическую поверхность и боковой цилиндрической поверхностью, образующейся при проецировании (рис. 4.2).

Объем тела давления находят геометрически. При необходимости сложное тело давления можно разбить на элементарные и просуммировать их объемы.

Для криволинейной поверхности ABC (см. рис. 4.2) телом давления будет фигура $ABCEFA$, для криволинейной поверхности ADC – $ADCEFA$.

Направление действия вертикальной составляющей P_z зависит от направления элементарных составляющих этой силы.

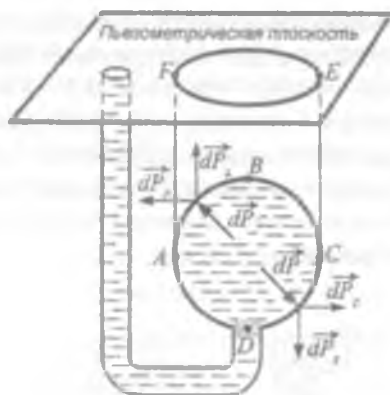


Рис. 4.2. Схема сосуда с жидкостью, ограниченного криволинейными поверхностями (показаны элементарные составляющие сил давления жидкости на стенки сосуда)

На примере рис. 4.2 видно, что давление в любой точке криволинейных поверхностей – как ABC , так и ADC – избыточное (пьезометрическая плоскость лежит выше этих поверхностей). Следовательно, элементарные силы давления dP , действующие по нормали к касательной в любой точке этих поверхностей, направлены наружу.

Разложение их на составляющие показывает, что вертикальная составляющая силы P действует на поверхность ABC вверх, а на поверхность ADC вниз (их результирующая сила направлена вниз и равна весу реальной жидкости в объеме $ABCD$, являющемся результирующим объемом двух тел давления).

Линия действия вертикальной составляющей силы P проходит через центр тяжести рассматриваемого тела давления.

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

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

Линия действия силы P проходит через точку пересечения линий действия сил P_x и P_z . Угол наклона равнодействующей к горизонту

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

Для стенок постоянного радиуса кривизны (цилиндрических, сферических) равнодействующая сила давления проходит через ось или центр кривизны стенки. На рис. 4.3 показаны примеры построения тел давления в случаях, если сила давления жидкости действует на криволинейную стенку с одной или двух сторон. Тело давления, которое лежит в области действительной жидкости, считают положительным, а тело давления в области воображаемой жидкости - отрицательным.

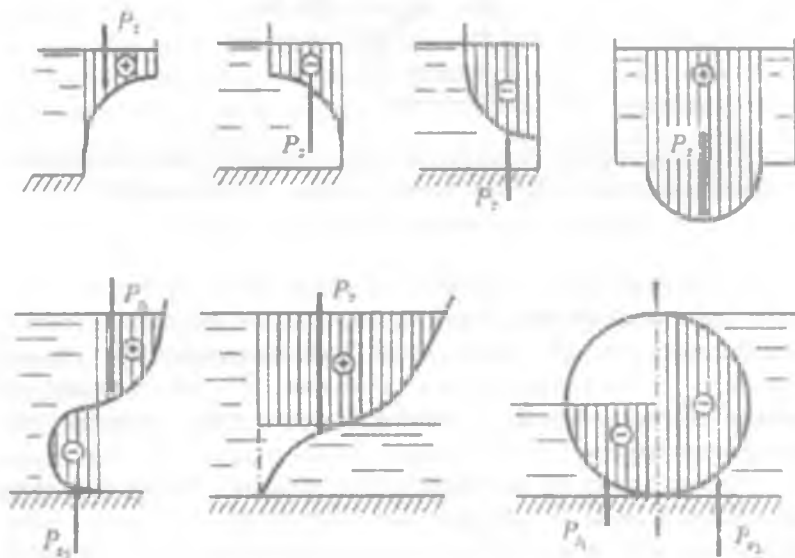


Рис. 4.3. Примеры построения тел давления в случаях, если сила давления жидкости действует на криволинейную стенку

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

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

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

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

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

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

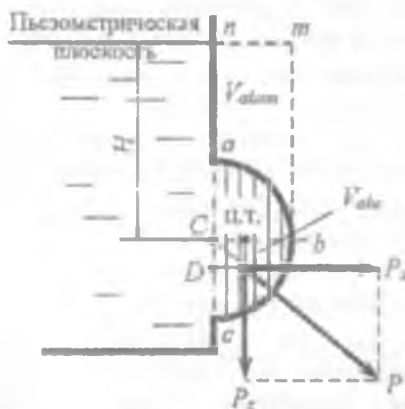


Рис. 4.4. Определение вертикальной составляющей силы давления жидкости на цилиндрическую поверхность

Вопросы для самопроверки

1. Как найти объём жидкости, плотность и масса которой известны?
2. В чем сходство и различие формул для определения горизонтальной составляющей силы давления жидкости на криволинейную поверхность и силы давления на плоскую поверхность?
3. По каким формулам определяется сила давления и центр давления на цилиндрические поверхности?
4. Что называется «телом давления»? Как определяется тело давления при отсутствии свободной поверхности?

5. Если в нижней точке криволинейной поверхности в жидкости, находящийся над ней, вакуум, то как по отношению к этой поверхности располагается "тело давления" и каково направление вертикальной составляющей силы давления?

6. Какие правила следует соблюдать при вычерчивании тел давления?



ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 4.1. В боковой плоской стенке резервуара с дизельным топливом ($\rho = 800 \text{ кг/м}^3$) имеется круглый люк диаметром $d = 0,5 \text{ м}$, закрытый полусферической крышкой (рис. 4.5). Высота жидкости в резервуаре над осью люка $H = 3 \text{ м}$, вакуум на ее свободной поверхности $p_* = 4,9 \text{ кПа}$.

Определить горизонтальную и вертикальную составляющие силы давления жидкости на крышку люка, а также величину их равнодействующей и ее направление.

Решение. 1. Найдем положение пьезо-метрической плоскости, необходимой для определения объема тела давления. Так как на свободной поверхности жидкости — вакуум, пьезометрическая плоскость будет лежать ниже на расстоянии

$$h_n = \frac{p_*}{\rho g} = \frac{4,9 \cdot 10^3}{800 \cdot 9,8} = 0,625 \text{ м.}$$

2. Определим вертикальную составляющую силы давления жидкости на крышку.

Пьезометрическая плоскость лежит выше оси крышки на $h = H - h_n = 3 - 0,625 = 2,375 \text{ м}$, следовательно, сила давления направлена наружу.

Для верхней половины крышки люка вертикальная составляющая направлена вверх, и ее величина определяется весом тела давления, заштрихованного на рисунке 4.5 «справа вниз». Объем этого тела давления равен разности объемов полуцилиндра высотой h и четверти шара.

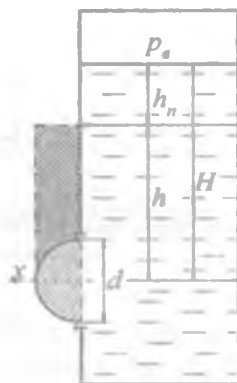


Рис. 4.5

Для нижней половины крышки вертикальная составляющая силы давления направлена вниз. Объем тела давления для этого случая равен сумме объемов полуцилиндра и четверти шара (на рис. 4.5 заштриховано «слева вниз»).

Результирующая вертикальная сила равна разности этих двух сил, направлена вниз, и объем ее тела давления равен объему жидкости в крышке люка. Поэтому

$$P_z = \rho g V_{\text{м.д}} = \frac{1}{12} \rho g \pi d^3 = \frac{\pi}{12} 800 \cdot 9,8 \cdot 0,5^3 = 257 \text{ Н.}$$

Линия действия этой силы проходит через центр тяжести объема крышки люка на расстоянии от ее основания:

$$P_x = \frac{3}{16} d = \frac{3 \cdot 0,5}{16} = 0,094 \text{ м.}$$

3. Определим горизонтальную составляющую силы давления жидкости на крышку.

$$P_x = (P_m + P_a) s_e = \rho g h \frac{\pi d^2}{4} = 800 \cdot 9,8 \cdot 2,375 \cdot 3,14 \frac{0,25}{4} = 3,65 \text{ кН.}$$

Сила направлена параллельно оси x , а линия ее действия лежит ниже этой оси, на

$$\frac{J}{I_m s_e} = \frac{\pi d^4}{64 h \pi d^2} = \frac{d^2}{16 h} = \frac{0,5^2}{16 \cdot 2,375} = 6,6 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

4. Определим равнодействующую сил давления:

$$|\bar{P}| = \sqrt{P_x^2 + P_z^2} = \sqrt{(3,65 \cdot 10^3)^2 + (0,257 \cdot 10^3)^2} = 3,66 \text{ кН.}$$

Косинус угла α между осью x и линией действия этой силы:

$$\cos \alpha = \frac{P_x}{|\bar{P}|} = \frac{3,65 \cdot 10^3}{3,66 \cdot 10^3} = 0,997,$$

откуда $\alpha \approx 4^\circ$.

Задача 4.2. Определить силу, точку приложения и направление ее действия. если вода действует на затвор диаметром $D = 2$ м, шириной $B = 3$ м (рис. 4.6).

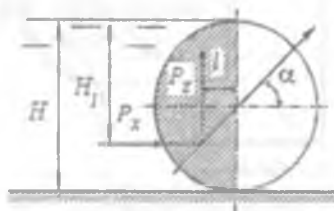


Рис. 4.6

Решение:

1. Сила, действующая на вертикальную проекцию P_x :

$$P_x = \rho g h_c \omega = \rho g \frac{D}{2} DB = 1000 \cdot 9,81 \cdot \frac{2}{2} \cdot 2 \cdot 3 = 58,86 \text{ кН}.$$

2. Вертикальная составляющая силы

$$P_z = \rho g v = \rho g \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi D^2}{4} B = 1000 \cdot 9,81 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi 2^2}{4} \cdot 3 = 4623 \text{ кН}.$$

3. Полная сила гидростатического давления

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2} = \sqrt{(58,86)^2 + (46,23)^2} = 74,84 \text{ кН}.$$

4. Угол наклона результирующей силы с горизонтальной осью

$$\alpha = \arctg \frac{P_z}{P_x} = \arctg \frac{46,23}{58,86} = 30^\circ 15'.$$

Сила P проходит через центр окружности и приложена в точке D .

Задача 4.3. На боковой поверхности резервуара, заполненного водой, имеется полусферическая крышка диаметром $d = 0,8 \text{ м}$ (рис.4.7). Определить горизонтальную и вертикальную составляющие сил давления жидкости на крышку при показании вакуумметра $p_v = 10 \text{ кПа}$.

Решение: Находим положение пьезометрической плоскости, вертикальное расстояние от которой до центра тяжести (точка C) вертикальной проекции полусферической крышки h_c равно вакуумметрической высоте.

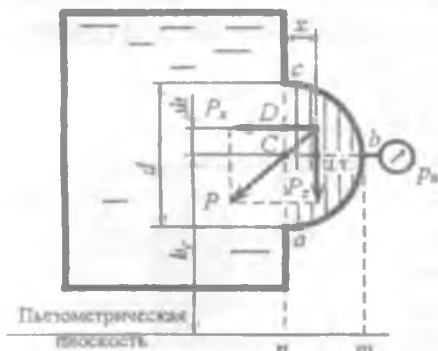


Рис.4.7

В технике избыточное давление и соответствующая ему пьезометрическая высота, измеряемая от пьезометрической плоскости, приняты положительными, а вакуумметрическое давление и вакуумметрическая высота – отрицательными. Тогда

$$h_c = h_n = \frac{p_v}{\rho g} = \frac{-10 \cdot 10^3}{10^3 \cdot 10} = -1 \text{ м}.$$

Горизонтальная составляющая давления жидкости на полусферическую крышку

$$P_x = \rho g h_c \omega_x \text{ или } P_x = p_v \omega_x.$$

Так как площадь вертикальной проекции крышки есть круг диаметром $d = 0.8$ м, то

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

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

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

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

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

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

Вертикальная составляющая давления на нижнюю четверть сферической крышки направлена вверх

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

Следовательно, вертикальная составляющая на всю полусферическую крышку

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

и направлена вниз.

Линия действия силы P_z проходит через центр тяжести объема тела давления (объема полусферы), т.е. на расстоянии x от центра кривизны полусферы. Равнодействующая сила P проходит через центр кривизны.

Следовательно, расстояние x от центра кривизны полусферы до линии действия силы P_z можно найти из соотношения

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

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

Задача 4.4. Секторный щит радиуса R и шириной B (рис.4.8) перегораживает канал с жидкостью. Определить силу давления жидкости и направление ее действия.

Решение: Вертикальная составляющая силы давления $P_z = \rho g V_{м.о.}$, где $V_{м.о.} = \pi R^2 B/4$ (пьезометрическая поверхность в этой задаче совпадает со свободной поверхностью жидкости в канале, так как на ней давление атмосферное).

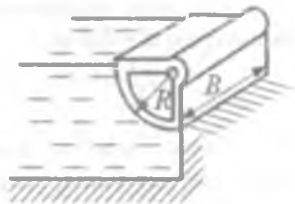


Рис. 4.8

Сила P_z приложена в центре тяжести объема тела давления и направлена вверх, так как любая элементарная сила давления жидкости dP в любой точке щита дает при разложении вертикальную составляющую, направленную вверх.

2. Горизонтальная составляющая силы давления

$$P_x = (p_m - p_a) s_x = \rho g \frac{R}{2} RB$$

направлена слева направо (все dP направлены от жидкости к стенке).

3. Результирующая сила давления жидкости

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2} = \rho g BR^2 \sqrt{\frac{x^2}{16} + \frac{1}{4}} \approx 0,93 \rho g BR^2.$$

направлена по радиусу к оси щита; угол ее наклона к горизонту определяется из выражения:

$$\cos \alpha = P_x / P = 1 / (2 \cdot 0,93) = 0,538.$$

Следовательно, $\alpha = 57^\circ 27'$.



ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

4.1. Шаровой резервуар диаметром $d = 4$ м целиком заполнен жидкостью плотностью $\rho = 10^3$ кг/м³. В верхней точке жидкости в резервуаре давление атмосферное. Определить величины и направления сил, действующих на верхнюю и боковую полусферы.

4.2. Решить задачу 2.3.1, считая, что в верхней точке жидкости в резервуаре давление: 1) избыточное, $p_n = 4,9$ кПа; 2) вакуумное, $p_n = 4,9$ кПа.

4.3. Горизонтальный цилиндрический резервуар (рис. 4.9), днища которого представляют собой полусферы радиусом $R = 0,6$ м, заполнен водой под давлением. Манометр показывает избыточное

давление $P_m = 0,2 \text{ атм} = 19620 \text{ Па}$, длина $L = 2,4 \text{ м}$. Вычислить усилия, разрывающие резервуар по сечению А-А, и усилия, отрывающие днище резервуара (сечения Б-Б).

4.4. Определить силу F давления жидкости плотностью $\rho = 946 \text{ кг/м}^3$ (рис. 4.10) на 1/4 часть цилиндрической поверхности радиусом $R = 3 \text{ м}$ и шириной $b = 6 \text{ м}$.

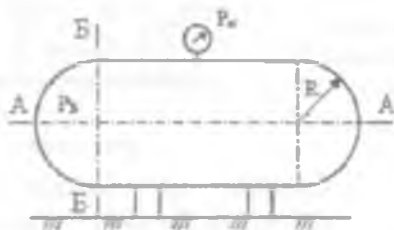


Рис. 4.9

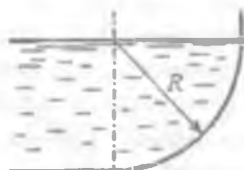


Рис. 4.10

4.5. Цилиндрический резервуар (рис. 4.11) для хранения мазута диаметром $D = 4,0 \text{ м}$ имеет полусферическую крышку и сообщается с атмосферой через трубу диаметром $d = 0,2 \text{ м}$. Определить вертикальную составляющую силы гидростатического давления мазута на крышку, если $H_1 = 4,0 \text{ м}$, $H_2 = 8,0 \text{ м}$, плотность мазута $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$.

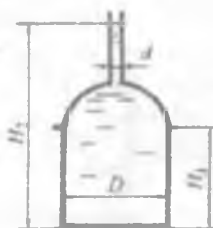


Рис. 4.11

4.6. Вертикальный цилиндрический резервуар ($d = 2 \text{ м}$) закрыт сверху полусферической крышкой того же диаметра весом $19,6 \text{ кН}$ и целиком заполнен водой. Затем в отверстие в верхней части крышки ввернули вертикальную трубку пренебрежимо малого диаметра и залили в нее воду.

Определить:

1) при какой высоте воды в трубке вертикальная составляющая силы давления жидкости уравновесит вес крышки?

2) как должна измениться эта высота, если в трубке находится не вода, а керосин ($\rho_k = 810 \text{ кг/м}^3$)?

4.7. Построить тело давления и определить величину и направление силы гидростатического давления воды на полусферическую крышку диаметром $d = 1,0$ м, $H = 2,0$ м (рис.4.12).



Рис. 4.12

4.8. Цилиндрический резервуар сварен из двух полуцилиндрических частей и целиком заполнен жидкостью (рис. 4.13).

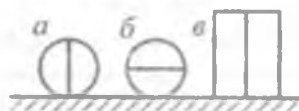


Рис. 4.13

Определить, при каком положении резервуара (*а*, *б* или *в*)

растягивающие усилия, действующие на сварной шов, минимальны. Длина резервуара больше его диаметра, заливочное отверстие всегда находится в верхней его части и открыто.

4.9. Построить тело давления и определить силу, отрывающую полусферическую крышку от основания резервуара (рис. 4.14). Резервуар заполнен водой, диаметр крышки $d = 1,2$ м, $H = 3,0$ м, $h = 1,0$ м.



Рис. 4.14

4.10. Построить тело давления и определить силу, прижимающую полусферическую крышку диаметром $d = 1,2$ м к основанию резервуара (рис. 4.15). Резервуар заполнен водой, глубина воды $H = 3,0$ м.



Рис. 4.15

4.11. Построить тело давления и определить силу, отрывающую полусферическую крышку диаметром $d = 1,2$ м от основания резервуара (рис.4.16). Резервуар заполнен водой, глубина воды $H = 2,5$ м.



Рис.4.16

4.12. Определить величину и направление силы давления воды на боковую поверхность цилиндрического затвора диаметром $d = 1,6$ м и длиной $l = 4,0$ м (рис. 4.17).

Глубина воды $H = 3,0$ м.

4.13. Определить горизонтальную и вертикальную составляющие силы гидростатического давления нефти плотностью $\rho = 850$ кг/м³ на выпуклую торцовую стенку, если $D = 3,5$ м, $H = 2,1$ м, а объем выпуклой части (на рис. 4.18. заштрихован) $V = 1,5$ м³.

4.14. Определить величину и направление силы давления воды на затвор ab (рис. 4.19). Радиус затвора $R = 1,0$ м, ширина $b = 5,0$ м. Глубина воды $H = 4,0$ м.

4.15. Резервуар, донная часть которого имеет форму полусферы, наполнен водой (рис. 4.20). Построить тело давления и определить вертикальную составляющую силы гидростатического давления жидкости на полусферическое дно, если радиус сферы $R = 2,6$ м, глубина жидкости в резервуаре $H = 3,8$ м.

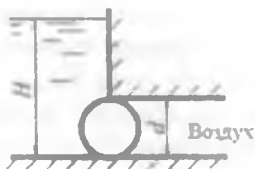


Рис. 4.17

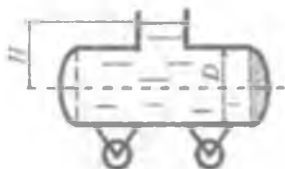


Рис. 4.18

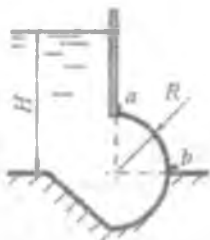


Рис. 4.19

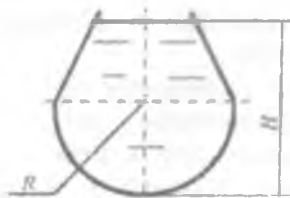


Рис. 4.20

4.16. Определить силу давления жидкости P на полусферическую крышку (рис. 4.21) и угол ее наклона к горизонту α при следующих данных:

радиус сферы $R = 1,0$ м, глубина жидкости $H = 0,4$ м, плотность жидкости $\rho = 850$ кг/м³.

4.17. Построить тело давления, определить силу давления жидкости, которая отрывает полусферическую крышку резервуара от основания (рис. 4.22), и угол ее наклона к горизонту α при следующих данных: радиус сферы $R = 1,6$ м, относительная плотность жидкости $\delta = 0,9$, манометрическое давление $p_m = 8$ кПа.

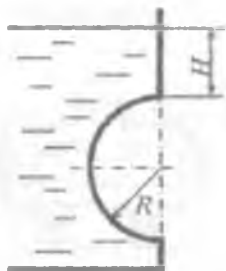


Рис. 4.21

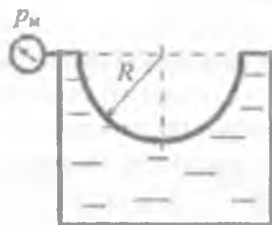


Рис. 4.22

4.18. Резервуар, донная часть которого имеет полусферу, наполнен водой (рис. 4.23). Построить тело давления и определить силу давления воды на полусферу, если радиус сферы $R = 1,4$ м, глубина жидкости в резервуаре $H = 2,5$ м, избыточное давление в резервуаре $p_{0в} = 5,5$ кПа.

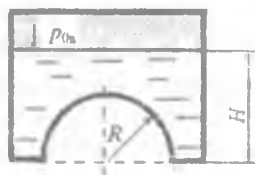


Рис. 4.23

4.19. Определить силу, разрывающую цистерну, заполненную нефтью ($\rho_n = 850$ кг/м³), в плоскости 1-1 при следующих исходных данных: $L = 10$ м, $D = 2$ м, $h = 1,3$ м, $d = 0,8$ м (рис. 4.24).

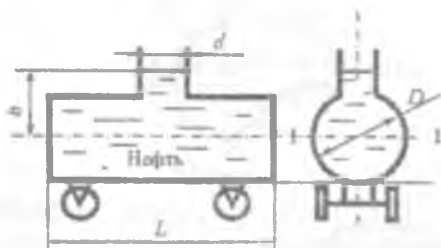


Рис. 4.24

4.20. По дну водоема на глубине $H = 10$ м проложен трубопровод диаметром $D = 500$ мм (рис. 4.25), по которому под избыточным давлением $p_n = 1,0$ МПа перекачивается нефть ($\rho_n = 880$ кг/м³). Определить усилие, разрывающее трубопровод в плоскости 1-1.



Рис. 4.25

4.21. Определить силы давления жидкости на плоскую и полусферическую крышки люков диаметром $d = 0,8$ м. Найти точки приложения сил. В правой части (рис. 4.26) резервуара – вода ($\rho_v = 1000$ кг/м³), в левой – жидкость плотностью $\rho_{ж} = 1300$ кг/м³. Другие данные: $M_1 = 22$ кПа; $M_2 = 12$ кПа; $h = 1,2$ м.

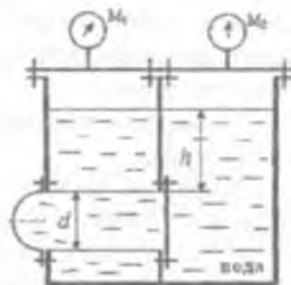


Рис. 4.26

ГЛАВА 5. ОТНОСИТЕЛЬНОЕ РАВНОВЕСИЕ ЖИДКОСТЕЙ

5.1. Общие сведения

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

Рассмотрим некоторые случаи равновесия жидкости в движущихся сосудах.

1. Жидкость находится в сосуде, который движется прямолинейно в горизонтальном направлении с постоянным ускорением $+a$ (рис. 5.1, а) или с постоянным замедлением $-a$ (рис. 5.1, б).

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

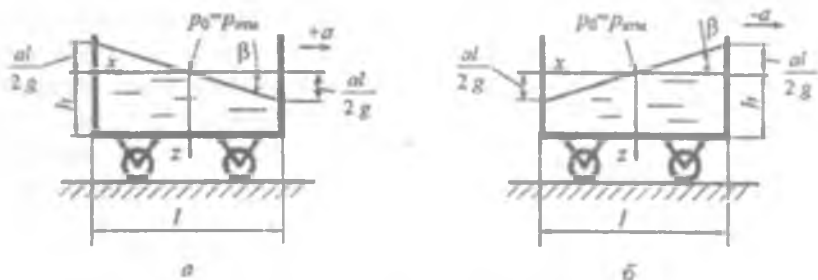


Рис. 5.1

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

$$p = p_0 + \rho(gz + ax). \quad (5.1)$$

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

$$gz = -ax \quad (5.2)$$

или

$$\frac{z}{x} = \operatorname{tg} \beta = -\frac{a}{g}, \quad (5.3)$$

где β - угол наклона свободной поверхности жидкости к горизонту.

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

$$p_n = \rho g \left(z + \frac{a}{g} x \right), \quad (5.4)$$

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

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

Силы давления жидкости на плоские стенки в рассматриваемом случае равновесия, благодаря однородности поля массовых сил, определяются зависимостями, которые используются в случае равновесия жидкости в неподвижном сосуде.

2. Жидкость находится в сосуде, который движется прямолинейно с углом наклона к горизонту α и с постоянным ускорением $+a$ (рис. 5.2, а) или с постоянным замедлением $-a$ (рис. 5.2, б).
- 3.

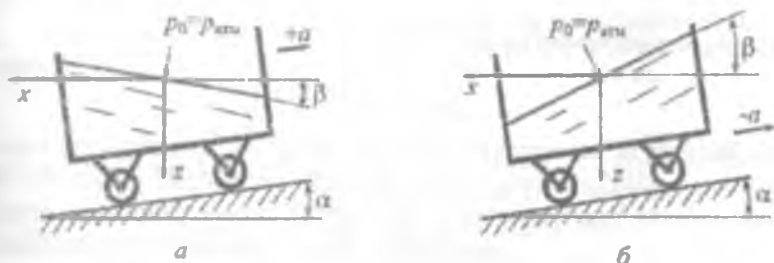


Рис. 5.2

Давление в любой точке жидкости определяется по формуле

$$p = p_0 + \rho g \left(1 + \frac{a}{g} \sin \alpha \right) \left(z + \frac{a}{g} x \right). \quad (5.5)$$

В формуле (5.5) величина $z + \frac{a}{g} x$ есть глубина погружения по вертикали от пьезометрической плоскости до точки, в которой

определяется давление, а угол α принимается со знаком «плюс» при движении сосуда на подъеме и со знаком «минус» на спуске.

Силу давления P на криволинейную стенку можно определить также из условия относительного равновесия жидкости объемом V , заключенной между криволинейной стенкой и плоским сечением, проведенным через граничный контур стенки (рис. 5.3):

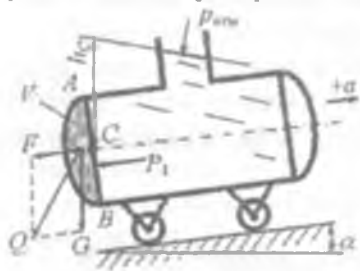


Рис. 5.3

h_c - расстояние по вертикали от пьезометрической плоскости до центра тяжести сечения ACB (точка C); ω - площадь сечения ACB ; G - вес жидкости объемом V ,

$$G = \rho g V;$$

F - сила инерции жидкости, заключенной в объеме V ,

Q - суммарная массовая сила,

$$Q = G + F.$$

3. Жидкость находится в сосуде, который, движется по горизонтальному закруглению с постоянной скоростью (рис. 5.4). В данном случае на жидкость действуют поверхностные силы, массовые силы тяжести и инерции. Поверхность равного давления является наклонной плоскостью.

Давление в любой точке жидкости определяется по формуле

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

где w - центробежное ускорение; при условии $R > x$

$$w = \omega^2 R$$

или

$w = \frac{v^2}{R}$; ω – угловая скорость движения сосуда; R – радиус

закругления; v – линейная скорость движения сосуда.

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

Поверхность уровня представляет собой параболоид вращения, ось которого совпадает с осью вращения сосуда (рис. 5.5).

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

$$z - z_0 = \frac{\omega^2 r^2}{2g}, \quad (5.6)$$

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

Высота параболоида

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

где R – радиус сосуда.

Закон распределения давления в жидкости выражается уравнением

$$p = p_0 + p \frac{\omega^2 r^2}{2} - pg(z - z_0), \quad (5.7)$$

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

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

$$p = p_0 + \rho gh.$$

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

$$p_* = \rho gh.$$

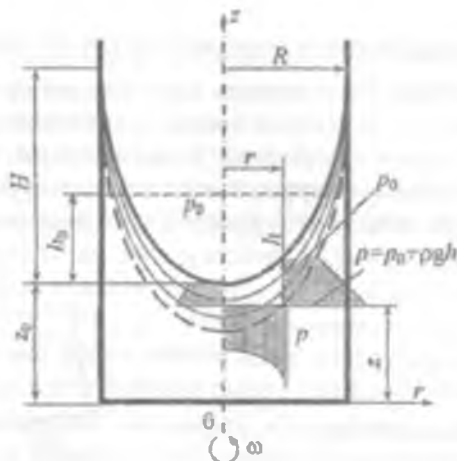


Рис. 5.5

Из уравнения (5.7) следует параболический закон распределения давления по радиусу (рис. 5.5).

Если обозначить расстояние между первоначальным уровнем жидкости (до вращения сосуда) и вершиной параболоида h_0 (рис. 5.6), то

$$h = \frac{H}{2}.$$

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

$$V = \frac{\pi R^2}{2} H;$$

объем жидкости во вращающемся цилиндрическом сосуде в случае, когда свободная поверхность жидкости пересекает дно сосуда (рис. 5.6),

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

Когда свободная поверхность отсутствует, положение пьезометрической поверхности определяется из условия, что она проходит через точку жидкости, давление в которой равно атмосферному. На рис. 5.7 заштрихована площадь сечения тела давления на верхнюю крышку сосуда вертикальной плоскостью, проходящей через ось вращения.

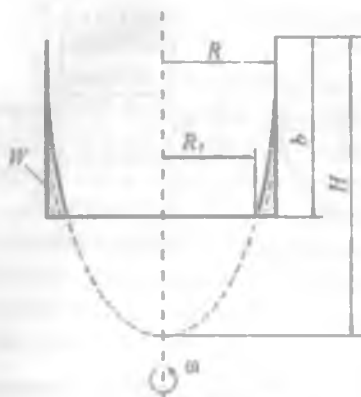


Рис. 5.6

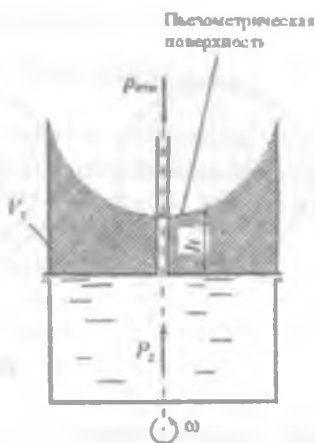


Рис. 5.7

Сила давления жидкости на вертикальную крышку

$$P_z = \rho g V_z,$$

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

5. Жидкость находится в сосуде, равномерно вращающемся вокруг горизонтальной оси. В данном случае жидкость также подвержена воздействию массовых сил тяжести и центробежной силы. Поверхности равного давления представляют концентрически расположенные боковые поверхности цилиндров, оси которых горизонтальны и смещены относительно оси Ox на величину эксцентриситета $e = \frac{g}{\omega^2}$ (рис. 5.8, а).

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

При данном условии поверхности уровня представляют собой концентричные цилиндры с осями, совпадающими с осью вращения сосуда (рис. 5.8, б). Закон распределения давления для этого случая имеет вид

$$p = p_0 + \rho \frac{\omega^2 (r^2 - r_0^2)}{2}, \quad (5.8)$$

где p_0 - давление в точках цилиндрической поверхности радиусом r_0 ;

p - давление в точках цилиндрической поверхности радиусом r .

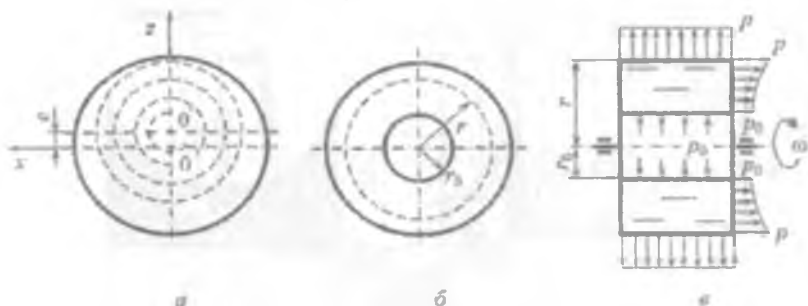


Рис. 5.8

Закон распределения давления (5.8) по радиусу является параболическим.

Эпюры давления представлены на рис. 5.8, в. Если сила тяжести мала по сравнению с центробежной, то формула (5.8) может применяться при любом расположении оси вращения сосуда.

Вопросы для самопроверки

1. Какие силы действуют на жидкость при ее относительном покое?

2. Какова форма изобарических поверхностей в жидкости и описывающее их уравнение при прямолинейном движении сосуда с постоянным ускорением?

3. Какова форма изобарических поверхностей в жидкости и описывающее их уравнение при вращении сосуда с постоянной угловой скоростью и вертикальной осью вращения?

4. Каков закон распределения давления в жидкости по вертикали при ее относительном покое?

5. В чем сходство и различие формул для определения горизонтальной составляющей силы давления жидкости на криволинейную поверхность и силы давления на плоскую поверхность?



ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 5.1. Сосуд с прямоугольным основанием $L \times B$ наполнен водой до высоты h и движется по горизонтальной поверхности с ускорением a (рис. 5.9). Определить избыточное давление воды на дно сосуда у передней и задней стенок в точках 1 и 2.

Решение. При горизонтальном движении сосуда с ускорением a свободная поверхность жидкости станет наклонной к горизонту под углом β . Так как $a = j$, то

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

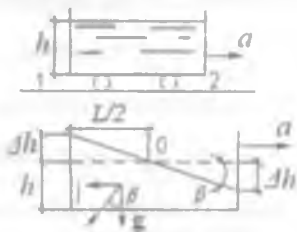


Рис. 5.9

Учитывая, что объем воды не изменяется, поэтому свободная поверхность повернется вокруг оси 0, расположенной на середине длины сосуда, а повышение и понижение свободной поверхности у торцовых стенок будет одинаковым и равным Δh .

$$\Delta h = \frac{L}{2}, \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{L a}{2 g}.$$

Избыточное давление в точке 1 будет равно:

$$p_1 = \rho g \cdot (h - \Delta h) = \rho g \left(h - \frac{L a}{2 g} \right).$$

В точке 2 избыточное давление составит:

$$p_2 = \rho g \cdot (h + \Delta h) = \rho g \left(h + \frac{L a}{2 g} \right).$$

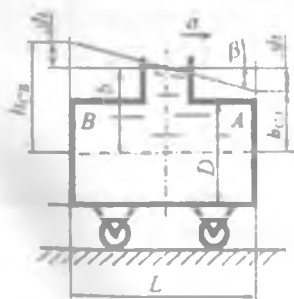


Рис. 5.10

падения $g = 10 \text{ м/с}^2$.

Задача 5.2. Цистерна диаметром $D = 1,2 \text{ м}$ и длиной $L = 2,5 \text{ м}$, наполненная нефтью (относительная плотность $\delta = 0,9$) до высоты $b = 1 \text{ м}$, движется горизонтально с постоянным ускорением $a = 2 \text{ м/с}^2$ (рис. 5.10). Определить силы давления на плоские торцовые крышки A и B цистерны. Ускорение свободного

Решение: При горизонтальном движении сосуда с ускорением a свободная поверхность жидкости наклонится к горизонту под углом β , определяемым из условия

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

Вычислим величину Δh , на которую опустится нефть у передней стенки A и поднимется у задней стенки B :

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

Сила давления нефти на крышку A

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

Сила давления нефти на крышку B

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

Задача 5.3. Цистерна, заполненная нефтью (относительная плотность $\delta = 0,9$), движется на спуске с уклоном $i = 0,105$. Диаметр горловины $d = 0,7$ м, а высота горловины над поверхностью нефти в неподвижной цистерне на горизонтальной плоскости (рис. 5.11) $\Delta b = 0,2$ м. Определить ускорение, при котором нефть поднимется до передней кромки горловины.

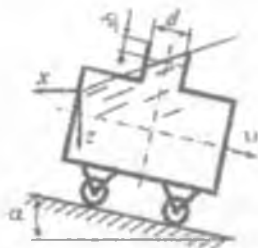


Рис. 5.11

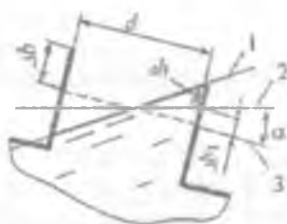


Рис. 5.12

Решение: Уклон спуска $i = \operatorname{tg} \alpha$. Тогда угол наклона плоскости движения к горизонту $\alpha = 6^\circ$. Выражение

$$\frac{z}{x} = \operatorname{tg} \beta = -\frac{a}{g},$$

для условий данной задачи принимает вид (рис. 5.12)

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

На рис. 5.12 обозначено:

- 1 – свободная поверхность нефти при движении цистерны с замедлением;
- 2 – горизонтальная плоскость;
- 3 – плоскость движения цистерны.

Определяем Δh :

$$\Delta p = (\Delta h - \Delta h_1) \cos a \quad \text{или} \quad \Delta h = \left(\Delta b - \frac{d}{2} \operatorname{tg} a \right) \cos a.$$

Тогда ускорение, с которым движется цистерна,

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

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

Задача 5.4. Цистерна, заполненная дизельным топливом, движется со скоростью $v = 36 \text{ км/ч}$ по горизонтальному закруглению радиусом $R = 300 \text{ м}$. Определить угол наклона свободной поверхности дизельного топлива (рис. 5.13).

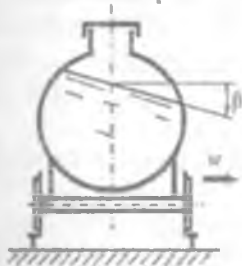


Рис. 5.13

Решение. Используя формулу $w = \frac{v^2}{R}$,

определим центробежное ускорение. Значения величин в формулу подставляем в основных единицах системы СИ:

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

Из выражения

$$\frac{z}{x} = \operatorname{tg} \beta = -\frac{w}{g},$$

определим угол наклона свободной поверхности дизельного топлива:

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

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

Задача 5.5. Цилиндрический сосуд диаметром $D_1 = 300$ мм и высотой $L = 250$ мм, имеющий в верхней крышке центральное отверстие диаметром $D_2 = 200$ мм, заполнен нефтью плотностью $\rho = 900$ кг/м³ до высоты $B = 180$ мм (рис. 5.14). Определить угловую скорость сосуда, при которой жидкость начнет выливаться из него, и силу давления на верхнюю крышку при этой угловой скорости.

Решение: Жидкость начнет выливаться из сосуда, когда ее свободная поверхность по мере увеличения угловой скорости достигнет кромки отверстия в верхней крышке. При этом вершина параболоида свободной поверхности в зависимости от объема жидкости в сосуде может располагаться ниже или выше дна сосуда. Прежде всего, найдем, какому объему нефти в сосуде соответствует параболоид 1, вершина которого касается дна (рис. 5.15):

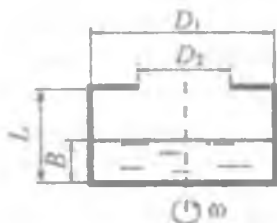


Рис. 5.14

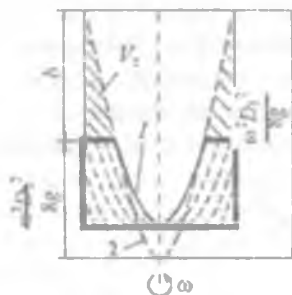


Рис. 5.15

$$V = \frac{\pi D_1^2}{4} L - \frac{1}{2} \frac{\pi D_2^2}{4} L = \frac{\pi}{4} L \left(D_1^2 - \frac{D_2^2}{2} \right) = \frac{3,14}{4} 0,25 \left(0,3^2 - \frac{0,2^2}{2} \right) = 1,374 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3$$

Определим объем нефти в сосуде

$$V_n = \frac{\pi D_1^2}{4} B = \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} 0,18 = 1,272 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Так как $V_n < V$, то имеем случай, когда вершина параболоида 2 располагается ниже дна сосуда. Используя формулу (6.24), запишем условие неизменности объема нефти в сосуде:

$$V_n = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) L + \frac{\pi g}{\omega^2} L^2.$$

Откуда

$$\omega = \sqrt{\frac{\pi g L^2}{V_2 - \frac{\pi}{4}(D_1^2 - D_2^2)L}} = \sqrt{\frac{3,14 \cdot 9,81 \cdot 0,25^2}{1,272 \cdot 10^{-3} - \frac{3,14}{4}(0,3^2 - 0,2^2)0,25}} = 25,4 \text{ с}^{-1}.$$

Сила давления жидкости на крышку определяется по формуле:

$$P = \rho g V_2 = \rho g \frac{\pi g}{\omega^2} b^2 = \rho g \frac{\pi g}{\omega^2} \left(\frac{\omega^2 D_1^2}{8g} - \frac{\omega^2 D_2^2}{8g} \right)^2 = \frac{\rho \pi \omega^2}{64} (D_1^2 - D_2^2)^2 =$$

$$= \frac{900 \cdot 3,14 \cdot 25,4^2}{64} (0,3^2 - 0,2^2)^2 = 71,2 \text{ Н}.$$



ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

5.1. Сосуд длиной $L = 1$ м, шириной $b = 0,5$ м и высотой $H = 0,7$ м заполнен водой до высоты $h = 0,5$ м. Определить ускорение сосуда при движении его по горизонтальной плоскости, при котором из сосуда выльется половина воды (рис. 5.16).

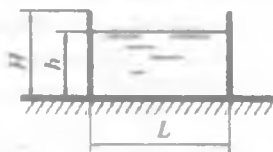


Рис. 5.16

5.2. Закрытый призматический сосуд длиной $L = 2$ м, высотой $H = 1$ м, шириной $b = 1$ м, перемещающийся горизонтально с постоянным ускорением $a = 6$ м/с², заполнен водой до высоты $h = 0,5$ м. Определить силы давления на торцовые стенки A и B , если давление на свободной поверхности жидкости в сосуде $p_{0\text{ли}} = 0,2 \cdot 10^5$ Па (рис. 5.17).

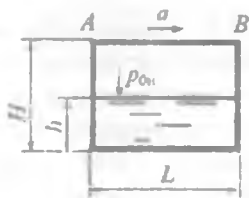


Рис. 5.17

5.3. Определить силу давления воды на дно ведра, поднимаемого с ускорением $a = 1$ м/с², если диаметр ведра $d = 0,2$ м, вода налита до высоты $h = 0,4$ м (рис. 5.18).



Рис. 5.18

5.4. Цистерна диаметром $D = 2,4$ м и длиной $L = 5,0$ м, наполненная нефтью (относительная плотность $\delta = 0,9$) до высоты $b = 2$ м, движется горизонтально с постоянным ускорением $a = 2 \text{ м/с}^2$ (рис. 5.19). Определить силы давления на сферические крышки A и B цистерны, если объем (на рис. 5.19 заштрихован) $V = 0,5 \text{ м}^3$. Ускорение свободного падения $g = 10 \text{ м/с}^2$.

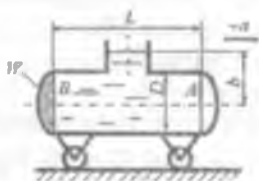


Рис. 5.19

5.5. По наклонной под углом $\alpha = 45^\circ$ к горизонту под действием силы тяжести скользит с постоянным ускорением $a = 5,0 \text{ м/с}^2$ призматический сосуд, целиком заполненный водой (рис. 5.20). Сосуд закрыт крышкой с малым отверстием, расположенным на расстоянии $l = 0,5$ м от передней стенки. Найти силу давления на крышку 1, стенки 2 и 3, дно 4, считая, что жидкость из сосуда не выливается, а размер $b = 1$ м.

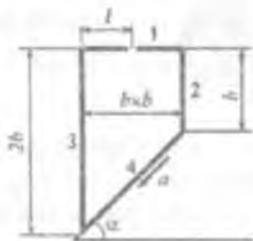


Рис. 5.20

5.6. Цилиндрический сосуд, заполненный до высоты $h = 0,1$ м жидкостью плотностью $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$, движется с ускорением $a = g$ (рис. 5.21). Определить силы, действующие на крышки A и B , если $L = 1$ м, $D = 0,5$ м. Избыточное давление в горловине считать равным нулю, а расстояние $l = 0,1$ м.

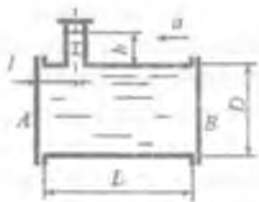


Рис. 5.21

5.7. В сосуд высотой $H = 0,3$ м залита жидкость до уровня $h = 0,2$ м. Определить, до какой угловой скорости можно раскрутить сосуд, с тем, чтобы жидкость не выплеснулась из него, если диаметр $D = 100$ мм (рис. 5.22).

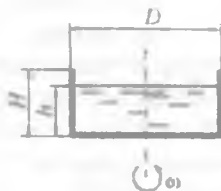


Рис. 5.22

5.8. Определить, какой объем воды останется в открытом сосуде при вращении его с угловой скоростью $\omega = 10$ с⁻¹, если диаметр сосуда $d = 0,60$ м, а высота $H = 0,40$ м (рис. 5.23).

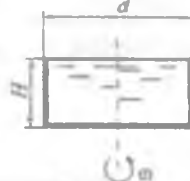


Рис. 5.23

5.9. Определить диаметр d сосуда, наполненного водой и вращающегося с постоянной угловой скоростью $\omega = 10$ с⁻¹, чтобы разность уровней у стенки и в нижней точке свободной поверхности не превышала $\Delta h = 0,86$ м (рис. 5.24).

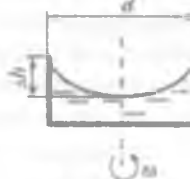


Рис. 5.24

5.10. Сосуд диаметром $d = 0,60$ м и высотой $H = 1,5$ м, наполненный водой до высоты $h = 1,0$ м, вращается с постоянной угловой скоростью $\omega = 10$ с⁻¹. Определить максимальное избыточное давление на дно сосуда (рис. 5.25).

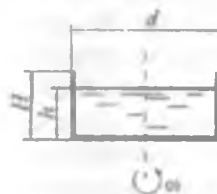


Рис. 5.25

5.11. Цилиндрический сосуд диаметром $D = 90$ мм вращается на вертикальном валу диаметром $d = 2$ мм (рис. 5.26). Определить минимальную угловую скорость ω , при которой жидкость не соприкасается с валом, если первоначально сосуд был заполнен до уровня $h = 0,06$ м. Считать, что жидкость не поднимается до крышки сосуда.

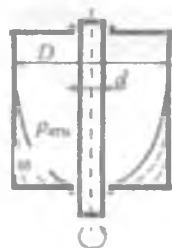


Рис. 5.26

5.12. Внутри тормозного барабана с внутренним диаметром $D = 380 \text{ мм}$ и шириной $b = 210 \text{ мм}$, вращающегося с частотой вращения $n = 1000 \text{ об/мин}$, находится охлаждающая вода в объеме $V = 6 \text{ л}$ (рис. 5.27). Определить избыточное давление, оказываемое водой на внутреннюю поверхность барабана, если угловая скорость вращения воды равна угловой скорости вращения барабана.

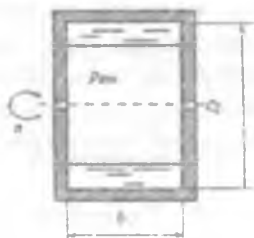


Рис. 5.27

5.13. Призматический сосуд, перемещающийся горизонтально с постоянным ускорением, разделен плоской перегородкой на два отсека, заполненных одинаковой жидкостью до высот $h_1 = 1,0 \text{ м}$ и $h_2 = 1,5 \text{ м}$. Определить ускорение, при котором суммарная сила давления воды на перегородку равна нулю (рис. 5.28).

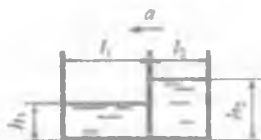


Рис. 5.28

5.14. В бензобаке автомобиля, имеющего размеры: длина $L = 0,5 \text{ м}$, ширина $b = 0,4 \text{ м}$, высота $H = 0,2 \text{ м}$, расстояние $h = 10 \text{ мм}$ (рис. 5.29), осталось 7 л бензина. Определить, с каким ускорением при движении автомобиля в горизонтальной плоскости возникнут перебои в подаче топлива. Считать, что бензопровод установлен в центре горизонтальной проекции бака, а его диаметр мал по сравнению с длиной бака.

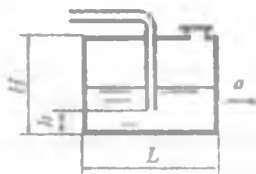


Рис. 5.29

5.15. Самосвал, имеющий открытый кузов в форме параллелепипеда, движется по закруглению дороги радиусом $R = 100$ м со скоростью 60 км/ч. Проверить, будет ли выливаться раствор из кузова, если размеры кузова: длина $L = 3$ м, высота $H = 0,8$ м, ширина $B = 1,8$ м. Объем раствора $V = 3,0$ м³. Дорога выполнена с виражом, поперечный уклон которого $i = 0,05$ (рис. 5.30).

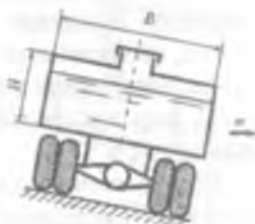


Рис. 5.30

5.16. Танкер движется прямолинейно с ускорением $a = 0,5$ м/с² (рис. 5.31). Определить силу давления на среднюю поперечную переборку, если высота и ширина переборки соответственно $H = 6$ м, $B = 4$ м, расстояние между переборками $L = 10$ м, высота налива топлива при равномерном прямолинейном движении $h = 0,8 H$, плотность топлива $\rho = 800$ кг/м³.



Рис. 5.31

5.17. При развороте скутера (малогабаритное быстроходное судно) по радиусу $R = 50$ м угол крена достигает $\alpha = 25^\circ$ (рис. 5.32). Определить скорость движения скутера, если поверхность топлива ($\rho = 800$ кг/м³) в баке останется неизменной по отношению к баку.



Рис. 5.32

5.18. Цилиндрический сосуд радиусом $R = 100$ мм, заполненный водой на $3/4$ своего объема, вращается равномерно с частотой $n = 10000$ об/мин относительно своей оси (рис. 5.33). Определить силу давления воды на торцовую поверхность сосуда.

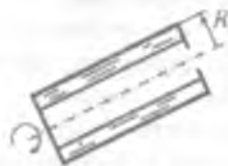


Рис. 5.33

5.19. Определить силу давления на верхнюю половину шара радиусом $R = 0,6$ м, заполненного водой, при $h = 1,2$ м в следующих случаях:

1) шар вращается с угловой скоростью $\omega = 12 \text{ с}^{-1}$.

2) шар свободно падает, вращаясь с угловой скоростью $\omega = 12 \text{ с}^{-1}$ относительно своей вертикальной оси (рис. 5.34).

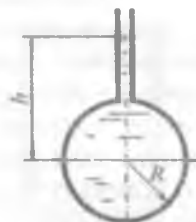


Рис. 5.34

5.20. Цистерна, заполненная нефтью, движется со скоростью $v = 36 \text{ км/ч}$ по закруглению радиусом $R = 300$ м (рис. 5.35). Определить превышение верха наружного рельса над внутренним, при котором поверхность нефти в цистерне будет параллельна плоскости железнодорожных путей.



Рис. 5.35

5.21. Самолет выполняет разворот в горизонтальной плоскости, наклоняя плоскости крыльев под углом 45° к горизонту. Определить радиус поворота самолета, если поверхность бензина в баке была параллельна плоскости крыльев, а скорость движения самолета $v = 250 \text{ км/ч}$.

5.22. Закрытый заполненный водой сосуд диаметром $D = 300$ мм и высотой $H = 400$ мм сообщается с атмосферой через малое отверстие, расположенное по оси сосуда в верхнем торце (рис. 5.36). Определить силу, действующую на верхнюю торцовую поверхность сосуда, и силу, разрывающую боковую поверхность по образующей, если угловая скорость вращения его относительно своей вертикальной оси $\omega = 20 \text{ с}^{-1}$.



Рис. 5.36

5.23. Цилиндрический сосуд (рис. 5.37) диаметром $D = 200$ мм и высотой $H = 300$ мм движется вниз с ускорением $a = 0,5g$. Определить силы давления жидкости на торцовые поверхности, если $h = 100$ мм, жидкость - вода. Площадь отверстия в верхней торцовой поверхности пренебречь.



Рис. 5.37

5.24. Определить силу давления воды на полусферическую крышку цилиндрического сосуда радиусом $R = 0,2$ м, если сосуд вращается относительно своей горизонтальной оси с угловой скоростью $\omega = 100$ с⁻¹, а избыточное давление в точке A равно $p_n = 50$ кПа (рис. 5.38).



Рис. 5.38

5.25. Определить силу, отрывающую полусферическую поверхность от цилиндрического сосуда, если $R = 0,2$ м, а угловая скорость вращения сосуда относительно своей вертикальной оси $\omega = 100$ с⁻¹. Избыточное давление в точке A $p_n = 50$ кПа. Жидкость - вода (рис. 5.39).

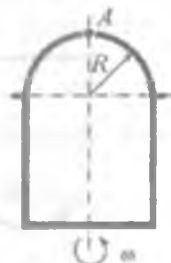


Рис. 5.39

ГЛАВА 6. ПЛАВАНИЕ ТЕЛ. ЗАКОН АРХИМЕДА

6.1. Общие сведения

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

$$P = \rho g V. \quad (6.1)$$

Эта сила является результирующей сил давления жидкости на погруженное в неё тело. Она проходит через центр тяжести вытесненного объема жидкости, который называется центром водоизмещения (на рис. 6.1 точка D).

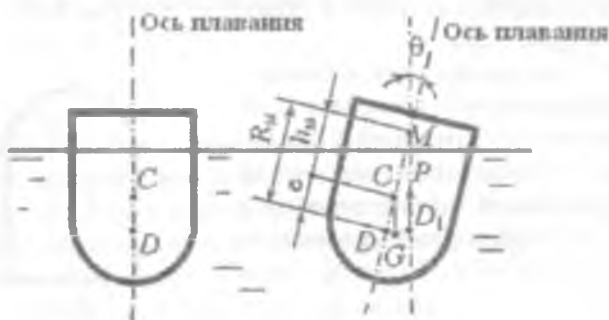


Рис. 6.1

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

$G > P$ - тело тонет;

$G < P$ - тело всплывает;

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

Вес тела можно найти через плотность материала тела и его объем.

Вес жидкости в объеме погруженной части тела называется *водоизмещением*, а центр тяжести этого объема – центром водоизмещения

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

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

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

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

$$M_0 = Gh_m \sin \theta. \quad (6.2)$$

При малых углах крена метацентрическую высоту можно определить по формуле

$$h_m = \frac{I_0}{V} - e, \quad (6.3)$$

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

Формулу (6.3) можно записать так:

$$h_m = R_m - e. \quad (6.4)$$

где R_m – метацентрический радиус,

$$R_m = \frac{I_0}{V}. \quad (6.5)$$

Таким образом, положение тела при $h_1 > 0$ - устойчивое, $h_1 < 0$ - неустойчивое.

Вопросы для самопроверки

1. Как формулируется закон Архимеда?
2. Если тело тонет, то куда направлена Архимедова сила?
3. Что такое устойчивость плавающего тела?
4. Что называется метацентром и метацентрическим радиусом?



ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 6.1. Определить плотность плавающего в воде деревянного бруса, имеющего форму прямоугольного параллелепипеда, высота которого $h=0,4$ м, если брус выступает над водой на расстоянии $y=0,15$ м (рис. 6.2).

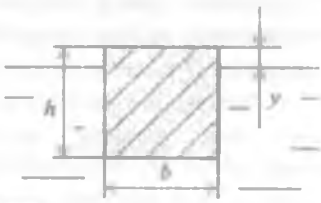


Рис. 6.2

Решение: Составляем условие равновесия бруса

$$G_{бр} = G_{ж}.$$

Вес бруса

$$G_{бр} = \rho_{бр} \cdot g \cdot W_{бр} = \rho_{бр} \cdot g \cdot b \cdot l \cdot h.$$

Здесь b и l – ширина и длина бруса соответственно.

Гидростатическая подъемная сила (сила Архимеда)

$$G_{ж} = \rho_{в} \cdot g \cdot W_{в} = \rho_{в} \cdot g \cdot b \cdot l \cdot (h-y);$$

$$\rho_{бр} \cdot g \cdot b \cdot l \cdot h = \rho_{в} \cdot g \cdot b \cdot l \cdot (h-y);$$

$$\rho_{бр} = \frac{\rho_{в} \cdot g \cdot b \cdot l \cdot (h-y)}{g \cdot b \cdot l \cdot h} = \frac{1000 \cdot (0,4 - 0,15)}{0,4} = 600 \text{ кг/м}^3.$$

Задача 6.2. Погруженный в воду полый шаровой клапан диаметром $D = 150$ мм и массой $m = 0,5$ кг закрывает входное отверстие трубы с внутренним диаметром $d = 100$ мм (рис. 6.3). При какой разности уровней H клапан начнет пропускать воду из трубы в резервуар?

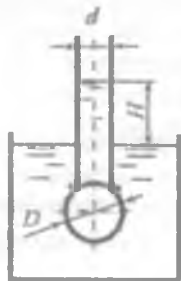


Рис. 6.3

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

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

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

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

Второе слагаемое - это сила давления столба жидкости высотой Y , она направлена вниз.

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

$$G = P$$

или

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

отсюда

$$H = \frac{\frac{\pi D^3}{6} \rho - m}{\rho \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{3,14 \cdot 0,15^3}{6} \frac{1000 - 0,5}{1000 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,10^2}{4}} = 0,16 \text{ м}$$

Задача 6.3. На барже с размерами дна $L \times B = 60 \times 10$ м и осадкой $T = 1,5$ м установлен кран грузоподъемностью 5 т и максимальным вылетом стрелы $l = 15$ м (рис. 6.4). Определить угол крена θ баржи при максимальной нагрузке крана, если центр тяжести системы расположен выше дна баржи на $h = 4,25$ м. Ускорение свободного падения $g = 10 \text{ м/с}^2$.

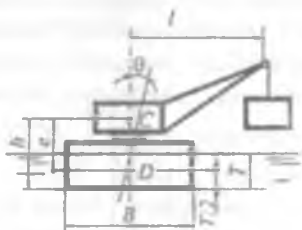


Рис. 6.4

Решение. Кренящий момент, действующий на баржу,

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

Момент остойчивости (восстанавливающий)

$$M_0 = Gh_m \sin \theta.$$

где G - вес баржи с грузом,

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

h_m - метацентрическая высота,

$$h_m = \frac{I_0}{V} - e$$

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

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

V - объёмное водоизмещение баржи,

$$V = LBT;$$

e - эксцентриситет,

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

Тогда

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

Из условия равенства моментов

$$\sin \theta = \frac{M_{\text{ш}}}{G h_m} = \frac{7,5 \cdot 10^5}{90 \cdot 10^5 \cdot 2,06} = 0,0404.$$

Тогда

$$\theta = \arcsin 0,0404 = 2'19''$$

Задача 6.4. Определить минимально необходимый диаметр шарового поплавка, обеспечивающего автоматическое закрытие клапана при наполнении резервуара, если вода под давлением $p = 24,5 \cdot 10^4$ Па заполняет резервуар через трубу диаметром $d = 15$ мм, при $a = 15$ мм и $b = 500$ мм.

Собственной массой рычага, клапана и поплавка пренебречь (рис. 6.5).

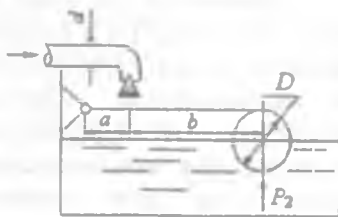


Рис. 6.5

Решение. Сила, действующая на клапан:

$$P_1 = p \omega = \frac{p \pi d^2}{4} = 24,5 \cdot 10^4 \frac{\pi (0,015)^2}{4} = 43,3 \text{ Н}.$$

Подъемная сила, приложенная к шару:

$$P_2 = P \left(\frac{a}{a+b} \right) = 43,3 \cdot \left(\frac{100}{100+500} \right) = 7,22 \text{ Н.}$$

Необходимый объем поплавка:

$$W = \frac{P_2}{\rho g} = \frac{7,22}{10^3 \cdot 9,81} = 0,736 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$



ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

6.1. Для переправы грузов через реку (рис. 6.6) построен плот из 25 штук пустых железных бочек. Размеры бочек: диаметр $d = 0,8$ м, высота $h = 1,3$ м. Масса одной бочки $m = 50$ кг. Определить грузоподъемность плота при условии его полного погружения.

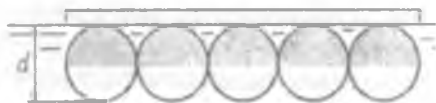


Рис. 6.6

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

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

6.4. Ареометр (рис. 6.7) массой $m = 35,3$ г имеет диаметр трубки $d = 30$ мм. Объем сферической части $V = 15 \text{ см}^3$. Определить глубину H , на которую погрузится ареометр в спирт плотностью $\rho = 700 \text{ кг/м}^3$.

6.5. Какой объем бензина ($\rho = 740 \text{ кг/м}^3$) можно

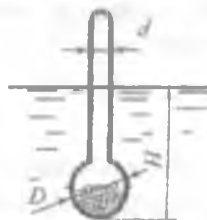


Рис. 6.7

залить в железнодорожную цистерну внутренним объемом 50 м^3 и массой 23 т , чтобы она еще сохраняла плавучесть в пресной воде? Будет ли при плавании цистерна остойчива?

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

6.7. Перед подземным ремонтом газовую скважину «задавили», залив ее ствол до устья (до поверхности земли) водой (рис. 6.8). Затем в скважину лебедкой спустили насосно-компрессорные трубы, по которым при эксплуатации скважины поступает из пласта газ. Длина спущенных труб - 1000 м , их внешний диаметр - 73 мм , толщина стенок - $5,5 \text{ мм}$, вес одного метра длины - $93,7 \text{ Н}$.

Определить максимальные усилия на крюке лебедки для двух случаев:

- 1) нижний конец труб открыт;
- 2) нижний конец труб заглушен.

6.8. Определить осадку T и проверить остойчивость бруса, плавающего в воде, в положении указанном на рис. 6.9. Размеры бруса: $H = 0,4 \text{ м}$, $B = 0,2 \text{ м}$, $L = 6,0 \text{ м}$, плотность древесины $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$, а плотность воды $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

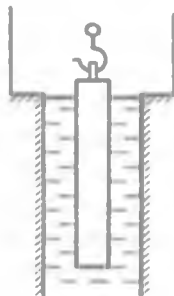


Рис. 6.8

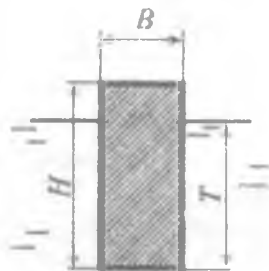


Рис. 6.9

6.9. По окончании погрузки 1800 м^3 песка глубина погружения баржи (осадка) увеличилась на $1,2 \text{ м}$. Определить удельный вес песка, если площадь плоскости плавания баржи равна 2400 м^2 .

6.10. Шарообразный поплавок плавает в жидкости, находящейся в цилиндрическом сосуде (рис.6.10). Сосуд плавает в воде. Вес сосуда $G_1 = 20$ Н, вес жидкости $G_2 = 50$ Н, $T = 1$ м, диаметр сосуда $D = 0,1$ м. Определить вес поплавка.

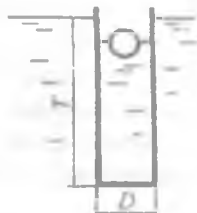


Рис. 6.10

6.11. Нефтеналивной танкер, груженный моторным топливом плотностью $\rho = 890$ кг/м³, перекачал в рейдовую баржу 50 м³ топлива. Осадка танкера при этом уменьшилась на $\Delta T = 10$ см. Определить площадь плоскости плавания танкера.

6.12. Определить, устойчив ли понтон длиной $L = 6$ м, плавающий в воде в положении, указанном на схеме (рис. 6.11), если $a = 2$ м, $b = 1$ м, $H = 1,6$ м, $T = 0,5$ м, $x = 0,5$ м.

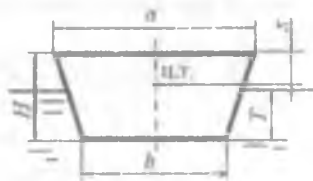


Рис. 6.11

6.13. Понтон прямоугольного сечения (рис. 6.12) массой 4 т имеет следующие размеры: длину $L = 10$ м, ширину $B = 3$ м, высоту $H = 1,5$ м.

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

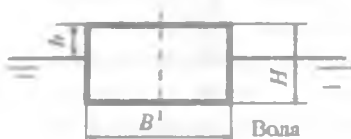


Рис. 6.12

6.14. Закрытая бочка диаметром $D = 60$ см и высотой $H = 1,2$ м плавает в воде (рис. 6.13). Определить объем бензина ($\rho_b = 750$ кг/м³) в бочке, если масса пустой бочки $m = 20$ кг, а её осадка с бензином $T = 10$ см.

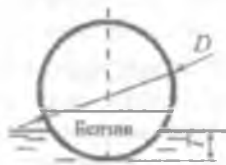


Рис. 6.13

6.15. В воде плавает пучок бревен (рис. 6.14), объем древесины в котором $V_0 = 20 \text{ м}^3$. Определить объем древесины, находящейся в воде, если плотность древесины $\rho = 870 \text{ кг/м}^3$.

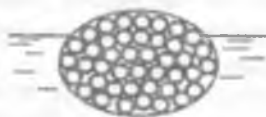


Рис. 6.14

6.16. Для обследования трубопроводов используют подводный аппарат объемом $6,0 \text{ м}^3$ и массой 5900 кг . Определить объем воды, который необходимо заполнить в балластный отсек, чтобы аппарат начал погружение в пресной воде.

6.17. По окончании погружки 1800 м^3 песка глубина погружения баржи (осадка) увеличилась на $1,2 \text{ м}$. Определить удельный вес песка, если площадь плоскости плавания баржи равна 2400 м^2 .

6.18. Прямоугольный понтон с размерами $L = 6,0 \text{ м}$, $B = 1,5 \text{ м}$, $H = 0,75 \text{ м}$ и массой $m = 2000 \text{ кг}$ имеет две водонепроницаемые перегородки, которые делят понтон на три равных отсека (рис. 6.15). Определить, при разгерметизации какого числа отсеков понтон будет оставаться на плаву



Рис. 6.15

6.19. Для крепления знаков навигационной обстановки на водоемах используют мертвые якоря в виде железобетонных массивов (рис. 6.16).

Определить силу давления массива на дно водоема, если его объем $V = 0,5 \text{ м}^3$, а плотность железобетона $\rho_{\text{жб}} = 2400 \text{ кг/м}^3$.

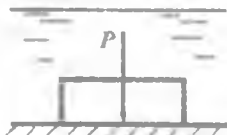


Рис. 6.16

6.20. В воде плавает ведро массой $m = 2$ кг, высота и диаметр которого равны $H = 30$ см, $d = 20$ см (рис. 6.17). Определить объем воды в ведре, при котором ведро будет плавать в вертикальном положении, если центр тяжести пустого ведра расположен на расстоянии $h = 13$ см от дна.



Рис. 6.17

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

6.22. В ртути ($\rho_{\text{рт}} = 13,6 \cdot 10^3$ кг/м³) плавает стальной шарик ($\rho_{\text{ст}} = 7850$ кг/м³). Определить, какая часть объема шарика не погружена в ртуть.

6.23. Сбросив балласт, всплывает подводный аппарат массой $m = 105$ кг и объемом $V = 120$ м³. Определить вертикальную силу, действующую на аппарат, если плотность воды $\rho_{\text{в}} = 1020$ кг/м³.

6.24. При измерении глубины воды в реке используют деревянный шест диаметром $d = 5$ см и длиной $L = 5,0$ м (рис. 6.18). Определить усилие, которое необходимо приложить к шесту при измерении глубины $H = 4,0$ м, если плотность древесины шеста $\rho = 600$ кг/м³.

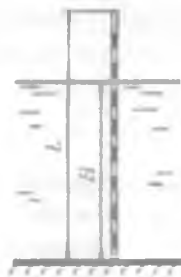


Рис. 6.18

6.25. Цилиндрический буй диаметром $D = 2$ м и высотой $L = 2,7$ м имеет массу $m = 2000$ кг (рис. 6.19). Определить силу P от якорной цепи, при которой буй будет плавать вертикально. Сила P приложена к центру основания буя. Какова будет при этом глубина погружения T ?

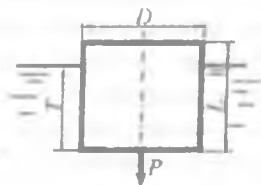


Рис. 6.19

6.26. Водопроводная труба (рис. 6.20) внутренним диаметром $d=10$ мм закрывается клапаном при горизонтальном положении рычага, размеры которого, $a = 40$ мм, $b = 150$ мм. Диаметр сферического поплавка $D = 50$ мм, масса его $m_{ш} = 10$ г. Пренебрегая влиянием веса рычага и клапана, определить давление воды в трубопроводе, при котором клапан начнет пропускать воду.

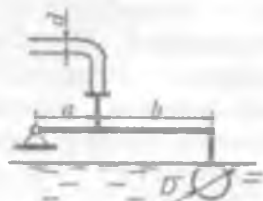


Рис. 6.20

6.27. При прокладке через водные препятствия трубопроводы крепят от всплытия железобетонными массивами (рис. 6.21). Определить минимальный объем одного массива при условии: диаметр трубопровода $D = 1000$ мм, масса одного погонного метра трубопровода $m = 250$ кг, плотность

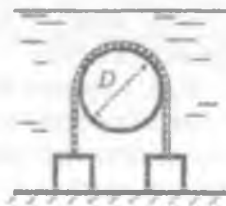


Рис. 6.21

6.28. В днище резервуара с жидкостью ($\rho = 800$ кг/м³) имеется круглое спускное отверстие ($d_1=10$ см), закрытое полусферическим клапаном (рис. 6.22).

Определить, при каком диаметре d_2 цилиндрического поплавка клапан автоматически откроется при достижении высоты уровня жидкости в резервуаре $H = 2$ м?

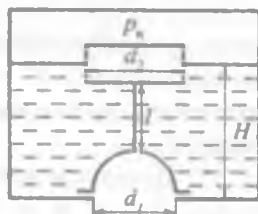


Рис. 6.22

Длина цепочки, связывающей поплавков с клапаном, $l = 0,95$ м, вес подвижных частей устройства $G = 30$ Н, избыточное давление на свободной поверхности жидкости $p_n = 49$ кПа.

6.29. Дюкер, выполненный из стальных труб с внутренним диаметром $d = 500$ мм, толщиной стенки $\Delta = 8$ мм и весом $G_{\text{тр}} = 1025$ Н, должен опускаться на дно реки без заполнения водой. Определить необходимый объем балластирующего (дополнительного) бетонного груза V_6 для обеспечения затопления трубопровода (на 1 м длины трубопровода).

6.30. Объемное водоизмещение подводной лодки $V = 600$ м³. С целью погружения лодки отсеки были заполнены морской водой в количестве $V_1 = 80$ м³. Плотность морской воды $\rho = 1025$ кг/м³.

Определить:

- 1) Какая часть объема лодки (в процентах) будет погружена в воду, если из подводной лодки удалить всю воду, и она всплывет.
- 2) Чему равен вес подводной лодки без воды?

6.31. В цилиндрическом сосуде (рис.6.23) плавает кусок льда плотностью $\rho_1 = 900$ кг/м³, в который впаян стальной шарик плотностью $\rho_2 = 7800$ кг/м³. Объем льда $V_1 = 12$ дм³ = 0,012 м³, объем шарика $V_2 = 50$ см³ = 0,00005 м³.

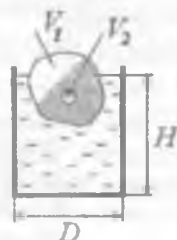


Рис. 6.23

Определить:

- 1) Какая часть объема тела находится над водой?
- 2) Как изменится уровень H в сосуде, когда лед растает, если диаметр сосуда $D = 500$ мм = 0,5 м?

ГЛАВА 7. РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

7.1. Общие сведения

Потоком жидкости называется движущаяся масса жидкости, ограниченная твердыми направляющими поверхностями, поверхностями раздела жидкостей и свободной поверхностью.

Все возможные виды движения жидкости подразделяют на две категории:

- безвихревое (потенциальное) - когда вращение элементарных частиц жидкости отсутствует;
- вихревое - когда присутствует вращение элементарных частиц жидкости и им пренебречь нельзя.

В зависимости от движения жидкости по времени различают:

- неустановившееся (нестационарное) движение - когда скорость u в выбранной точке пространства зависит от координат x, y, z и изменяется с течением времени t :

$$u = f(x, y, z, t); \quad (7.1)$$

- установившееся (стационарное) движение - когда скорость u не изменяется с течением времени и зависит только от координат выбранной точки

$$u = f(x, y, z). \quad (7.2)$$

В зависимости от геометрической формы линий тока и характера изменения поля скоростей различают потоки:

- с равномерным движением, характеризующимся параллельностью и прямолинейностью линий тока;
- с неравномерным движением, когда линии тока не являются параллельными прямыми, а площади живых сечений и средние скорости - переменные по длине потока.

Также потоки могут иметь:

- а) плавно изменяющееся движение (угол расхождения между линиями тока или их кривизна малы, живые сечения принимаются плоскими);

б) резко изменяющееся движение (угол расхождения между линиями тока или их кривизна велики, живые сечения криволинейны).

В зависимости от характера границ потоки делятся на:

- напорные - со всех боковых сторон ограничены твердыми стенками;

- безнапорные - частично ограничены твердыми стенками и частично свободной поверхностью; - гидравлические струи - ограничены только жидкостью или газовой средой, твердых границ не имеют. Наряду с приведенными существуют и другие классификации потоков жидкости.

Траекторией называется линия, которую описывает частица жидкости при своем движении.

Линией тока называется кривая, в каждой точке которой в данный момент времени векторы скорости являются касательными к ней. В случае установившегося движения траектории и линии тока совпадают и неизменны во времени.

Трубкой тока называется совокупность линий тока, проведенных через каждую точку бесконечно малого контура.

Элементарной струйкой называется семейство (пучок) линий тока, проходящих через все точки бесконечно малой площадки $d\omega$, которая перпендикулярна направлению движения (рис.7.1).

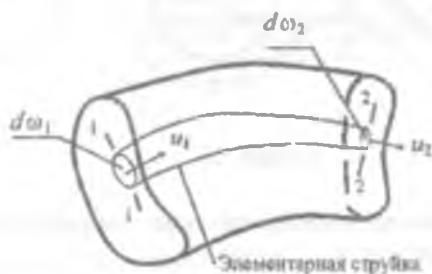


Рис. 7.1

Элементарной струйкой также называется жидкость, движущаяся в трубке тока. **Поток жидкости** в соответствии со струйчатой моделью движения жидкости представляет совокупность элементарных струек. **Живым сечением** потока называется поверхность, в каждой точке которой вектор скорости направлен по

нормали. Живое сечение потока жидкости характеризуют гидравлические элементы *площадь живого сечения* ω . При решении инженерных задач потоки, как правило, бывают слабо искривленными и живое сечение в этих случаях приближенно можно принять плоским;

смоченный периметр χ . Это длина линии, по которой жидкость в живом сечении соприкасается с твердыми поверхностями, ограничивающими поток;

гидравлический радиус R . Это отношение площади живого сечения к смоченному периметру:

$$R = \frac{\omega}{\chi} \quad (7.3)$$

расход Q . Это объем жидкости V , проходящий через живое сечение потока в единицу времени:

$$Q = \frac{V}{t} \quad (7.4)$$

средняя по живому сечению скорость v . Это условная одинаковая во всех точках скорость, при которой расход потока будет такой же, как и при различных местных скоростях.



Рис. 7.2

Расход и средняя по живому сечению скорость связаны между собой зависимостью

$$Q = v\omega. \quad (7.5)$$

При установившемся движении форма элементарной струйки с течением времени не изменяется, отсутствует приток жидкости и ее отток через боковую поверхность трубки тока. Тогда элементарные расходы жидкости, проходящей через сечения 1-1 и 2-2 (рис. 7.1), одинаковы:

$$dQ = u_1 d\omega_1 = u_2 d\omega_2 = \text{const}, \quad (7.6)$$

где u_1, u_2 - скорости движения частиц жидкости соответственно в сечениях 1-1 и 2-2; ω_1, ω_2 - площади поперечного сечения элементарной струйки соответственно в сечениях 1-1 и 2-2. Для установившегося движения потока жидкости (рис. 7.3), используя понятия средней скорости, имеем

$$Q = u_1 \omega_1 = u_2 \omega_2 = \text{const}, \quad (7.7)$$

где u_1, u_2 - средние скорости течения жидкости соответственно в сечениях 1-1 и 2-2; ω_1, ω_2 - площади потока соответственно в сечениях 1-1 и 2-2.

Выражения (7.6) и (7.7) называют уравнениями постоянства расхода или уравнениями неразрывности соответственно для элементарной струйки и потока в целом.

О. Рейнольдсом было установлено, что существуют два режима движения жидкости: ламинарный и турбулентный. При ламинарном режиме движения скорость частиц жидкости невелика и она движется слоями, без поперечного перемещения частиц и перемешивания жидкости. При турбулентном режиме движения частицы жидкости перемешиваются между собой и движутся беспорядочно. Потери энергии, возникающие при движении жидкости, зависят от режима движения.

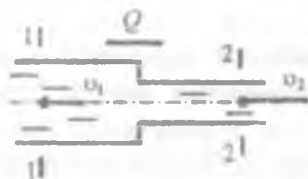


Рис. 7.3

Скорость потока, при которой происходит смена режимов движения жидкости, называется критической. При переходе ламинарного режима движения в турбулентный она называется верхней критической скоростью $u_{вкр}$, при переходе турбулентного режима движения в ламинарный — нижней критической скоростью $u_{нкр}$. Верхняя критическая скорость больше нижней критической, колеблется в широком диапазоне и зависит от внешних условий (колебаний температуры, сотрясений трубопровода, гидравли-

ческих сопротивлений и т.д.). Нижняя критическая скорость остается практически неизменной.

Критерием для определения режима движения жидкости является безразмерное число Рейнольдса, которое для любого потока определяется через гидравлический радиус по формуле

$$Re_R = \frac{vR}{\nu}, \quad (7.8)$$

где ν - кинематический коэффициент вязкости жидкости; значения кинематического коэффициента вязкости некоторых смазочных масел в зависимости от температуры приведены в прил. 1.

Для напорных потоков в трубах круглого сечения число Рейнольдса выражают через внутренний диаметр трубопровода:

$$Re_d = \frac{vd}{\nu}. \quad (7.9)$$

Смена режимов движения жидкости происходит при критическом значении числа Рейнольдса, которое при решении практических задач по гидравлическому радиусу принимают $Re_{Rkp} = 580$, а по диаметру - $Re_{dkp} = 2320$. Если число Рейнольдса больше критического значения, то режим движения турбулентный, если меньше - ламинарный. Критическое значение числа Рейнольдса соответствует нижней критической скорости.

При ламинарном режиме движения напорного потока в цилиндрической трубе радиусом r_0 распределение местных скоростей подчиняется параболическому закону. Максимальная скорость u_{max} имеет место на оси трубопровода. Местная скорость в слое жидкости, находящемся на расстоянии r от оси трубы,

$$u = u_{max} \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right]. \quad (7.10)$$

Средняя скорость $v = 0,5u_{max}$.

Максимальная скорость

$$u_{max} = \frac{\tau_0 r_0}{2\nu p}, \quad (7.11)$$

Касательные напряжения у стенки трубы

$$\tau_0 = \frac{8\nu p v}{D}. \quad (7.12)$$

Касательные напряжения по сечению трубы распределяются по зависимости

$$\tau = \frac{\tau_0}{r_0} r, \quad (7.13)$$

При турбулентном режиме движения напорного потока распределение средних скоростей u по сечению трубы может быть приближенно принято по зависимости

$$u = u_\lambda \left(5,751 \sqrt{\frac{y u_\lambda}{\nu}} + 5,5 \right), \quad (7.14)$$

где y - расстояние от стенки трубы до рассматриваемой точки (при определении значения u у стенки трубы в формулу следует подставить достаточно малое конечное значение y); u_λ - величина, имеющая размерность скорости, которая называется динамической скоростью и определяется по формуле

$$u_\lambda = \frac{\nu \sqrt{\lambda}}{2\sqrt{2}}; \quad (7.15)$$

λ - гидравлический коэффициент трения (подробнее см. разд. 9)

Зависимость между максимальной $u_{\max}$ и средней v в сечении скоростями движения имеет вид

$$u_{\max} = v + 3,75 v. \quad (7.16)$$

Вопросы для самопроверки

1. Что такое линия тока, каково ее уравнение?
2. Что такое трубка тока, элементарная и конечная струйки жидкости?
3. Дайте определение живого сечения струйки, расхода жидкости и средней по живому сечению скорости.
4. Какой из фундаментальных законов природы отражает уравнение неразрывности?
5. Каковы основные особенности ламинарного и турбулентного режима движения жидкости?
6. Какова структура числа Рейнольдса?
7. Какой смысл имеют критические скорости?
8. Что такое смоченный периметр, живое сечение и гидравлический радиус?



ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 7.1. По трубе диаметром $d = 20$ см под напором движется минеральное масло с температурой $t = 30$ °С (рис. 7.4). Определить критическую скорость и расход, при котором происходит смена режимов движения жидкости. График зависимости кинематического коэффициента вязкости жидкости от температуры показан на рис. 7.5.

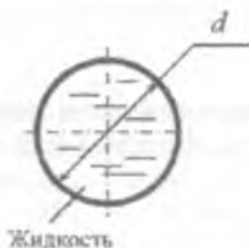


Рис. 7.4

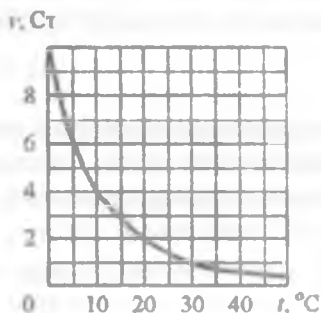


Рис. 7.5

Решение. Смена режимов произойдет при скорости, соответствующей критическому числу Рейнольдса. Для круглых напорных трубопроводов расчет выполняется по критическому числу Рейнольдса, приведенному к диаметру трубопровода,

$$Re_{кр} = \frac{u_{кр} d}{\nu},$$

отсюда

$$u_{кр} = \frac{Re_{кр} \nu}{d}$$

По графику (рис. 7.5) при температуре $t = 30$ °С находим вязкость масла $\nu = 1$ Ст $= 10^{-4}$ м²/с. Подставляя значения величин в основных единицах измерения системы СИ, получим

$$u_{кр} = \frac{2320 \cdot 10^{-4}}{0,2} = 1,16 \text{ м/с}$$

Расход определяем по формуле (7.5). Площадь живого сечения трубопровода

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4}$$

Тогда

$$Q = v \frac{\pi d^2}{4} = 1,16 \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} = 0,0364 \text{ м}^3/\text{с}$$

Задача 7.2. Жидкость движется в лотке (рис. 7.6) со скоростью $v=0,1 \text{ м/с}$. Глубина наполнения лотка $h=30 \text{ см}$, ширина по верху $B=50 \text{ см}$, ширина по низу $b=20 \text{ см}$. Определить смоченный периметр, площадь живого сечения, гидравлический радиус, расход, режим движения жидкости, если динамический коэффициент вязкости $\mu=0,0015 \text{ Па} \cdot \text{с}$, а Рис. 7.6 плотность $\rho=1200 \text{ кг/м}^3$.

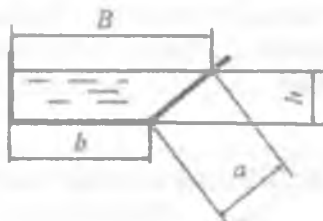


Рис. 7.6

Решение. Смоченный периметр

$$\chi = h + b + a = h + b + \sqrt{h^2 + (B - b)^2}$$

Подставляя в формулу значения величин в основных единицах системы СИ. Имеем

$$\chi = 0,3 + 0,2 + \sqrt{0,3^2 + (0,5 - 0,2)^2} = 0,924 \text{ м.}$$

Площадь живого сечения потока

$$\omega = \frac{B+b}{2} h = \frac{0,5+0,2}{2} 0,3 = 0,105 \text{ м}^2.$$

Гидравлический радиус определяем по формуле (7.3):

$$R = \frac{0,105}{0,924} = 0,114 \text{ м.}$$

Определяем расход жидкости по формуле (7.5):

$$Q = 0,1 \cdot 0,105 = 0,0105 \text{ м}^3/\text{с}$$

Режим движения жидкости для произвольного профиля определяется через гидравлический радиус по числу Рейнольдса по формуле (7.8).

Кинематический коэффициент вязкости жидкости связан с динамическим коэффициентом вязкости соотношением (1.18). Подставляя выражение (1.18) в (7.8), имеем

$$Re_R = \frac{\nu R p}{\mu}.$$

После подстановки численных значений получим

$$Re_R = \frac{0,1 \cdot 0,114 \cdot 1200}{0,0015} = 9120.$$

Полученное число Рейнольдса больше критического по гидравлическому радиусу: $9120 > 580$. Следовательно, режим движения турбулентный.



ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

7.1. Вода движется в прямоугольном лотке с глубиной наполнения $h=0,5$ м (рис. 7.7). Ширина лотка $b=1,0$ м. Определить, при каком максимальном расходе Q сохранится ламинарный режим, если температура воды $t=30^\circ\text{C}$.

7.2. Найти максимальный диаметр d напорного трубопровода, при котором нефть будет двигаться при турбулентном режиме (рис. 7.4), если кинематический коэффициент вязкости нефти $\nu = 0,30$ см²/с, а расход в трубопроводе $Q = 8$ л/с.

7.3. По конической сходящейся трубе движется бензин. Определить, в сечении с каким диаметром произойдет смена режимов движения, если расход $Q = 0,2$ л/с, плотность $\rho = 750$ кг/м³, динамический коэффициент вязкости $\mu = 6,5 \cdot 10^{-4}$ Па · с.

7.4. Вода движется в треугольном лотке с расходом $Q = 30$ л/с (рис. 7.8). Ширина потока $b=0,7$ м, глубина наполнения лотка $h = 0,5$ м, температура воды $t = 15^\circ\text{C}$. Определить режим движения жидкости. Произойдет ли смена режимов движения, если температура воды повысится до $t = 50^\circ\text{C}$?

7.5. Нефть движется под напором в трубопроводе квадратного сечения. Определить критическую скорость, при которой будет

происходить смена режимов движения жидкости, если сторона квадрата $a = 0,05$ м, 131 динамический коэффициент вязкости $\mu = 0,02$ Па · с, плотность нефти $\rho = 850$ кг/м³

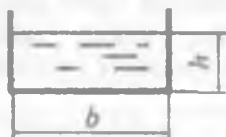


Рис. 7.7

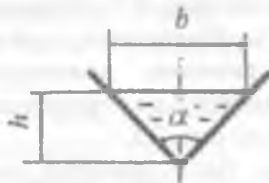


Рис. 7.8

7.6. Вода движется в прямоугольном лотке с расходом $Q = 1$ л/с (рис. 7.7). Ширина лотка $b = 0,5$ м, глубина наполнения $h = 0,6$ м, температура воды $t = 10$ °С. Определить режим движения жидкости. Произойдет ли смена режимов движения, если температура воды повысится до $t = 50$ °С?

7.7. Определить число Рейнольдса по гидравлическому радиусу Re_h при безнапорном движении нефти по трубопроводу (рис. 7.9). Трубопровод заполнен нефтью наполовину сечения. Диаметр трубопровода $d = 0,5$ м, расход $Q = 1,2$ м³/мин, динамический коэффициент вязкости нефти $\mu = 0,027$ Па · с, плотность $\rho = 900$ кг/м³

7.8. Вода движется в трапецидальном лотке (трапеция равнобокая) с температурой $t = 20$ °С (рис. 7.10). Определить критическую скорость, при которой происходит смена режимов движения жидкости. Ширина потока по верху $B = 0,4$ м, ширина по дну $b = 0,1$ м, глубина наполнения $h = 0,15$ м

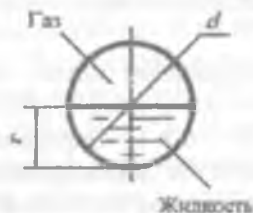


Рис. 7.9

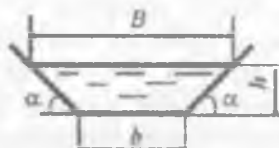


Рис. 7.10

7.9. Определить, изменится ли режим движения воды в напорном трубопроводе диаметром $d = 0,5$ м при возрастании

температуры воды от 15 до 65 °С, если расход в трубопроводе $Q = 15$ л/мин (рис. 7.4).

7.10. Жидкость движется в прямоугольном лотке с расходом $Q = 0,1$ л/с (рис. 7.7). Ширина лотка $b = 0,1$ м, глубина наполнения $h = 0,3$ м. Определить, при какой температуре будет происходить смена режимов движения жидкости. График зависимости кинематического коэффициента вязкости жидкости от температуры показан на рис. 7.5.

7.11. Вода движется под напором в трубопроводе прямоугольного сечения ($a \times b$). Определить, при каком максимальном расходе сохранится ламинарный режим, если температура воды $t = 30$ °С, $a = 0,2$ м, $b = 0,3$ м (рис. 7.11).

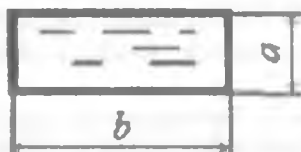


Рис. 7.11

7.12. Жидкость движется в треугольном лотке с глубиной наполнения $h = 0,5$ м (рис. 7.8). Ширина лотка по верху $b = 0,1$ м. Определить, при каком максимальном расходе Q сохранится ламинарный режим, если кинематический коэффициент вязкости жидкости $\nu = 10$ сСт.

7.13. Найти минимальный диаметр d безнапорного трубопровода, при котором нефть будет двигаться при ламинарном режиме. Трубопровод заполнен нефтью наполовину сечения (рис. 7.9). Кинематический коэффициент вязкости нефти $\nu = 0,22$ см²/с, расход нефти в трубопроводе $Q = 5$ л/с.

7.14. Нефть движется в трапециевидном лотке (трапеция равнобокая) с глубиной наполнения $h = 0,4$ м (рис. 7.10). Ширина потока по верху $B = 1,0$ м, по низу $b = 0,2$ м. Определить, при каком максимальном расходе Q сохранится ламинарный режим, если кинематический коэффициент вязкости нефти $\nu = 25$ сСт.

7.15. По трубе диаметром $d = 0,1$ м под напором движется вода (рис. 7.4). Определить расход, пр (трапеция равнобокая) с расходом $Q = 0,01$ л/с (рис. 7.10). Ширина лотка по дну при котором

турбулентный режим сменится ламинарным, если температура воды $t = 25^\circ\text{C}$.

7.16. Жидкость движется в трапецидальном лотке $b = 0,4$ м, глубина наполнения $h = 0,2$ м, угол наклона боковых стенок лотка к горизонту $\alpha = 45^\circ$. Динамический коэффициент вязкости жидкости $\mu = 0,002$ Па·с, ее плотность $\rho = 800$ кг/м³. Определить число Рейнольдса и режим движения жидкости.

7.17. Определить критическую скорость, при которой будет происходить смена режимов движения воды в лотке, имеющем прямоугольную форму поперечного сечения (рис. 7.7). Ширина лотка $b = 0,3$ м, глубина наполнения $h = 0,2$ м, температура воды $t = 20^\circ\text{C}$.

7.18. Жидкость движется в треугольном лотке (рис. 7.8) с расходом $Q = 50$ л/с. Ширина потока $b = 0,8$ м, глубина наполнения $h = 0,3$ м. Определить, при какой температуре будет происходить смена режимов движения жидкости. График зависимости кинематического коэффициента вязкости жидкости от температуры показан на рис. 7.5.

7.19. Жидкость движется в безнапорном трубопроводе (рис. 7.9) с расходом $Q = 22$ м³/ч. Трубопровод заполнен наполовину сечения. Диаметр трубопровода $d = 80$ мм. Определить, при какой температуре будет происходить смена режимов движения жидкости. График зависимости кинематического коэффициента вязкости жидкости от температуры показан на рис. 7.5.

7.20. Вода движется в трапецидальном лотке (трапеция равнобокая) с расходом $Q = 0,1$ л/с (рис. 7.10). Ширина лотка по дну $b = 0,2$ м, глубина наполнения $h = 0,1$ м, температура воды $t = 15^\circ\text{C}$, угол наклона боковых стенок лотка к горизонту $\alpha = 45^\circ$. Определить режим движения жидкости. Произойдет ли смена режимов движения, если температура воды повысится до $t = 80^\circ\text{C}$?

7.21. По круглому напорному трубопроводу диаметром $d = 0,2$ м движется нефть (рис. 7.4) со скоростью $v = 0,8$ м/с. Определить число Рейнольдса и режим движения нефти, если ее плотность $\rho = 850$ кг/м³ а динамический коэффициент вязкости $\mu = 0,027$ Па·с.

7.22. Жидкость движется в безнапорном трубопроводе (рис. 7.9) с температурой $t = 30^\circ\text{C}$. Трубопровод заполнен наполовину сечения. Диаметр трубопровода $d = 50$ мм. Определить, при какой скорости будет происходить смена режимов движения жидкости.

График зависимости кинематического коэффициента вязкости жидкости от температуры показан на рис. 7.5.

7.23. Определить критическую скорость, при которой будет происходить смена режимов движения жидкости в лотке (рис. 7.10), имеющем трапецеидальную форму поперечного сечения (трапеция равнобокая). Глубина наполнения $h = 0,3$ м, ширина потока по верху $B = 1,0$ м, ширина по дну $b = 0,4$ м, кинематический коэффициент вязкости $\nu = 5 \text{ мм}^2/\text{с}$.

7.24. По трубе диаметром $d = 5$ см под напором движется минеральное масло (рис. 7.4). Определить критическую скорость, при которой турбулентный режим сменится ламинарным, если температура жидкости $t = 20^\circ\text{C}$. График зависимости кинематического коэффициента вязкости жидкости от температуры показан на рис. 7.5.

7.25. Определить критическую скорость, при которой будет происходить смена режимов движения воды в лотке, имеющем треугольную форму поперечного сечения (рис. 7.8). Глубина наполнения $h = 0,2$ м, температура воды $t = 20^\circ\text{C}$. Лоток симметричен относительно вертикальной оси. Угол расхождения стенок лотка $\alpha = 90^\circ$.

7.26. Жидкость движется в трапецеидальном лотке (трапеция равнобокая) (рис. 7.10) со средней по живому сечению скоростью и $= 2,1$ м/с. Ширина лотка по дну $b = 0,4$ м, глубина наполнения $h = 0,1$ м, угол наклона боковых стенок лотка к горизонту $\alpha = 45^\circ$. Определить, при какой температуре будет происходить смена режимов движения жидкости. График зависимости кинематического коэффициента вязкости жидкости от температуры показан на рис. 7.5.

7.27. Индустриальное масло движется в безнапорном трубопроводе (рис. 7.9). Трубопровод заполнен наполовину сечения. Диаметр трубопровода $d = 0,2$ м, кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0,5 \text{ см}^2/\text{с}$. Определить расход, при котором произойдет смена режимов движения жидкости.

7.28. Бензин движется под напором в трубопроводе квадратного сечения. Определить, при каком максимальном расходе сохранится ламинарный режим, если сторона квадрата $a = 0,15$ м, кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0,93 \text{ сСт}$.

7.29. Жидкость (рис. 7.10), имеющая динамический коэффициент вязкости $\mu = 0,005 \text{ Па}\cdot\text{с}$, а плотность $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$, движется в

трапецеидальном лотке (трапеция равнобокая). Определить критическую скорость, при которой будет происходить смена режимов движения жидкости. Глубина наполнения $h = 0,2$ м, ширина лотка по дну $b = 25$ см, угол наклона боковых стенок лотка к горизонту $\alpha = 30^\circ$.

7.30. Вода движется под напором в трубопроводе прямоугольного сечения ($a \times b$) с расходом $Q = 1$ л/с. Определить число Рейнольдса и режим движения жидкости, если температура воды $t = 40^\circ \text{C}$, $a = 0,4$ м, $b = 0,5$ м (рис. 7.11).

7.31. В гидроприводе допускаемые скорости движения рабочей жидкости изменяются от 1,2 до 10 м/с. Определить диапазон изменения числа Рейнольдса при условии: рабочая жидкость - масло индустриальное 20, внутренний диаметр трубопровода $d = 10$ мм, диапазон изменения рабочих температур от -15 до $+55^\circ \text{C}$.

7.32. Как изменится число Рейнольдса при переходе трубопровода от меньшего диаметра к большему и при сохранении постоянного расхода?

7.33. По трубопроводу диаметром $d = 100$ мм транспортируется нефть. Определить критическую скорость, соответствующую переходу от ламинарного режима движения к турбулентному, легкой ($\nu = 0,25 \text{ Ст}$) и тяжелой ($\nu = 1,40 \text{ Ст}$) нефти.

7.34. Для осветления сточных вод используют горизонтальный отстойник, представляющий собой удлиненный прямоугольный в плане резервуар. Глубина $h = 2,6$ м, ширина $b = 5,9$ м. Температура воды 20°C . Определить среднюю скорость и режим движения сточной жидкости, если ее расход $Q = 0,08$ м³/с, а коэффициент кинематической вязкости $\nu = 1,2 \cdot 10^{-6}$ м²/с. При какой скорости движения жидкости в отстойнике будет наблюдаться ламинарный режим движения жидкости?

7.35. Конденсатор паровой турбины оборудован 8186 трубками диаметром $d = 2,5$ см. Через трубки пропускается охлаждающая вода при $t = 10^\circ \text{C}$. Будет ли при расходе воды 13600 м³/с обеспечен турбулентный режим движения в трубках?

7.36. В водоснабжении применяются трубы диаметром от 12 до 3500 мм. Расчетные скорости движения воды в них $v = 0,5 \dots 4,0$ м/с. Определить минимальное и максимальное значения чисел Рейнольдса и режим движения в этих трубопроводах, если температура изменяется от 0 до 30°C .

7.37. Определить число Рейнольдса и режим движения сточных вод ($\nu = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$) в трубе диаметром $d = 300 \text{ мм}$ при заполнении ее наполовину сечения, если расход $Q = 0,05 \text{ м}^3/\text{с}$.

7.38. Определить критическую скорость, при которой происходит переход от ламинарного режима движения к турбулентному, в трубопроводе диаметром $d = 0,03 \text{ м}$ при движении воды ($\nu = 0,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$), воздуха ($\nu = 16,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$) и глицерина ($\nu = 4,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$).

7.39. Под давлением смазка протекает по каналам круглого сечения диаметром d и квадратного со стороной a . Определить, в каком канале число Рейнольдса будет иметь большее значение, если расход одинаков, $d = a$.

7.40. Смазка протекает через кольцевидную щель (рис. 7.12). Определить гидравлический радиус при условии $D = 50 \text{ мм}$, $d = 48 \text{ мм}$.

7.41. Канализационная труба диаметром d заполнена на треть ее сечения. Определить гидравлический радиус.

7.42. Определить число Рейнольдса и режим движения горячей воды ($t = 80^\circ \text{ С}$) в пробковом кране, проходное сечение которого при частичном открытии изображено на рис. 7.13, если $l = 20 \text{ мм}$, $r = 3 \text{ мм}$, $b = r$, расход воды $0,2 \text{ л/с}$.

7.43. Определить число Рейнольдса и режим движения воды при $t = 20^\circ \text{ С}$ в смесителе, проходное сечение которого диаметром $d = 10 \text{ мм}$ открыто наполовину, расход воды $Q = 0,1 \text{ л/с}$ (рис. 7.14).



Рис. 7.12

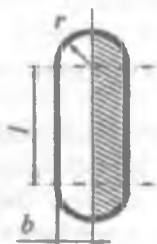


Рис. 7.13

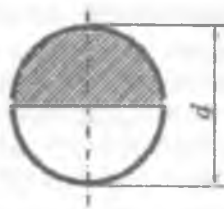


Рис. 7.14

7.44. Определить число Рейнольдса и режим движения воды при $t = 10^\circ \text{ С}$ в трубе, поперечное сечение которой изображено на

рис. 7.15, если $b = 0,6$ м, $\alpha = 60^\circ$, скорость движения воды $v = 1,2$ м/с.

7.45. Определить гидравлический радиус живого сечения напорного потока, протекающего через щель. Форма потока изображена на рис. 7.16.

7.46. Определить гидравлический радиус, если простая задвижка на трубе круглого сечения d частично закрыта $\frac{a}{d} = 0,5$ (рис. 7.17).

7.47. Определить гидравлический радиус живого сечения напорного потока через щель в гидроаппарате. Форма щели представлена на рис. 7.18.

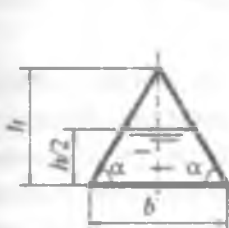


Рис. 7.15

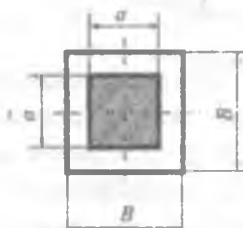


Рис. 7.16

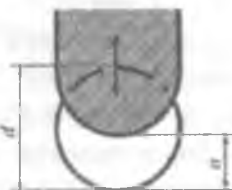


Рис. 7.17

7.48. В аэродинамической трубе (рис. 7.19) диаметром d в движущемся потоке воздуха осуществляют исследования аппарата эллиптического поперечного сечения. Определить гидравлический радиус живого сечения потока.

7.49. В опытном бассейне (рис. 7.20) шириной B и глубиной H осуществляют исследования в движущемся потоке воды понтона шириной b и осадкой t . Определить гидравлический радиус живого сечения потока.

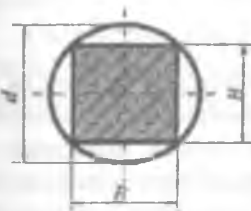


Рис. 7.18

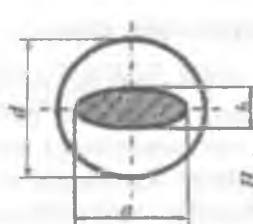


Рис. 7.19

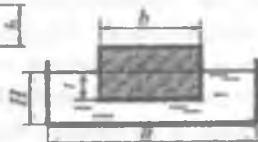


Рис. 7.20

ГЛАВА 8. УРАВНЕНИЕ БУРНУЛЛИ

8.1. Общие сведения

При установившемся плавно изменяющемся движении реальной жидкости уравнение Бернулли для двух сечений потока 1-1 и 2-2 имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w, \quad (8.1)$$

где z_1, z_2 - расстояния от плоскости сравнения до центра соответствующего сечения; p_1, p_2 - гидростатические давления соответственно в сечении 1-1 и 2-2; ρ - плотность жидкости; g - ускорение свободного падения; α_1, α_2 - коэффициенты кинетической энергии (коэффициенты Кориолиса) соответственно в сечении 1-1 и 2-2; при ламинарном режиме движения жидкости $\alpha = 2$, турбулентном $\alpha = 1,1$, в случае, когда $\frac{v^2}{2g}$ мало по сравнению с потерями h_w или при менее точных практических расчетах, принимают $\alpha = 1$; v_1, v_2 - средние по живому сечению скорости соответственно в сечениях 1-1 и 2-2; h_w - потери напора на участке между сечениями 1-1 и 2-2.

Все слагаемые уравнения Бернулли имеют линейную размерность и могут быть представлены геометрически (рис. 8.1): координата z - геометрический напор; величина $\frac{p}{\rho g}$ - пьезометрическая высота; $z + \frac{p}{\rho g}$ - пьезометрический напор.

Линия, проходящая через свободную поверхность жидкости в пьезометрических трубках, называется пьезометрической линией. Она может понижаться или повышаться вдоль потока, возможно и горизонтальное ее положение. Линия, проходящая через свободную поверхность жидкости в скоростных трубках, называется напорной линией. Она находится выше пьезометрической на величину скоростного напора $\frac{\alpha v^2}{2g}$.

Напорная линия

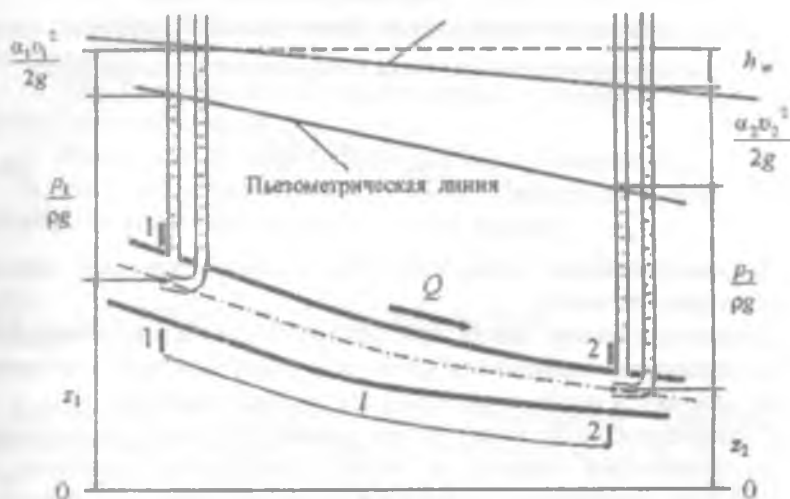


Рис. 8.1

Сумма пьезометрического и скоростного напоров называется гидродинамическим напором:

$$H_d = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g} \quad (8.2)$$

Гидродинамический напор в первом сечении больше гидродинамического напора во втором сечении на величину потерь h_w . Напорная линия для потока реальной (вязкой) жидкости понижается в направлении ее движения, т.е. имеет положительный уклон.

Гидравлическим уклоном называют отношение потерь напора к длине участка, на котором эти потери происходят. Гидравлический уклон определяется по формуле

$$i = \frac{\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \right)}{l} = \frac{h_w}{l} \quad (8.3)$$

где l - длина участка между сечениями 1-1 и 2-2.

Гидравлический уклон I всегда положителен, так как потери напора

$$h_{\Sigma} > 0.$$

Пьезометрическая линия также имеет уклон I_p , который называется Пьезометрическим уклоном и определяется по формуле

$$I_p = \frac{\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right)}{l} \quad (8.4)$$

Пьезометрический уклон может быть положительным, равным нулю и отрицательным.

Пьезометрическая линия при равномерном безнапорном движении жидкости совпадает со свободной поверхностью, а напорная линия находится выше на величину скоростного напора.

С энергетической точки зрения уравнение Бернулли выражает закон сохранения энергии в потоке движущейся жидкости, а каждый член уравнения является удельной энергией, т.е. энергией, отнесенной к единице веса жидкости:

z - удельная потенциальная энергия положения;

$\frac{p}{\rho g}$ - удельная потенциальная энергия давления;

$\frac{av^2}{2g}$ - удельная кинетическая энергия.

Горизонтальную плоскость сравнения при составлении уравнения Бернулли целесообразно проводить через ось потока, свободную поверхность

жидкости в нижнем резервуаре или ниже всего потока жидкости. Расчетные поперечные сечения выбираются и нумеруются по течению жидкости. При их выборе следует стремиться к тому, чтобы в уравнение Бернулли входили неизвестные величины и как можно больше известных. В большинстве случаев при расчете движения жидкости с разными скоростями в живых сечениях потока наряду с уравнением Бернулли используется и уравнение неразрывности (7.7).

Вопросы для самопроверки

1. Запишите уравнение Бернулли для невязкой несжимаемой жидкости.

2. Какой физический закон выражает уравнение Бернулли?
3. Что такое пьезометрический, скоростной и гидродинамический напор? Как они изменяются по длине (вдоль направления движения)?
4. Что такое пьезометрическая линия и напорная линия или линия удельной энергии?
5. Какова размерность членов уравнения Бернулли?
6. Как интерпретируются члены уравнения Бернулли с геометрической и энергетической точки зрения?



ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 8.1. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется жидкость (рис. 8.2), плотность которой $\rho_{\text{ж}} = 700 \text{ кг/м}^3$. Диаметр в сечении 1-1 трубопровода $d_1 = 5 \text{ см}$, а в сечении 2-2 $d_2 = 2 \text{ см}$, разность уровней в дифференциальном манометре, заполненном глицерином плотностью $\rho_{\text{г}} = 1250 \text{ кг/м}^3$, составляет $h = 28 \text{ см}$. Определить скорость движения жидкости в сечении 2-2 трубопровода. Потери напора не учитывать.

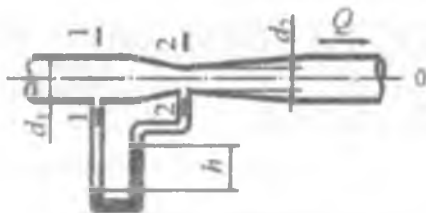


Рис 8.2

Решение. Составим уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2 относительно плоскости сравнения 0-0. За плоскость сравнения целесообразно выбрать горизонтальную плоскость, совпадающую с осью трубопровода, а сечения назначить в широкой и узкой частях трубопровода в местах присоединения дифференциального манометра. Тогда

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho_{\text{ж}} g} + \frac{a_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho_{\text{ж}} g} + \frac{a_2 v_2^2}{2g} + h_w,$$

По условию задачи $h_w = 0$, для горизонтального трубопровода $z_1 = z_2 = 0$. С достаточной степенью точности можно принять $a_1 = a_2 \approx 1$.

Разность давлений в сечениях с учетом разных жидкостей и их плотности в дифференциальном манометре

$$p_1 - p_2 = \rho_r g h - \rho_{\text{ж}} g h = (\rho_r - \rho_{\text{ж}}) g h$$

где $\rho_r, \rho_{\text{ж}}$ - плотность соответственно глицерина и жидкости в дифференциальном манометре.

Из уравнения неразрывности потока

$$v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2$$

выразим

$$v_1 = v_2 \frac{\omega_2}{\omega_1} = v_2 \frac{d_2^2}{d_1^2}$$

Тогда уравнение Бернулли принимает вид

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho_{\text{ж}} g} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g},$$

$$\frac{(\rho_r - \rho_{\text{ж}}) g h}{\rho_{\text{ж}} g} = \frac{v_2^2 \left(1 - \frac{d_2^4}{d_1^4}\right)}{2g}.$$

Отсюда

$$v_2 = \sqrt{\frac{2gh(\rho_r - \rho_{\text{ж}})}{\rho_{\text{ж}} \left(1 - \frac{d_2^4}{d_1^4}\right)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 0,28(1250 - 700)}{700 \left(1 - \frac{0,02^4}{0,05^4}\right)}} = 2,1 \text{ м/с}.$$

Задача 8.2. По сифонному трубопроводу движется вода. Определить расход Q и давление воды в сечении x-x (рис. 8.3), пренебрегая потерями напора. Верхняя точка оси трубопровода расположена выше уровня воды в резервуаре на $H = 1$ м, а нижняя - ниже на $h = 3$ м. Внутренний диаметр трубопровода $d = 20$ мм.

Решение. Составим уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2 относительно плоскости сравнения 0-0. За плоскость сравнения целесообразно выбрать горизонтальную плоскость, проходящую через нижнюю точку трубопровода. Сечение 1-1 совпадает с

уровнем жидкости в питающем резервуаре, а сечение 2-2 - с выходом жидкости из трубопровода.

Уравнение Бернулли имеет вид

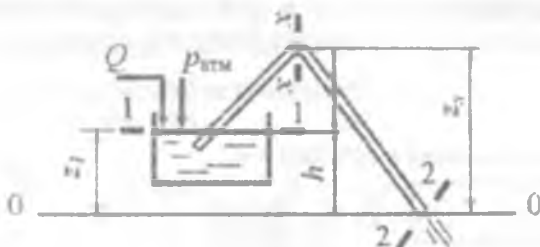


Рис. 8.3

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{a_1^2 u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{a_2^2 u_2^2}{2g} + h_w$$

Здесь $z_1 = h; z_2 = 0; h_w = 0$.

На поверхность жидкости в питающем резервуаре и на выходе из трубопровода действует атмосферное давление $p_{атм}$, поэтому $p_1 = p_2 = p_{атм}$. Принимаем $a_1 = a_2 \approx 1$. Скорость изменения уровня в резервуаре $u_1 = 0$, так как в резервуар поступает вода с расходом Q и уровень воды в нем постоянный. Произведя подстановку в исходное уравнение, получим уравнение Бернулли в виде

$$h = \frac{u_2^2}{2g}.$$

Выразим скорость:

$$u_2 = \sqrt{2gh} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 3} = 7,67 \text{ м/с}.$$

Расход определяется по формуле

$$Q = u\omega = u \frac{\pi d^2}{4}.$$

После перевода численных значений в основные единицы системы СИ и подстановки получаем

$$Q = 7,67 \frac{3,14 \cdot 0,02^2}{4} = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 2,4 \text{ л/с}.$$

Для расчета абсолютного давления в верхней точке трубопровода составим уравнение Бернулли для сечений 1-1 и x-x относительно плоскости сравнения 0-0:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{a_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{a_2 v_2^2}{2g}.$$

Здесь $z_1 = h$; $z_2 = h + H$; $p_1 = p_{\text{атм}}$. Принимаем $a_1 = a_2 \approx 1$; $v_1 = 0$. Скорость движения жидкости в трубопроводе постоянного сечения одинакова: $v =$. Тогда уравнение Бернулли примет вид

$$h + \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} = h + H + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}.$$

Выразим давление в сечении x-x:

$$p_x = \left(\frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - H - \frac{v^2}{2g} \right) \rho g.$$

Принимая нормальное атмосферное $p_{\text{атм}} = 101$ кПа, плотность воды $\rho = 1000$ кг/м³, имеем

$$p_x = \left(\frac{101 \cdot 10^3}{1000 \cdot 9,81} - 1 - \frac{7,62^2}{2 \cdot 9,81} \right) 1000 \cdot 9,81 = 61760 \text{ Па} = 61,76 \text{ кПа}.$$

В сечении x-x абсолютное давление p_x меньше атмосферного. Значит, в сечении x-x вакуумметрическое давление

$$P_v = p_{\text{атм}} - p_x = 101 - 61,76 = 39,24 \text{ кПа}.$$



ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

8.1. Вода движется в трубчатом расходомере в направлении от сечения 1-1 к сечению 2-2 (рис. 8.4). Манометрическое давление в сечении 1-1 больше давления в сечении 2-2 на $\Delta p = 25$ кПа. Определить расход Q , если внутренний диаметр трубопровода в сечении 1-1 $D = 65$ мм, а в сечении 2-2 $d = 40$ мм, разность отметок сечений $AZ = 2$ м. Потерями напора пренебречь.

8.2. Определить скорость движения бензина и расход Q в сифонном трубопроводе (рис. 8.3). Нижняя точка оси трубопровода расположена ниже уровня жидкости в питающем резервуаре на расстоянии $h = 2,5$ м. Внутренний диаметр трубопровода $d = 25$ мм, плотность бензина $\rho = 850$ кг/м³. Потерями напора пренебречь.

8.3. Определить расход воды в трубопроводе (рис. 8.5). Показание ртутного дифференциального манометра $h = 30$ мм.

Плотность ртути $\rho_{рт} = 13600 \text{ кг/м}^3$, внутренний диаметр трубопровода $D = 80 \text{ мм}$. Потери напора не учитывать.

8.4. Определить скорость газа в трубопроводе с внутренним диаметром $D = 50 \text{ мм}$ (рис. 8.6). В колене манометра находится жидкость плотностью $\rho_{ж} = 1000 \text{ кг/м}^3$. Плотность газа $\rho_{г} = 20 \text{ кг/м}^3$. Потери напора не учитывать.

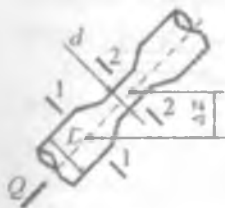


Рис. 8.4

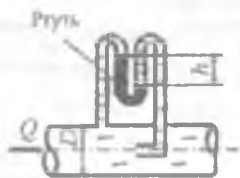


Рис. 8.5

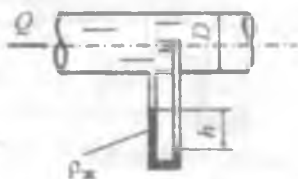


Рис. 8.6

8.5. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется глицерин (рис. 8.7), плотность которого $\rho_{г} = 1250 \text{ кг/м}^3$. Диаметр в широком сечении трубопровода $d_1 = 75 \text{ мм}$. Расход глицерина в трубопроводе $Q = 1,5 \text{ л/с}$, разность уровней в дифференциальном манометре, заполненном ртутью плотностью $\rho_{рт} = 13600 \text{ кг/м}^3$, составляет $h = 25 \text{ мм}$. Определить диаметр трубопровода в узком сечении. Потери напора не учитывать.

8.6. По сифонному трубопроводу движется жидкость (рис. 8.3). Средняя скорость движения жидкости в трубопроводе $v = 1,2 \text{ м/с}$, плотность жидкости $\rho = 750 \text{ кг/м}^3$. Определить вакуумметрическое давление p в сечении x-x сифонного трубопровода, если оно расположено выше уровня жидкости питающего резервуара на $H = 3,5 \text{ м}$. Потери напора пренебречь.

8.7. Бензин движется в трубчатом расходомере в направлении от сечения 1-1 к 2-2 (рис. 8.4). Манометрическое давление в сечении 1-1 $p_1 = 86 \text{ кПа}$, а в сечении 2-2 - $p_2 = 48 \text{ кПа}$. Определить скорость движения жидкости в сечении 2-2, если внутренний диаметр трубопровода в сечении 1-1 $D = 40 \text{ мм}$, а в сечении 2-2 - $d = 25 \text{ мм}$. разность отметок сечений $\Delta z = 3 \text{ м}$, плотность бензина $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$. Потери напора пренебречь.

8.8. По горизонтальной трубе переменного сечения протекает нефть с расходом $Q = 1,3$ л/с (рис. 8.8). Определить разность показаний пьезометров h , если диаметр трубопровода в широком сечении $D = 10$ см, а в узком - $d = 5$ см. Плотность нефти $\rho = 850$ кг/м³. Потерями напора пренебречь.

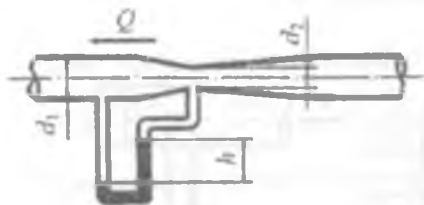


Рис. 8.7

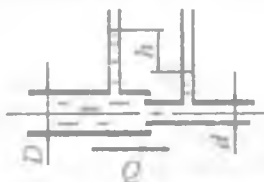


Рис. 8.8

8.9. По горизонтальному трубопроводу движется керосин (рис. 8.5). Показание ртутного дифференциального манометра $h = 50$ мм. Плотность ртути $\rho_{\text{рт}} = 13600$ кг/м³, плотность керосина $\rho_{\text{к}} = 780$ кг/м³. Внутренний диаметр трубопровода $D = 50$ мм. Определить скорость керосина в трубопроводе. Потерями напора пренебречь.

8.10. Насос с подачей $Q = 7,2$ м³/ч забирает воду из колодца (рис. 8.9). Определить наибольший вакуум p_v при входе в насос. Внутренний диаметр трубопровода $D = 80$ мм, высота установки насоса над уровнем жидкости $h = 4$ м. Потери напора $h_{\Sigma} = 0,5$ м.

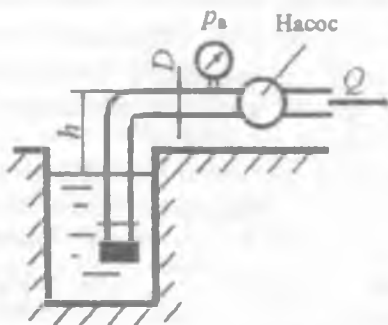


Рис. 8.9

8.11. Керосин движется в трубчатом расходомере в направлении от сечения 1-1 к 2-2 (рис. 8.4). Манометрическое давление в сечении 1-1 $p_1 = 35$ кПа. Определить манометрическое давление в сечении 2-2, если внутренний диаметр трубопровода в сечении 1-1 $D = 50$ мм, а в сечении 2-2 $d = 35$ мм, разность отметок сечений $\Delta z = 1$ м, расход жидкости $Q = 2$ л/с. Потерями напора пренебречь.

8.12. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется нефть (рис. 8.7), плотность которой $\rho_n = 850$ кг/м³. Диаметр в узком сечении трубопровода $d_2 = 50$ мм.

Расход нефти в трубопроводе $Q = 0,5$ л/с, разность уровней в дифференциальном манометре, заполненном ртутью плотностью $\rho_{рт} = 13600$ кг/м³, составляет $h = 35$ мм. Определить диаметр трубопровода в широком сечении. Потерями напора пренебречь

8.13. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется вода (рис. 8.10). Из бачка A по трубке, подведенной к трубопроводу, поступает краситель плотностью $\rho = 1300$ кг/м³. Определить расход воды в трубопроводе, при котором прекратится подача красителя. Уровень красителя в бачке $H = 0,5$ м, диаметр трубопровода в широком сечении $D = 150$ мм, в узком $d = 100$ мм, манометрическое давление воды в широком сечении трубопровода равно 30 кПа. Потерями напора пренебречь

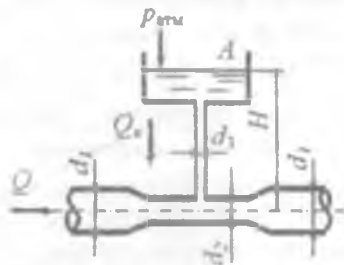


Рис. 8.10

8.14. По трубопроводу (рис. 8.5) движется вода с расходом $Q = 25$ м³/ч. Определить показание ртутного дифференциального манометра. Плотность ртути $\rho_{рт} = 13600$ кг/м³, внутренний диаметр трубопровода $D = 50$ мм. Потерями напора пренебречь.

8.15. Насос с подачей $Q = 7$ л/с забирает воду из колодца (рис. 8.9). Внутренний диаметр трубопровода $D = 80$ мм. Определить высоту установки насоса над уровнем жидкости h , чтобы вакуум при входе в насос не превышал $P_v = 50$ кПа. Потери напора $h_n = 0,6$ м.

8.16. По горизонтальной трубе переменного сечения протекает вода при разности показаний пьезометров $h = 50$ см (рис. 8.11).

Определить расход Q , если диаметр трубопровода в широком сечении $D = 50$ мм, а в узком $d = 30$ мм. Потери напора $h_{\Sigma} = 0,1$ м.

8.17. Определить, на какую теоретическую высоту H относительно уровня жидкости в питающем резервуаре можно поднять сечение $x-x$ сифонного трубопровода (рис. 8.3), чтобы вакуумметрическое давление p в этом сечении не превышало 40 кПа. Средняя скорость движения жидкости в трубопроводе $v = 1,8$ м/с, плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³. Потерями напора пренебречь.



Рис. 8.11

8.18. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется минеральное масло (рис. 8.7), плотность которого $\rho_{\text{м}} = 750$ кг/м³. Диаметр в широком сечении трубопровода $d_1 = 75$ мм, а в узком $d_2 = 45$ мм, разность уровней в дифференциальном манометре, заполненном ртутью с плотностью $\rho_{\text{рт}} = 13500$ кг/м³, составляет $h = 45$ мм. Определить расход масла в трубопроводе. Потерями напора пренебречь.

8.19. По горизонтальной трубе переменного сечения протекает жидкость при разности показаний пьезометров $h = 75$ см (рис. 8.8). Определить скорость жидкости в узком сечении трубопровода, если диаметр трубопровода в широком сечении $D = 75$ мм, а в узком $d = 40$ мм. Плотность жидкости $\rho = 1200$ кг/м³. Потери напора $h_{\Sigma} = 0,2$ м.

8.20. Насос установлен над уровнем воды в колодце на высоте $h = 1$ м (рис. 8.9). Определить подачу воды Q , если наибольший вакуум при входе в насос $p_{\text{в}} = 40$ кПа. Внутренний диаметр трубопровода $D = 5$ см. Потери напора $h_{\Sigma} = 0,4$ м.

8.21. Определить среднюю скорость движения жидкости в трубопроводе v (рис. 8.3), чтобы вакуумметрическое давление p в сечении $x-x$ сифонного трубопровода не превышало 60 кПа. Высота расположения сечения относительно уровня жидкости в питающем резервуаре $H = 3,5$ м, относительная плотность жидкости $\delta = 1,2$. Потерями напора пренебречь.

8.22. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется вода (рис. 8.10). Из бабка A по трубке, подведенной к

трубопроводу, поступает краситель плотностью $\rho = 1250 \text{ кг/м}^3$. Определить, при какой высоте H прекратится подача красителя. Расход воды в трубопроводе $Q = 1,8 \text{ м}^3/\text{мин}$, диаметр трубопровода в широком сечении $d_1 = 200 \text{ мм}$, в узком $d_2 = 100 \text{ мм}$, абсолютное давление воды в трубопроводе с диаметром $d_1 = 150 \text{ кПа}$. Потерями напора пренебречь.

8.23. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения с диаметрами $d_1 = 50 \text{ мм}$ и $d_2 = 30 \text{ мм}$ движется нефть (рис. 8.7) с расходом $Q = 1,1 \text{ м}^3/\text{сут}$. Определить, пренебрегая потерями напора, разность давлений в узком и широком сечениях трубопровода.

8.24. По трубопроводу диаметром $D = 150 \text{ мм}$ движется вода с расходом 20 л/мин . Определить, пренебрегая потерями напора, разность уровней в жидкостном манометре (рис. 8.6). Плотность жидкости в манометре $\rho_{\text{ж}} = 1,3 \text{ г/см}^3$.

8.25. Определить, пренебрегая потерями напора, расход воды в трубопроводе диаметром $D = 10 \text{ см}$ (рис. 8.5), если разность уровней жидкости в манометре $h = 250 \text{ мм}$. Плотность жидкости в манометре $\rho_{\text{ж}} = 1250 \text{ кг/м}^3$.

8.26. Какую разность уровней h покажет дифференциальный манометр, заполненный водой, при расходе воздуха $Q = 8000 \text{ м}^3/\text{ч}$ (рис. 8.7), если плотность воздуха $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$? Трубопровод переменного сечения расположен горизонтально. Диаметр широкого сечения трубы $d_1 = 50 \text{ см}$, узкого $d_2 = 20 \text{ см}$. Потери напора $h_{\text{в}} = 0,1 \text{ м}$.

8.27. По горизонтальной трубе переменного сечения протекает вода при разности показаний пьезометров $h = 1,5 \text{ м}$ (рис. 8.8). Определить расход Q , если диаметр трубопровода в широком сечении $D = 80 \text{ мм}$, а в узком $d = 50 \text{ мм}$. Потери напора $h_{\text{в}} = 0,15 \text{ м}$.

8.28. По горизонтальной трубе переменного сечения протекает жидкость с относительной плотностью $\delta = 1,2$, расход $Q = 50 \text{ л/мин}$ (рис. 8.11). Определить разность показаний пьезометров, если диаметр трубопровода в широком сечении $D = 75 \text{ мм}$, а в узком $d = 40 \text{ мм}$. Потери напора $h_{\text{в}} = 0,2 \text{ м}$.

8.29. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется жидкость (рис. 8.7), плотность которой $\rho_{\text{ж}} = 1200 \text{ кг/м}^3$.

Диаметр в широком сечении трубопровода $d_1 = 100$ мм, а в узком $d_2 = 75$ мм, разность уровней в дифференциальном манометре, заполненном ртутью с плотностью $\rho_{рт} = 13600$ кг/м³, составляет $h = 25$ см. Определить скорость в широком сечении трубопровода. Потерями напора пренебречь.

8.30. По горизонтальной трубе переменного сечения протекает жидкость при разности показаний пьезометров $h = 60$ см (рис. 8.8). Определить скорость жидкости в широком сечении трубопровода, если диаметр трубопровода в широком сечении $D = 100$ мм, а в узком $d = 75$ мм. Плотность жидкости $\rho = 1300$ кг/м³. Потери напора $h_w = 0,17$ м.

8.31. Определить, на какую высоту h поднимается вода в трубке, один конец которой присоединен к суженному сечению трубопровода, а другой конец опущен в воду. Расход воды в трубе $Q = 0,025$ м³/с, избыточное давление $p_1 = 49 \cdot 10^3$ Па, диаметры $d_1 = 100$ мм, $d_2 = 50$ мм (рис. 8.12). Потери напора не учитывать.

8.32. Определить диаметр суженной части трубопровода d_2 , если вода в трубке поднимается на высоту $h = 3,5$ м при расходе воды в трубопроводе $Q = 0,007$ м³/с и диаметре $d_1 = 0,10$ м. Абсолютное давление в сечении трубопровода диаметром d_1 $p_1 = 1,5 \cdot 10^5$ Па (рис. 8.12). Потери напора не учитывать.

8.33. Определить давление в сечении трубопровода с диаметром $d_1 = 0,10$ м, если вода в трубке поднялась на высоту $h = 3,0$ м, диаметр $d_2 = 0,06$ м, расход воды в трубопроводе $Q = 0,0065$ м³/с (рис. 8.12). Потери напора не учитывать.

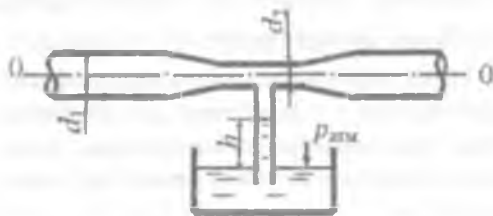


Рис. 8.12

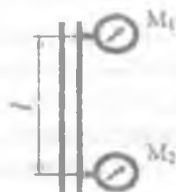


Рис. 8.13

8.34. На вертикальной водопроводной трубе постоянного диаметра на расстоянии $l = 10$ м установлены два манометра. Нижний манометр M_2 показывает давление $1,2 \text{ кг/см}^2$, а верхний $M_1 - 0,8 \text{ кг/см}^2$. Определить гидравлический уклон и направление движения жидкости (рис. 8.13).

8.35. Канал имеет сужение с плавно закругленными стенками. Ширина канала: в сечении 1-1 $b_1 = 3,0$ м; в сечении 2-2 $b_2 = 0,8$ м (рис. 8.14). Определить скорость течения воды v_2 в сечении 2-2, если расход воды $Q = 0,9 \text{ м}^3/\text{с}$, глубина воды в сечении 1-1 равна $h_1 = 1,0$ м, а в сечении 2-2 $h_2 = 1,1$ м.

8.36. По нагнетательному патрубку диаметром $d_1 = 200$ мм вентилятором подается воздух ($\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$) с расходом $Q = 0,8 \text{ м}^3/\text{с}$ при избыточном давлении $p_1 = 1,0 \text{ кПа}$. К патрубку подсоединен диффузор с диаметром выходного сечения $d_2 = 300$ мм. Определить давление воздуха на выходе из диффузора. Изменение плотности воздуха и потери в диффузоре не учитывать (рис. 8.15).

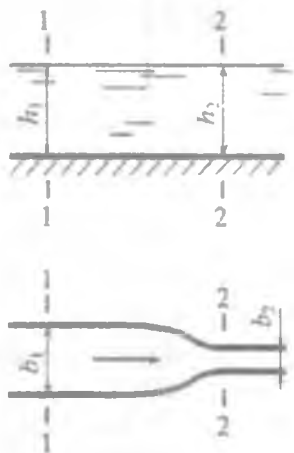


Рис. 8.14

8.37. Определить расход воды через водомер Вентури, установленный под углом $\alpha = 30^\circ$ к горизонту, если показание дифференциального ртутного манометра $h = 600$ мм рт. ст. (рис. 8.16). Диаметры водомера в сечениях 1-1 и 2-2 соответственно равны $d_1 = 200$ мм и $d_2 = 75$ мм, расстояние между сечениями $l = 400$ мм. Потери пренебречь.

8.38. По пожарному рукаву вода с расходом $Q = 10 \text{ л/с}$ поступает к брандспойту, который представляет собой конический сужающийся насадок с размерами: длина $l = 600$ мм, диаметр входного сечения $d_1 = 75$ мм, диаметр выходного сечения $d_2 = 27$ мм; потери напора в брандспойте $h_v = 0,4$ м (рис. 8.17). Определить, на

какую высоту бьет вертикальная струя, и избыточное давление на входе в брендспойт. Сопротивлением воздуха пренебречь.



Рис. 8.15

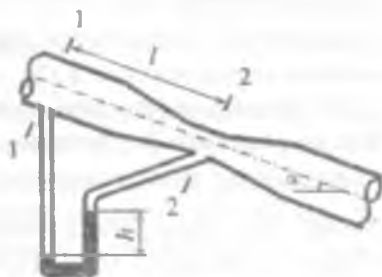


Рис. 8.16

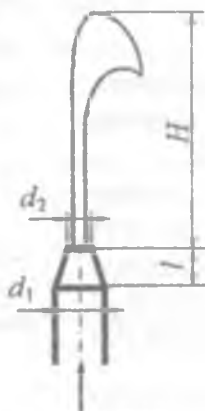


Рис. 8.17

8.39. К трубе (рис. 8.18), по которой движутся дымовые газы ($\rho = 0,6 \text{ кг/м}^3$), присоединен микроманометр, заполненный спиртом ($\rho_{\text{сп}} = 800 \text{ кг/м}^3$). Показание шкалы манометра, наклоненной под углом $\alpha = 30^\circ$ к горизонту, $l = 15 \text{ мм}$. Определить скорость движения дымовых газов.

8.40. Определить разность показаний пьезометров h (рис. 8.11), если по трубе протекает вода с расходом Q , а диаметры трубопровода соответственно равны d и D . Потери напора при внезапном расширении потока h_w .

8.41. В закрытом резервуаре поддерживается при постоянном уровне постоянное избыточное давление $p_{из} = 0,5 \cdot 10^5 \text{ Па}$, под воздействием которого вода при температуре $t = 50^\circ \text{C}$ поступает по трубе диаметром $d = 50 \text{ мм}$ на высоту $h = 3,0 \text{ м}$ (рис. 8.19). Потери напора в трубе $h_{\Sigma} = 1,5 \text{ м}$. Определить расход воды в трубе, если на выходе из трубы давление атмосферное. Изменением плотности воды при изменении давления пренебречь.

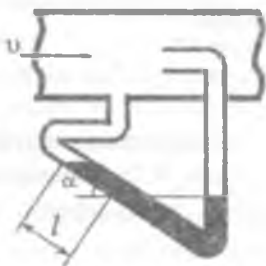


Рис.8.18



Рис. 8.19

8.42. По трубопроводу диаметром $d = 100 \text{ мм}$ вода поступает в закрытый бак с избыточным давлением $p_{из} = 0,2 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Определить расход воды Q , если глубина воды в баке $h = 3 \text{ м}$; показания манометра $p_m = 1,0 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Потери напора в трубе $h_{\Sigma} = 4,2 \text{ м}$ (рис. 8.20).

8.43. Из закрытого бака вода при температуре 4°C поступает по трубе $d = 100 \text{ мм}$ на высоту $h = 5 \text{ м}$ (рис. 8.19). Расход воды $Q = 0,02 \text{ м}^3/\text{с}$, потери напора $h_{\Sigma} = 4,2 \text{ м}$. Определить давление p_{0m} на поверхности воды в баке.

8.44. Определить избыточное давление в резервуаре (рис. 8.20), если глубина воды в баке $h = 5 \text{ м}$, потери напора $h_{\Sigma} = 4,9 \text{ м}$, расход воды $Q = 0,02 \text{ м}^3/\text{с}$, диаметр трубопровода $d = 100 \text{ мм}$, показание манометра, установленного на трубопроводе, $p_m = 1,08 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

8.45. По трубопроводу, состоящему из труб диаметром $d_1 = 100 \text{ мм}$ и $d_2 = 50 \text{ мм}$, подается вода в бак на высоту $h = 4 \text{ м}$ (рис. 8.21). Определить расход воды, если потери напора в

трубопроводе $h_v = 6,2$ м, а показания манометра M на трубопроводе $p_m = 1,03 \cdot 10^5$ Па.

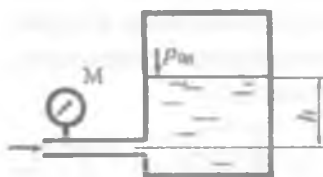


Рис. 8.20



Рис. 8.21

8.46. Из открытого резервуара по сифонному трубопроводу диаметром $d = 50$ мм протекает вода (рис. 8.22). Определить, при какой температуре воды прекратится поступление воды по трубопроводу, если $h_1 = 5,0$ м.

8.47. Определить, при каком давлении в трубопроводе p_m расход $Q = 6$ л/с (рис. 8.21). Исходные данные: $d_1 = 100$ мм, $d_2 = 75$ мм, $h = 5$ м, потери напора $h_v = 4,8$ м.

8.48. Определить давление в верхней точке сифонного трубопровода, если $h_1 = 1,0$ м, $h_2 = 2,0$ м; потери напора не учитывать. Температура воды $t = 5^\circ \text{C}$.

8.49. Вентилятором воздух плотностью $\rho = 1,2$ кг/м³ подается в помещение по всасывающей трубе диаметром $D = 200$ мм. Определить вакуумметрическое давление P_v перед вентилятором, если его производительность $Q = 1300$ м³/ч (рис. 8.23). Потерями во всасывающей трубе пренебречь.

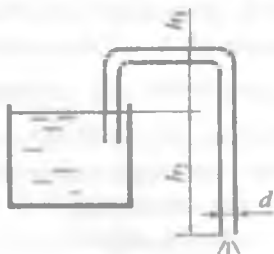


Рис. 8.22

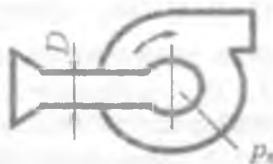


Рис. 8.23

ГЛАВА 9. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

9.1. Общие сведения

При движении реальной жидкости необходимо учитывать потери энергии на преодоление сопротивления движению жидкости. Различают два вида основных сопротивлений:

- сопротивления, проявляющиеся по длине потока, обусловленные силами трения частиц жидкости друг о друга и о стенки, ограничивающие поток. Им соответствуют потери напора на трение по длине потока $h_{дт}$;

- сопротивления, обусловленные препятствиями на отдельных ограниченных участках потока, где наблюдается изменение направления или величины скорости (расширение или сужение потока, поворот потока, наличие задвижек, кранов, вентилях и т.д.). Им соответствуют потери напора на преодоление местных сопротивлений $h_{м}$.

Общие потери напора h_w складываются из суммы потерь напора на трение по длине и суммы местных потерь напора на рассматриваемом участке пути потока:

$$h_w = \sum h_{дт} + \sum h_{м}. \quad (9.1)$$

Потери напора на трение по длине в круглой трубе в общем случае определяются по формуле Дарси:

$$h_{дт} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (9.2)$$

Коэффициент гидравлического трения λ определяется в зависимости от режима движения жидкости и зоны (области) гидравлических сопротивлений, в которой работает трубопровод.

Для ламинарного режима

$$\lambda = \frac{64}{Re_d}. \quad (9.3)$$

При турбулентном режиме различают три зоны (области) гидравлических сопротивлений.

При $4000 < Re_d \leq 10 \frac{d}{\Delta}$ (зона гидравлически гладких труб,
 Δ – абсолютная шероховатость стенок трубопровода)

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re_d^{0,25}} - \text{формула Блазиуса} \quad (9.4)$$

При $10 \frac{d}{\Delta} < Re_d \leq 500 \frac{d}{\Delta}$ (переходная зона от гидравлически
 гладких труб к гидравлически шероховатым)

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re_d} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} - \text{формула Альтшуля.} \quad (9.5)$$

При $Re_d > 500 \frac{d}{\Delta}$ (зона гидравлически шероховатых труб, или
 квадратичная зона сопротивления)

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} - \text{формула Шифринсона.} \quad (9.6)$$

Существуют также и другие зависимости [7-9]. Для расчета сопротивлений при движении нефти по трубам используются зависимости, приведенные в [10]. Коэффициент гидравлического трения λ можно определить по графику прил. 6.

Потери напора для квадратичной зоны сопротивлений можно определить через удельное сопротивление трубопровода или расходную характеристику по формуле

$$h_x = S_0 Q^2 l = \frac{Q^2}{K^2} l, \quad (9.7)$$

где S_0 - удельное сопротивление трубопровода,

$$S_0 = S_{0\text{кв}} k_{\text{п}}; \quad (9.8)$$

$S_{0\text{кв}}$, $K_{\text{кв}}$ - удельное сопротивление и расходная характеристика для квадратичной зоны сопротивления; $k_{\text{п}}$ - поправочный коэффициент, определяемый в зависимости от скорости:

$v, \text{ м/с}$	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
$k_{\text{п}}$	1,41	1,20	1,11	1,06	1,04	1,03	1,015	1,00

В квадратичной области сопротивления (при скоростях $v \geq 1,2 \text{ м/с}$) значения $S_{0\text{кв}}$ для бывших в эксплуатации стальных труб приведены в приложении [11, 12].

Значения абсолютной шероховатости трубопроводов приведены в табл. 9.1.

Таблица 9.1

Значения абсолютной шероховатости Δ

Материал и вид трубы	Состояние трубы	Д, мм
Тянутые трубы из стекла и цветных металлов	Новые, технически гладкие	0,001...0,01
Бесшовные стальные трубы	Новые	0,02...0,05
	После нескольких лет эксплуатации	0,15...0,30
Стальные сварные трубы	Новые	0,03...0,10
	С незначительной коррозией после очистки	0,1...0,2
	После нескольких лет эксплуатации	0,8...1,5
Чугунные трубы	Новые	0,2...0,5
	После нескольких лет эксплуатации	0,5...1,5
Асбестоцементные трубы	Новые	0,05...0,10
	Бывшие в эксплуатации	0,60
Бетонные трубы	При хорошей поверхности с затиркой	0,3...0,8
	При среднем качестве работ	2,5
	С грубой (шероховатой) поверхностью	3,0...9,0
Рукава и шланги резиновые	—	0,03

Потери напора в местных сопротивлениях определяются по формуле Вейсбаха

$$h_i = \zeta \frac{v^2}{2g}, \quad (9.9)$$

где v - средняя по живому сечению скорость (обычно в сечении трубопровода за местным сопротивлением).

Значения коэффициентов местных сопротивлений зависят от вида местного сопротивления и в некоторых случаях от числа Рейнольдса. В большинстве случаев определяются экспериментально и лишь для некоторых видов сопротивлений их можно

определить теоретически. Значения коэффициентов местных сопротивлений в квадратичной зоне гидравлических сопротивлений приведены в [7] и другой справочной и учебной литературе.

Внезапное расширение трубопровода. Коэффициент местного сопротивления при внезапном расширении трубопровода (рис. 9.1), отнесенный к скорости за сопротивлением v_2 , определяется по формуле

$$\zeta_{\text{вн.р}} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2 = \left(\left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 - 1 \right)^2, \quad (9.10)$$

отнесенный к скорости до сопротивления v_1

$$\zeta_{\text{вн.р}} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 = \left(1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right)^2, \quad (9.11)$$

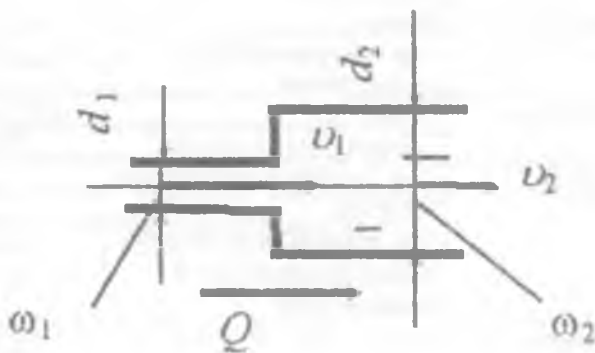


Рис. 9.1

где (ω_1, ω_2) - площади живого сечения трубопровода соответственно перед и за сопротивлением.

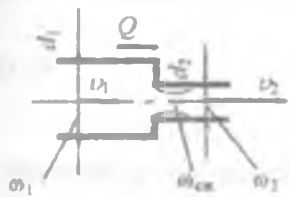
Значения коэффициента ($\zeta_{\text{вн.р}}$, рассчитанные по формуле (9.10), приведены в табл. 9.2.

Таблица 9.2

Значения коэффициента сопротивления при внезапном расширении трубопровода, отнесенные к скорости за сопротивлением ν_2

$\frac{\omega_2}{\omega_1}$	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
$\frac{d_2}{d_1}$	3,16	3,00	2,83	2,65	2,45	2,24	2,00	1,73	1,43	1
$\zeta_{\text{вн.р.}}$	81	64	49	36	25	16	9	4	1	0

Внезапное сужение трубопровода. Коэффициент местного сопротивления при внезапном сужении трубопровода, отнесенный к скорости ν_2 (рис. 9.2), определяется по формуле



$$\zeta_{\text{вн.р.}} = 0,5 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2 = 0,5 \left(1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \right)^2 \quad (9.12)$$

Рис. 9.2

Коэффициент сжатия можно определить по формуле, приведенной в [7]. Значения коэффициента $\zeta_{\text{вн.с.}}$, рассчитанные по формуле (9.12), приведены в табл. 9.3.

Таблица 9.3

Значения коэффициента сопротивления при внезапном сужении трубопровода, отнесенные к скорости за сопротивлением

$\frac{d_2}{d_1}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_{\text{вн.с.}}$	0,50	0,48	0,46	0,42	0,38	0,32	0,26	0,18	0,10	0

Диафрагма на цилиндрическом трубопроводе. Для уменьшения расхода жидкости на участке трубопровода служит диафрагма (рис. 9.3).



Рис. 9.3

Диафрагма представляет собой пластинку с отверстием в центре, диаметр которого меньше диаметра трубопровода. Коэффициент сопротивления диафрагмы

$$\zeta_d = \left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right)^2, \quad (9.13)$$

где D, d - диаметры соответственно трубопровода и отверстия в диафрагме; ε - коэффициент сжатия струи, определяется по формуле А.Д. Альтшуля [7]

$$\varepsilon = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - \frac{\omega_d}{\omega_{tr}}}, \quad (9.14)$$

ω_d, ω_{tr} - площади живого сечения соответственно диафрагмы и трубопровода. Значения коэффициента сопротивления диафрагмы, рассчитанные по формуле (9.13), приведены в табл. 9.4.

Таблица 9.4

Значения коэффициента сопротивления диафрагмы на трубопроводе

$\frac{\omega_d}{\omega_{tr}}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\frac{d}{D}$	0,316	0,447	0,548	0,632	0,707	0,775	0,837	0,894	0,949	1,000
ζ_d	234	49,5	18,8	8,8	4,4	2,34	1,14	0,55	0,185	0

Задвижка на трубопроводе.
 Для регулирования расхода на трубопроводах устанавливают задвижки (рис. 9.4). Коэффициент сопротивления задвижки зависит от степени ее закрытия $\frac{a}{D}$. Значения коэффициента (по экспериментальным данным) приведены в табл. 9.5.

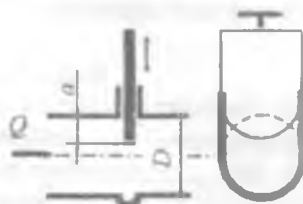


Рис. 9.4

Таблица 9.5

Значения коэффициента сопротивления задвижки при различной степени закрытия

$\frac{a}{D}$	0	1/8	2/8	3/8	4/8	5/8	6/8	7/8
ζ	0,00	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	17,0	97,8

Экспериментальные значения коэффициентов местных сопротивлений наиболее часто встречающихся сопротивлений приведены в табл. 9.6.

Таблица 9.6

Средние значения коэффициента сопротивления для квадратичной зоны гидравлических сопротивлений

Наименование сопротивления	Значения ζ
Вход в трубу без закругления входных кромок	0,5
Выход из трубы в резервуар	1,0
Угольник 90°	1,4
Колено 90° (плавное закругление)	0,2
Тройник	0,3
Вентиль обыкновенный	6,0
Угловой вентиль	0,8
Пробковый кран	0,4
Кран	6,0
Шаровой клапан	45
Вход в трубу с сеткой	6,0
Вход в трубу с сеткой и обратным клапаном	10
Счетчик расхода жидкости	3,0

Примечание. Значения коэффициента сопротивления для вентиля и кранов приведены для положения «открыто».

Вопросы для самопроверки

1. Поясните понятия «гидравлически гладкие» и «гидравлически шероховатые» поверхности.
2. Как рассчитывается толщина вязкого подслоя? В зависимости от каких других величин может изменяться толщина вязкого подслоя?
3. Запишите формулы Шези для средней скорости и расхода при равномерном движении.
4. Что такое эквивалентная шероховатость, в каких расчетах она используется?
5. Какой вид имеют формула Дарси-Вейсбаха?
6. Какие формулы для определения коэффициента Шези используются в расчетах?
7. От каких факторов в общем случае зависят значения коэффициентов местных сопротивлений?
8. Запишите формулу для коэффициента сопротивления при внезапном расширении.
9. Можно ли выражать потерю напора при движении через местное сопротивление по скоростному напору?
10. В каком случае потери напора будут больше – при внезапном расширении или при внезапном сужении труб (соотношение диаметров в обоих случаях одно и то же, другие параметры потока одинаковы)?



ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 9.1. Из напорного бака, в котором поддерживается постоянный уровень $H = 3$ м, по наклонному трубопроводу переменного сечения (рис. 9.5) движется вода. Диаметры участков

трубопровода
 $d_1 = 40 \text{ мм}$, $d_2 = 25 \text{ мм}$,
 длины соответственно
 $l_1 = 50 \text{ м}$, $l_2 = 75 \text{ м}$.
 Начало трубопровода
 расположено выше
 его конца на вели-
 чину $z = 1,5 \text{ м}$. Опре-
 делить расход воды в
 трубопроводе, если

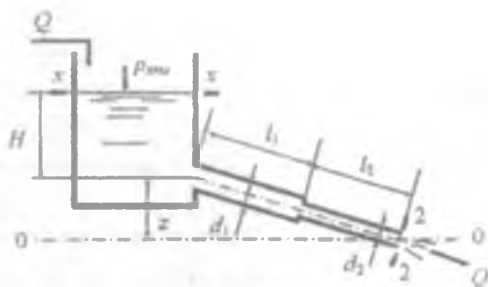


Рис. 9.5.

коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,035$ для обоих участков трубопровода. Местными потерями напора пренебречь

Решение. Составим уравнение Бернулли для сечений x-x и 2-2 относительно горизонтальной плоскости сравнения 0-0. Плоскость сравнения целесообразно провести через конец трубопровода. Сечение x-x назначаем по уровню в напорном баке, а сечение 2-2 на выходе из трубопровода. Тогда

$$z_x + \frac{p_x}{\rho g} + \frac{a_x v_x^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{a_2 v_2^2}{2g} + h_w$$

Здесь $z_x = H + z$, $z_2 = 0$, $p_1 = p_2 = p_{\text{атм}}$. С достаточной степенью точности можно принять $a_x = a_2 \approx 1$. Скорость $v_x \approx 0$, так как площадь в сечении x-x существенно больше площадей живого сечения в трубопроводе. Потери напора по длине равняются сумме потерь на первом и втором участках трубопровода и определяются по формуле

$$h_{\text{ли}} = h_{\text{ли1}} + h_{\text{ли2}} = \lambda \frac{l_1}{d_1} \frac{v_1^2}{2g} + \lambda \frac{l_2}{d_2} \frac{v_2^2}{2g},$$

где v_1 , v_2 - средние по живому сечению скорости соответственно на участках трубопровода длиной l_1 и l_2 , диаметром d_1 и d_2 .

Из уравнения неразрывности потока

$$Q = v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2$$

выразим скорости

$$v_1 = \frac{Q}{\omega_1}; \quad v_2 = \frac{Q}{\omega_2}.$$

Произведя подстановку в исходное уравнение Бернулли, получаем

$$H + z = \frac{Q^2}{2g\omega_2} + \lambda \frac{l_1}{d_1} \frac{Q^2}{2g\omega_1^2} + \lambda \frac{l_2}{d_2} \frac{Q^2}{2g\omega_2^2};$$

отсюда

$$(H + z)2g = \left(\frac{1}{\omega_1^2} + \frac{\lambda l_1}{d_1 \omega_1^2} + \frac{\lambda l_2}{d_2 \omega_2^2} \right) Q^2;$$

$$Q = \sqrt{\frac{2g(H + z)}{\left(\frac{1}{\omega_1^2} + \frac{\lambda l_1}{d_1 \omega_1^2} + \frac{\lambda l_2}{d_2 \omega_2^2} \right)}} = \sqrt{\frac{2g(H + z)}{\frac{16}{\pi^2} \left(\frac{1}{d_1^4} + \frac{\lambda l_1}{d_1^5} + \frac{\lambda l_2}{d_2^5} \right)}}.$$

После подстановки численных значений получаем

$$Q = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81(3 + 1,5)}{\frac{16}{3,14^2} \left(\frac{1}{0,04^4} + \frac{0,035 \cdot 50}{0,04^5} + \frac{0,035 \cdot 75}{0,025^5} \right)}} = 4,36 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Задача 9.2. Горизонтальная труба (рис. 9.6) диаметром $d = 5$ см соединяет резервуары с водой, в которых поддерживаются постоянные уровни $H_1 = 4,5$ м, $H_2 = 2,5$ м. Для регулирования расхода на трубопроводе установлен вентиль. Определить коэффициент сопротивления вентиль и потерю напора в нем, если расход воды $Q = 12,5$ л/с, а избыточное давление на поверхности воды в напорном баке $p_{0\text{н}} = 25$ кПа. Другими потерями напора пренебречь.

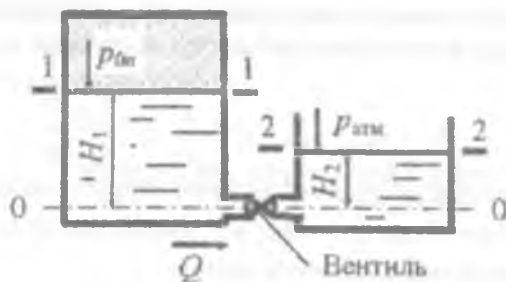


Рис. 9.6

Решение. Составим уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2 относительно горизонтальной плоскости сравнения 0-0. Плоскость сравнения целесообразно совместить с осью трубопровода. Сечение 1-1 назначаем по уровню в напорном баке, а сечение 2-2 по уровню в сливном баке. Тогда

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{a_1 u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{a_2 u_2^2}{2g} + h_b.$$

Здесь $z_1 = H_1$, $z_2 = H_2$, абсолютное давление в сечениях 1-1 и 2-2 соответственно $p_1 = p_{\text{он}} + p_{\text{атм}}$, $p_2 = p_{\text{атм}}$. Скорости $u_1 \approx u_2 \approx 0$, так как в сечениях 1-1 и 2-2 они малы. Учитываем только местные потери напора в вентиле h_b .

Тогда уравнение Бернулли принимает вид

$$H_1 + \frac{p_1}{\rho g} = H_2 + \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} + h_b$$

Потери напора в вентиле

$$h_b = H_1 - H_2 + \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} = H_1 - H_2 + \frac{p_{\text{он}}}{\rho g}.$$

После подстановки численных значений

$$h_b = 4,5 - 2,5 + \frac{25 \cdot 10^3}{1000 \cdot 9,81} = 4,55 \text{ м.}$$

В то же время потери напора в вентиле можно определить по формуле

$$h_b = \zeta_b \frac{u^2}{2g},$$

где ζ_b - коэффициент сопротивления вентиля; u - средняя по живому сечению скорость в трубопроводе.

Из уравнения расхода имеем

$$u = \frac{Q}{\omega} = \frac{4Q}{\pi d^2},$$

тогда

$$h_b = \zeta_b \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4}.$$

Произведем подстановку и выразим коэффициент сопротивления:

$$\zeta_b = \frac{h_b g \pi^2 d^4}{8Q^2} = \frac{4,55 \cdot 9,81 \cdot 3,14^2 \cdot 0,05^4}{8(5,5 \cdot 10^{-3})^2} = 11,36.$$

Задача 9.3. Определить расход воды в трубопроводе переменного сечения. На участке трубопровода диаметром $d = 50$ мм установлены угловой вентиль, счетчик расхода жидкости. После

внезапного расширения трубопровода до диаметра $D = 100$ мм на нем имеются 3 поворота на 90° с угольниками и внезапное сужение до начального диаметра d . Конечная точка трубопровода лежит выше начальной на $\Delta z = 1,2$ м. Перепад давлений в начале и конце участка трубопровода $\Delta p = 27$ кПа. Потерями по длине пренебречь.

Решение. Согласно условию задачи составим расчетную схему (рис. 9.7). Участки трубопровода постоянного диаметра обозначим a, b, c . При решении задачи используем уравнение Бернулли. Плоскость сравнения проведем произвольно ниже участка трубопровода. Сечения 1-1 и 2-2 назначаем соответственно в начале и конце участка трубопровода. Для выбранных сечений и плоскости сравнения запишем уравнение Бернулли:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w.$$

Здесь $z_2 - z_1 = \Delta z$, $p_1 - p_2 = \Delta p$, $v_1 = v_2$, так как $d_1 = d_2$; $h_w = \sum h_i$.

Следовательно, перепад давления в начале и конце участка трубопровода Δp затрачивается на преодоление местных гидравлических сопротивлений и на подъем воды на высоту Δz . Тогда уравнение принимает вид

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = \Delta z + \sum h_i.$$

Местные потери складываются из суммарных потерь на участках a, b и c

$$\sum h_i = h_a + h_b + h_c = \frac{v_a^2}{2g} \sum \zeta_a + \frac{v_b^2}{2g} \sum \zeta_b + \frac{v_c^2}{2g} \sum \zeta_c,$$

где v_a, v_b, v_c - средние по живому сечению скорости движения воды соответственно на участках трубопровода a, b и c ; $\sum \zeta_a, \sum \zeta_b, \sum \zeta_c$ - суммы коэффициентов местных гидравлических сопротивлений соответственно на участках трубопровода a, b и c .

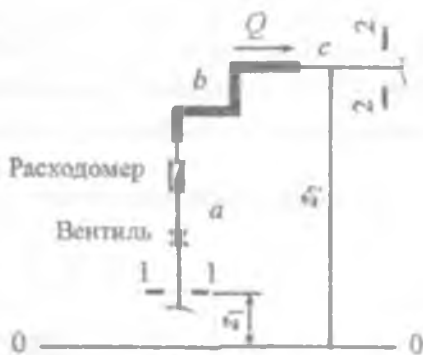


Рис. 9.7.

С учетом того что $v_a = v_c$, так как $d_1 = d_2$, можно записать

$$\sum h_m = \frac{v_a^2}{2g} (\zeta_{ув} + \zeta_{сч} + \zeta_{внс}) + \frac{v_b^2}{2g} (\zeta_{внр} + 3\zeta_{т}),$$

где $\zeta_{ув}$, $\zeta_{сч}$, $\zeta_{внс}$, $\zeta_{внр}$ - коэффициенты местных сопротивлений соответственно углового вентиля, счетчика расхода жидкости, внезапного сужения, внезапного расширения и угольника 90° .

Из уравнения неразрывности потока выразим скорости:

$$v_a = \frac{Q}{\omega_1} = \frac{4Q}{\pi d^2}; \quad v_b = \frac{Q}{\omega_2} = \frac{4Q}{\pi D^2}.$$

Тогда уравнение Бернулли примет вид

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = \Delta z + \frac{Q^2}{\omega_1^2 2g} (\zeta_{ув} + \zeta_{сч} + \zeta_{внс}) + \frac{Q^2}{\omega_2^2 2g} (\zeta_{внр} + 3\zeta_{т}).$$

Отсюда

$$Q = \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{\left(\frac{27 \cdot 10^3}{1000 \cdot 9,81} - 1,2 \right) 2 \cdot 9,81}{\frac{0,8 + 3 + 0,4}{0,05^4} + \frac{9 + 3 \cdot 1,4}{0,1^4}}} = 4,83 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Задача 9.4. По горизонтальному трубопроводу длиной $l = 150$ м и диаметром $d = 200$ мм движется жидкость плотностью $\rho = 950$ кг/м³, имеющая кинематический коэффициент вязкости $\nu = 15$ сСт. Трубы бесшовные стальные, бывшие в эксплуатации. Определить среднюю по живому сечению скорость движения жидкости, если перепад давлений в начале и конце участка трубопровода составляет $\Delta p = 12$ кПа. Местные потери напора не учитывать.

Решение. Перепад давления в начале и конце участка трубопровода Δp затрачивается на преодоление гидравлических сопротивлений по длине потока. Тогда уравнение Бернулли примет вид

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = h_m = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

Коэффициент гидравлического трения λ зависит от зоны гидравлических сопротивлений, которая нам неизвестна. Задаваясь зоной гидравлических сопротивлений, задачу решаем методом последовательных приближений. Обычно на первом этапе предполагают наличие квадратичной зоны гидравлических сопро-

тивлений (зона гидравлически шероховатых труб, шероховатость согласно табл. 9.1 принимаем $\Delta = 0,2$ мм).

Тогда

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,0002}{0,20} \right)^{0,25} = 0,020.$$

Из уравнения Бернулли выразим скорость движения жидкости в первом приближении:

$$\nu = \sqrt{\frac{2\Delta p d}{\lambda \rho l}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,2}{0,020 \cdot 950 \cdot 150}} = 1,30 \text{ м/с.}$$

Для установления зоны гидравлических сопротивлений находим число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\nu d}{\nu} = \frac{1,30 \cdot 0,2}{15 \cdot 10^{-6}} = 17333.$$

Режим движения - турбулентный. Находим отношения:

$$10 \frac{d}{\Delta} = 10 \frac{0,2}{0,0002} = 10000; \quad 500 \frac{d}{\Delta} = 500 \frac{0,2}{0,0002} = 500000.$$

Число Рейнольдса находится в диапазоне, $10 \frac{d}{\Delta} < Re_d \leq 500 \frac{d}{\Delta}$, что соответствует переходной зоне от гидравлически гладких труб к гидравлически шероховатым.

Находим значение λ для переходной зоны гидравлических сопротивлений:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{17333} + \frac{0,0002}{0,2} \right)^{0,25} = 0,028.$$

Уточняем скорость движения жидкости:

$$\nu = \sqrt{\frac{2 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,2}{0,028 \cdot 950 \cdot 150}} = 1,10 \text{ м/с.}$$

Тогда число Рейнольдса

$$Re = \frac{\nu d}{\nu} = \frac{1,1 \cdot 0,2}{15 \cdot 10^{-6}} = 14667.$$

Число Рейнольдса находится в переходной зоне гидравлических сопротивлений. Уточняем значения λ и ν :

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{14667} + \frac{0,0002}{0,2} \right)^{0,25} = 0,030;$$

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,2}{0,030 \cdot 950 \cdot 150}} = 1,06 \text{ м/с.}$$

Как видно из расчетов, последнее значение скорости отличается от предыдущего на 3,6 %, что соответствует достаточной точности расчетов.

В учебных целях погрешность не должна превышать 5 %. В случае, если погрешность превысит 5 %, необходимо провести дальнейшее уточнение расчетной величины.



ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

9.1. Горизонтальная труба (рис. 9.8) диаметром $d = 100$ мм состоит из двух участков и соединяет резервуары, в которых поддерживаются постоянные уровни $H_1 = 6$ м и $H_2 = 2$ м. Длина каждого участка трубопровода $l = 25$ м. Определить расход воды, если коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,025$.

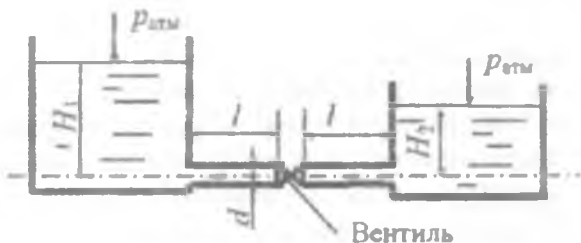


Рис. 9.8

9.2. По трубопроводу (рис. 9.9), соединяющему два резервуара, в которых поддерживаются постоянные уровни, перетекает жидкость плотностью $\rho = 1250 \text{ кг/м}^3$.

Диаметр трубопровода $d = 20 \text{ мм}$. В верхнем баке поддерживается избыточное давление $P_{0н} = 15 \text{ кПа}$, а в нижнем вакуумметрическое давление $p_{0н} = 7 \text{ кПа}$. Раз-

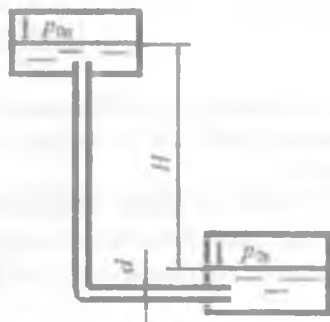


Рис. 9.9.

ность уровней в баках $H = 5 \text{ м}$. Определить расход жидкости, если коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,028$, а длина трубопровода $l = 15 \text{ м}$. Местными потерями напора пренебречь.

9.3. Из напорного бака по наклонному трубопроводу переменного сечения (рис. 9.5) движется жидкость с относительной плотностью $\delta = 0,85$.

Диаметры участков трубопровода $d_1 = 50 \text{ мм}$, $d_2 = 30 \text{ мм}$, а длины соответственно $l_1 = 80 \text{ м}$, $l_2 = 40 \text{ м}$. Начало трубопровода расположено выше его конца на $z = 3,5 \text{ м}$. Для обоих участков трубопровода коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,038$. Какой уровень H необходимо поддерживать в напорном баке, чтобы скорость движения жидкости на выходе из трубопровода была $v = 1,8 \text{ м/с}$? Местными потерями напора пренебречь.

9.4. По трубопроводу (рис. 9.10), соединяющему два резервуара, в которых поддерживаются постоянные уровни, перетекает жидкость плотностью $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$. Диаметр трубопровода $d = 50 \text{ мм}$. В верхнем баке создан вакуум $p_{0н} = 30 \text{ кПа}$, а в нижнем баке поддерживается избыточное давление $p_{0н} = 85 \text{ кПа}$. Разность уровней в баках $H = 8 \text{ м}$. Определить направление движения и расход жидкости, если коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,032$, а длина трубопровода $l = 30 \text{ м}$. Местными потерями напора пренебречь.

9.5. Определить среднюю скорость движения воды в сифонном трубопроводе ν (рис. 9.10). Диаметр трубопровода $d = 40$ мм, а его длина $l = 18$ м. Высота расположения уровня жидкости в питающем резервуаре относительно нижней точки трубопровода $h = 3,6$ м. коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,034$. Местными потерями напора пренебречь.

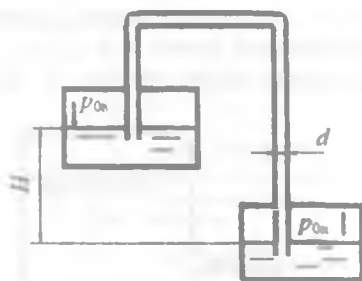


Рис. 9.10.

9.6. Горизонтальная труба (рис. 9.6) диаметром $d = 45$ мм соединяет резервуары, в которых поддерживаются постоянные уровни $H_1 = 1,3$ м. $H_2 = 0,7$ м.

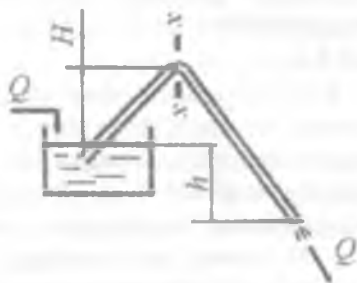


Рис. 9.11.

Для регулирования расхода на трубопроводе установлен вентиль. Определить потерю напора на вентиле, если расход воды

$Q = 30$ м³/ч, а избыточное давление в напорном баке $p_{0n} = 17$ кПа.

9.7. Насос подает воду в водонапорную башню по трубопроводу (рис. 9.12).

Расход воды в трубопроводе $Q = 5,3$ л/с. Определить показания манометра М, присоединенного к напорному трубопроводу, если вода поднимается на высоту $H = 21$ м, длина трубопровода от точки присоединения манометра до уровня в напорном баке $l = 17$ м, диаметр $d = 35$ мм, коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,032$. Местными потерями напора пренебречь.

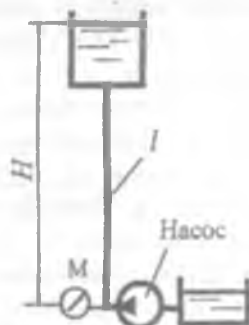


Рис. 9.12.

9.8. Из напорного бака (рис. 9.13) по трубопроводу диаметром $d = 40$ мм течет вода. Уровень воды в баке поддерживается постоянным и равен $h = 2,3$ м. На поверхность жидкости действует абсолютное давление $p_0 = 125$ кПа. Определить потери напора, если расход воды $Q = 6,5$ л/с.

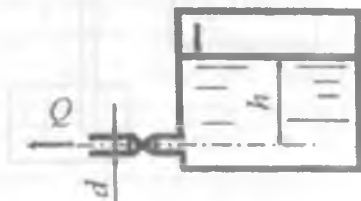


Рис. 9.13.

Определить расход в трубопроводе, если избыточное давление в напорном баке $p_{0м} = 17$ кПа, коэффициент сопротивления вентиля $\zeta = 8,5$.

9.10. Горизонтальная труба (рис. 9.8) диаметром $d = 5$ см состоит из двух участков и соединяет резервуары, в которых поддерживаются постоянные уровни. Длина каждого участка трубопровода $l = 50$ м. Определить, какой уровень H_1 необходимо поддерживать в напорном баке, чтобы расход воды составлял $Q = 50$ л/мин, если уровень воды в правом баке $H_2 = 0,5$ м, коэффициент гидравлического трения равен $\lambda = 0,03$. Коэффициент сопротивления вентиля $\zeta = 8,5$.

9.11. Из напорного бака по трубопроводу (рис. 9.14) движется жидкость плотностью $\rho = 800$ кг/м³. Диаметр трубопровода $d = 50$ мм, а длина $l = 120$ м. Начало трубопровода расположено выше его конца на величину $h = 7,5$ м. Коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,038$, избыточное давление на поверхности жидкости в баке $p_{0м} = 10$ кПа.



Рис. 9.14.

Какой уровень H необходимо поддерживать в напорном баке, чтобы скорость движения жидкости на выходе из трубопровода была $v = 2,7$ м/с? Местными потерями напора пренебречь.

9.12. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения (рис. 9.15) движется жидкость относительной плотностью $\delta = 0,85$ с расходом $Q = 2,7$ м³/ч. Диаметры участков трубопровода $d = 25$ мм, $D = 35$ мм. Определить местные потери напора, если разность уровней в пьезометрах $h = 25$ мм.

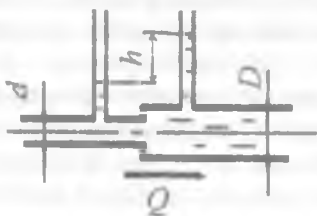


Рис. 9.15.

9.13. По трубопроводу (рис. 9.9), соединяющему два резервуара, в которых поддерживаются постоянные уровни, перетекает жидкость, имеющая относительную плотность $\delta = 0,75$. Диаметр трубопровода $d = 5$ см. В верхнем баке поддерживается избыточное давление $p_{\text{из}} = 24$ кПа. Разность уровней в баках $H = 3$ м. Определить, какое разрежение (вакуум) необходимо создать в нижнем баке для пропуска расхода по трубопроводу $Q = 0,035$ м³/с, если коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,031$, длина трубопровода $l = 23$ м, плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³. Местными потерями напора пренебречь.

9.14. Поршень (рис. 9.16) диаметром $D = 250$ мм вытесняет жидкость через трубопровод длиной $l = 8$ м, диаметром $d = 15$ мм. Определить, какое усилие необходимо приложить к поршню, чтобы скорость в трубопроводе была $v = 2,4$ м/с, если коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,041$. Местными потерями напора и трением поршня о стенки цилиндра пренебречь.

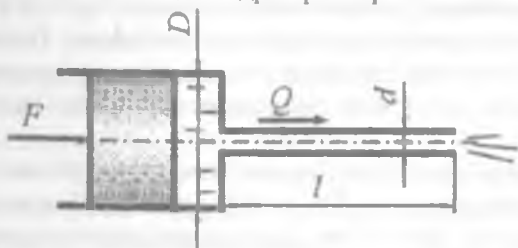


Рис. 9.16

9.15. Горизонтальная труба (рис. 9.8) диаметром $d = 4$ см соединяет резервуары, в которых поддерживаются постоянные уровни $H_1 = 4$ м и $H_2 = 1,5$ м. На трубопроводе имеется вентиль. Определить потери напора на вентиле, если расход $Q = 0,5$ л/с. Потерями напора по длине пренебречь.

9.16. По трубопроводу (рис. 9.10), соединяющему два резервуара, из верхнего резервуара в нижний перетекает вода. В резервуарах поддерживаются постоянные уровни. Диаметр трубопровода $d = 45$ мм. В верхнем баке создан вакуум $P_{\text{ов}} = 12$ кПа. Разность уровней в баках $H = 12$ м. Какое избыточное давление необходимо создать в нижнем баке, чтобы скорость жидкости в трубопроводе была $v = 3,8$ м/с, если коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,025$, а длина трубопровода $l = 41$ м. Местными потерями напора пренебречь.

9.17. По сифонному трубопроводу движется жидкость (рис. 9.11) со скоростью $v = 2,6$ м/с. Диаметр трубопровода $d = 45$ мм, его длина $l = 21$ м. Высота расположения уровня жидкости в питающем резервуаре относительно нижней точки трубопровода h (м), коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,041$. Определить потери напора и гидравлический уклон.

9.18. Из напорного бака (рис. 9.13) по трубопроводу диаметром $d = 25$ мм течет вода. Уровень воды в баке поддерживается постоянным и равен $h = 1,4$ м. Определить, какое избыточное давление надо создать в резервуаре, чтобы скорость жидкости на выходе из трубопровода $v = 4,7$ м/с, если коэффициент местного сопротивления крана $\zeta = 12$. Потерями напора по длине пренебречь.

9.19. Насос (рис. 9.12) подаёт воду в водонапорную башню по трубопроводу длиной $l = 30$ м, диаметром $d = 5$ см. Манометрическое давление, которое создает насос, $p = 5,2$ бар. Вода движется по трубопроводу со скоростью $v = 2,6$ м/с. Определить, на какую высоту поднимется жидкость, если коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,038$. Местными потерями напора пренебречь.

9.20. Поршень (рис. 9.16) диаметром $D = 150$ мм вытесняет жидкость плотностью $\rho = 890$ кг/м³ через трубопровод длиной $l = 5$ м, диаметром $d = 10$ мм. Определить скорость жидкости на выходе из трубопровода, если к поршню приложена сила $F = 120$

H , а коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,041$. Местными потерями напора и трением поршня о стенки пренебречь.

9.21. Из напорного бака по трубопроводу (рис. 9.14) движется жидкость относительной плотностью $\delta = 0,8$ со скоростью $v = 2,3$ м/с. Диаметр трубопровода $d = 30$ мм, длина $l = 80$ м. Начало трубопровода расположено выше его конца на величину $h = 4,1$ м. Коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,030$, избыточное давление на поверхности жидкости в баке $p_{0н} = 20$ кПа. В баке поддерживается постоянный уровень $H = 3,1$ м. Определить гидравлический уклон.

9.22. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения (рис. 9.15) движется жидкость с расходом $Q = 6,5$ м³/ч. Диаметры участков трубопровода $d = 45$ мм, $D = 15$ мм. Определить разность уровней в пьезометрах, если местные потери напора равны $h_m = 15$ мм.

9.23. По трубопроводу (рис. 9.9), соединяющему два резервуара, в которых поддерживаются постоянные уровни, перетекает жидкость, имеющая плотность $\rho = 1150$ кг/м³. Диаметр трубопровода $d = 40$ мм. В нижнем баке создан вакуум $p_v = 12$ кПа. Разность уровней в баках $H = 1,3$ м. Определить, какое давление необходимо создать в верхнем баке для пропуска расхода по трубопроводу $Q = 0,035$ м³/с, если коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,035$, длина трубопровода $l = 32$ м. Местными потерями напора пренебречь.

9.24. По трубопроводу (рис. 9.10), соединяющему два резервуара, в которых поддерживаются постоянные уровни, перетекает вода. Диаметр трубопровода $d = 35$ мм. В нижнем баке создано избыточное давление $p_{0н} = 25$ кПа. Разность уровней в баках $H = 16$ м. Какое давление необходимо создать в верхнем баке, чтобы скорость жидкости в трубопроводе была $v = 4,2$ м/с, если коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,030$, а длина трубопровода $l = 62$ м. Местными потерями напора пренебречь.

9.25. Поршень (рис. 9.16) диаметром $D = 15$ мм вытесняет жидкость плотностью $\rho = 850$ кг/м³ через трубопровод длиной $l = 1,2$ м, диаметром $d = 12$ мм. Определить гидравлический уклон, если к поршню приложена сила $F = 160$ Н, а скорость в трубопроводе $v = 1,7$ м/с. Трением поршня о стенки цилиндра и местными потерями напора пренебречь.

9.26. По сифонному трубопроводу движется вода (рис. 9.11) со скоростью $v = 3,4$ м/с. Диаметр трубопровода $d = 25$ мм, его длина до сечения $x-x$ $l = 5,4$ м. Высота расположения сечения $x-x$ над уровнем жидкости в питающем резервуаре $H = 3,5$ м, коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,036$. Определить давление жидкости в сечении $x-x$. Местными потерями напора пренебречь.

9.27. Насос (рис. 9.12) подаёт воду в водонапорную башню по трубопроводу на высоту $H = 25$ м. Показания манометра, установленного в начале участка трубопровода, $p_m = 3,2$ бар. Вода движется по трубопроводу со скоростью $v = 1,8$ м/с. Определить коэффициент гидравлического трения, если длина трубопровода $l = 23$ м, а диаметр $d = 4$ см. Местными потерями напора пренебречь.

9.28. Из напорного бака (рис. 9.14) по трубопроводу диаметром $d = 55$ мм течет вода. Уровень воды в баке поддерживается постоянным, если $h = 2,1$ м, избыточное давление на поверхности жидкости в баке $p_{0m} = 17$ кПа. Определить расход воды, если коэффициент местного сопротивления крана $\zeta = 7$. Другими потерями напора пренебречь.

9.29. Из напорного бака по трубопроводу (рис. 9.14) движется жидкость плотностью $\rho = 800$ кг/м³. Диаметр трубопровода $d = 50$ мм, длина $l = 120$ м. Начало трубопровода расположено выше его конца на величину $h = 5,5$ м. Коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,038$, избыточное давление на поверхности жидкости в баке $p_{0m} = 10$ кПа. В баке поддерживается постоянный уровень $H = 5,2$ м. Определить расход жидкости в трубопроводе. Местными потерями напора пренебречь.

9.30. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения (рис. 9.15) движется вода. Диаметры участков трубопровода $d = 5$ см, $D = 7,5$ см, разность уровней в пьезометрах $H = 18$ мм. Определить расход, если местные потери напора $h_{\Sigma} = 18$ мм.

9.31. По горизонтальному трубопроводу длиной $l = 200$ м и диаметром $d = 100$ мм движется нефть со скоростью $v = 1,2$ м/с. Определить, какая скорость нефти будет в трубопроводе, если длину трубопровода увеличить в 10 раз, а перепад давления в начале и конце трубопровода оставить прежним.

Кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0,15$ см²/с, шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0,2$ мм. Местные потери напора не учитывать.

9.32. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется нефть. Определить местные потери, если на участке трубопровода имеются внезапное расширение до диаметра $d_2 = 80$ мм, вентиль обыкновенный, поворот трубы на 90° с угольником и внезапное сужение до начального диаметра $d_1 = 40$ мм, а расход $Q = 5$ л/с.

9.33. По горизонтальному трубопроводу длиной $l = 430$ м и диаметром $d = 80$ мм движется вода со скоростью $v = 1,8$ м/с. Определить, какая скорость будет в трубопроводе, если длину трубопровода уменьшить в 10 раз, а перепад давления в начале и конце трубопровода оставить прежним. Кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0,15$ см²/с, шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0,3$ мм. Местные потери напора не учитывать.

9.34. Насос всасывает жидкость плотностью $\rho = 1050$ кг/м³ из резервуара в трубопровод через фильтр с обратным клапаном (рис. 9.17). На всасывающем трубопроводе установлен вакуумметр $h = 0,2$ м над уровнем жидкости в резервуаре. Диаметр трубопровода $d = 35$ мм, показания вакуумметра $p_v = 12$ кПа, скорость жидкости в трубопроводе $v = 1,4$ м/с. Определить коэффициент местного сопротивления фильтра с обратным клапаном. Другими потерями напора пренебречь.

9.35. По горизонтальному трубопроводу длиной $l = 50$ м и диаметром

$d = 150$ мм движется нефть плотностью $\rho = 800$ кг/м³. Кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0,15$ см²/с, шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0,15$ мм. Определить расход нефти, если перепад давления в начале и конце участка трубопровода $\Delta p = 12$ кПа. Местные потери напора не учитывать.

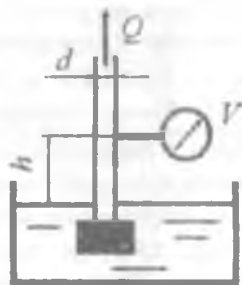


Рис. 9.17.

9.36. По стальному трубопроводу диаметром $d = 5$ см и длиной $l = 120$ м подается вода на высоту $\Delta z = 15$ м. На трубопроводе имеются 4 поворота на 90° с угольником и 2 обыкновенных вентиля. Определить, какой напор должен создавать насос, установленный в начале участка, чтобы скорость воды в

трубопроводе стала $v = 1,2$ м/с. Температура воды $t = 25^\circ\text{C}$. Шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0,1$ мм.

9.37. На участке горизонтального трубопровода диаметром $D = 80$ мм, по которому движется вода с расходом $Q = 12$ л/с, имеются обыкновенный вентиль и 3 поворота трубы на 90° с угольником. Определить, какой будет расход при том же перепаде давлений, если на трубопровод установить диафрагму (рис. 9.3) диаметром $d = 20$ мм. Потерями напора по длине пренебречь.

9.38. По горизонтальному трубопроводу диаметром $d = 50$ мм и длиной $l = 210$ м движется жидкость, имеющая относительную плотность $\delta = 1,2$ и динамический коэффициент вязкости $\mu = 0,015$ Па·с. Определить необходимый напор в начале участка трубопровода для пропуска расхода $Q = 60$ л/мин, если манометрическое давление в конце участка трубопровода $p_m = 25$ кПа, а шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 1,0$ мм.

9.39. На участке горизонтального трубопровода диаметром $D = 50$ мм, по которому движется вода с расходом $Q = 3,5$ л/с, имеются 2 поворота трубы ($\zeta = 1,3$) и счетчик расхода жидкости. Определить, какого диаметра нужно установить на трубопровод диафрагму, чтобы расход уменьшился в два раза, если потери напора остались прежними. Потерями напора по длине пренебречь.

9.40. По горизонтальному трубопроводу диаметром $d = 75$ мм и длиной $l = 180$ м движется жидкость, имеющая относительную плотность $\delta = 1,25$ и динамический коэффициент вязкости $\mu = 0,0085$ Па·с. Определить потери напора, если расход $Q = 30$ л/мин, а шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0,5$ мм. На трубопроводе имеются 4 поворота на угол 90° .

9.41. По горизонтальному трубопроводу, на котором установлено сопло, движется жидкость плотностью $\rho = 800$ кг/м³ (рис. 9.18). Перепад давления перед соплом и на выходе из него составляет 20 кПа. Диаметр трубопровода $D = 75$ мм, сопла $d = 50$ мм. Определить расход жидкости, если коэффициент сопротивления сопла $\zeta = 0,12$. Сжатие струи на выходе из сопла отсутствует.

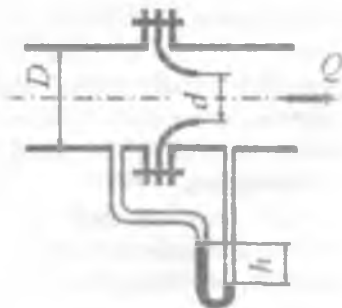


Рис. 9.18.

9.42. По горизонтальному трубопроводу длиной $l = 120$ м и диаметром $d = 80$ мм движется вода, температура которой $t = 20$ °С. Шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0,1$ мм. Определить среднюю по живому сечению скорость движения воды, если перепад давлений в начале и конце участка трубопровода составляет $\Delta p = 15$ кПа. Местные потери напора не учитывать.

9.43. На участке горизонтального трубопровода диаметром $D = 100$ мм, по которому движется вода с расходом $Q = 21$ л/с, имеются счетчик расхода жидкости, 2 поворота трубы на 90° ($\zeta_{\text{пов}} = 1,3$) и задвижка. Степень закрытия задвижки $a/D = 0,25$ (рис. 9.4). Определить, какой будет расход при том же перепаде давлений, если задвижку опустить до половины диаметра. Потерями напора по длине пренебречь.

9.44. По горизонтальному трубопроводу диаметром $d = 80$ мм и длиной $l = 410$ м движется жидкость, имеющая относительную плотность $\delta = 1,15$ и динамический коэффициент вязкости $\mu = 0,0052$ Па·с. Определить напор в конце участка трубопровода, если для пропуска расхода $Q = 115$ л/мин в начале трубопровода создано манометрическое давление $p_m = 125$ кПа, шероховатость трубопровода $\Delta = 0,1$ мм.

9.45. По горизонтальному трубопроводу, на котором установлена диафрагма, движется жидкость плотностью $\rho = 1100$ кг/м³ (рис. 9.19). Диаметр трубопровода $D = 100$ мм, диафрагмы $d = 50$ мм. Определить расход жидкости, если показания ртутного дифференциального манометра $h = 25$ мм рт. ст. Сжатием струи на выходе из диафрагмы пренебречь.

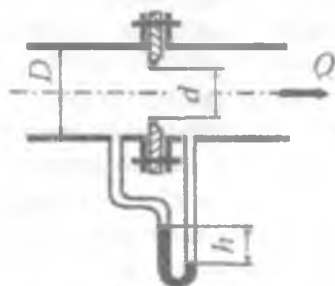


Рис. 9.19.

9.46. По горизонтальному трубопроводу длиной $l = 530$ м и диаметром $d = 120$ мм движется нефть плотностью $\rho = 800$ кг/м³ со скоростью $v = 1,2$ м/с. Определить, какая скорость нефти будет в трубопроводе, если длину трубопровода увеличить в 10 раз, а перепад давления в начале и конце трубопровода оставить

прежним. Кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0,23 \text{ см}^2/\text{с}$, шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0,5 \text{ мм}$. Местные потери напора не учитывать.

9.47. По горизонтальному трубопроводу переменного сечения движется нефть плотностью $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$ с расходом $Q = 0,015 \text{ м}^3/\text{с}$. Трубопровод имеет внезапное сужение от диаметра $d_1 = 80 \text{ мм}$ до диаметра $d_2 = 40 \text{ мм}$, угловой вентиль, поворот трубы на 90° с угольником. Определить, какое давление нужно создать в начале трубопровода для пропуска заданного расхода, если давление в конце трубопровода составляет $p = 20 \text{ кПа}$. Потерями напора по длине пренебречь.

9.48. Стальной трубопровод диаметром $d = 5 \text{ см}$ имеет наклонный участок длиной $l = 100 \text{ м}$. На трубопроводе имеются 4 поворота на 90° с угольниками и 2 обыкновенных вентиля. Определить разность давлений в начале и конце трубопровода при температуре воды 20°C . Начальная точка лежит ниже конечной на 15 м , скорость воды в трубопроводе $v = 1,2 \text{ м/с}$. Шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0,1 \text{ мм}$.

9.49. По горизонтальному трубопроводу, на котором установлено сопло (рис. 9.18), движется вода с расходом $Q = 1,8 \text{ л/с}$. Диаметр трубопровода $D = 50 \text{ мм}$, сопла $d = 30 \text{ мм}$. Определить показания ртутного дифференциального манометра, если коэффициент сопротивления сопла $\zeta = 0,15$. Сжатие струи на выходе из сопла отсутствует.

9.50. По горизонтальному трубопроводу длиной $l = 800 \text{ м}$ и диаметром $d = 150 \text{ мм}$ движется нефть плотностью $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ со скоростью $v = 0,2 \text{ м/с}$. Определить, какая скорость нефти будет в трубопроводе, если длину трубопровода уменьшить в 10 раз, а перепад давления в начале и конце трубопровода оставить прежним. Кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0,25 \text{ см}^2/\text{с}$, шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0,2 \text{ мм}$. Местные потери напора не учитывать.

ГЛАВА 10. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ

10.1. Общие сведения

Законы истечения жидкости через отверстия применяются при решении многих технических задач: измерении расхода жидкости, создании мощной дальнобойной струи для размыва грунта, расчете распространения струи в массе жидкости, обеспечении заданного времени опорожнения резервуаров, конструировании сопел, форсунок и в других случаях.

Различают отверстия малые и большие. Если напор превышает 10 наибольших вертикальных размеров отверстия, то отверстие - *малое*, в противном случае - *большое*. Отверстие считается *в тонкой стенке* в случае, если толщина стенки не влияет на условия истечения, т. е. вытекающая жидкость касается только кромки отверстия. Это обеспечивается либо срезом кромок под острым углом, либо при толщине стенки меньше 0,2 диаметра отверстия. Рассмотрим истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке (рис. 10.1).

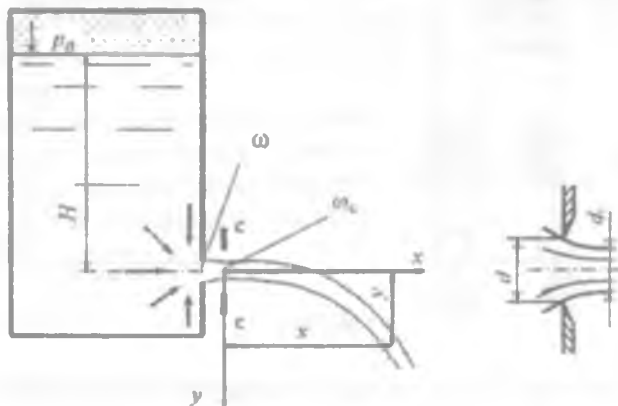


Рис. 10.1

При истечении жидкости из отверстия струя сжимается до сечения с-с. Сжатие струи обусловлено инерцией частиц жидкости, движущихся по криволинейным траекториям, и характеризуется коэффициентом сжатия

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega}, \quad (10.1)$$

где ω_c - площадь струи в сжатом сечении; ω — площадь отверстия.

Если отверстие круглое, то расстояние от внутренней поверхности стенки до сжатого сечения приблизительно равно (0,5... 1,0) $d_{отв}$.

Сжатие струи может быть *полным* и *неполным*. Полное сжатие происходит со всех сторон, когда отверстие удалено от боковых стенок или дна резервуара (рис. 10.2, а). Неполное сжатие наблюдается, когда отверстие примыкает к боковой стенке или дну резервуара, т.е. сжатие струи с одной стороны (рис. 10.2, б, в) или нескольких сторон (рис. 10.2, г) отсутствует.

При истечении жидкости через отверстие, примыкающее к вертикальной стенке, частицы жидкости, двигаясь вдоль стенки по инерции стремятся двигаться по вертикали. В результате наблюдается сжатие струи сверху и сбоку.

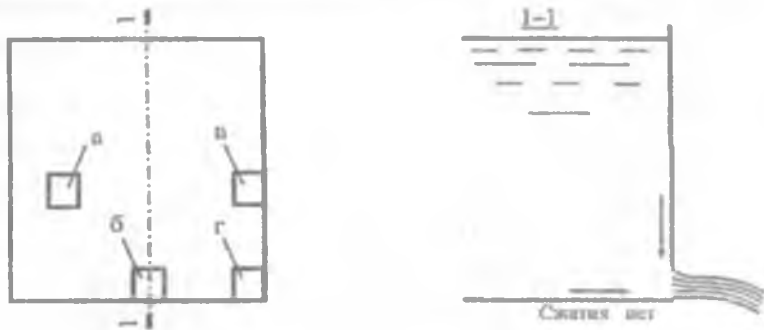


Рис. 10.2

При истечении жидкости через отверстие, примыкающее к дну сосуда, частицы жидкости, двигаясь вдоль донной стенки, продолжают двигаться в том же направлении, не вызывая сжатия струи с нижней части.

Если отверстие примыкает к боковой стенке и дну сосуда одновременно, то сжатие струи будет отсутствовать с двух сторон.

Полное сжатие может быть *совершенным* и *несовершенным*. При совершенном сжатии стенки и дно резервуара не оказывают влияния на степень сжатия струи. Такое сжатие получается, когда отверстие удалено от боковой стенки и дна резервуара более чем на три поперечных размера отверстия (рис. 10.3, а). При несовершенном сжатии стенки и дно резервуара влияют на степень сжатия струи. В этом случае отверстие удалено от боковой стенки или дна резервуара менее чем на три поперечных размера (рис. 10.3, б).

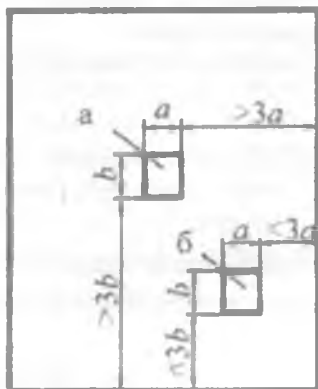


Рис. 10.3.

При истечении форма поперечного сечения струи изменяется. Изменение формы поперечного сечения струи вдоль течения называется *инверсией* струи. Примеры изменения формы поперечного сечения струи для квадратного и треугольного отверстий показаны на рис. 10.4. Тонкими линиями показаны контуры отверстий, штриховкой — поперечное сечение струи в различных сечениях вдоль течения.

Истечение жидкости при постоянном напоре. Скорость струи в сжатом сечении при истечении через отверстие в общем случае определяется по формуле

$$v = \varphi \sqrt{2gH} \quad (10.2)$$

где φ коэффициент скорости;

H - напор истечения.

В случае истечения из закрытого резервуара в газообразную среду (см. рис. 10.1) напор истечения равен разности пьезо-

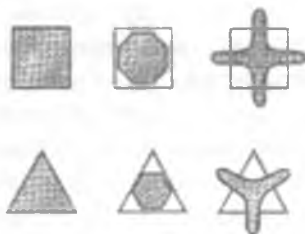


Рис. 10.4.

метрических напоров со стороны истекаемой жидкости и среды, в которую происходит истечение.

$$H = h + \frac{p_0}{\rho g} - \frac{p}{\rho g}, \quad (10.3)$$

где h - глубина погружения центра тяжести выходного отверстия от свободной поверхности истекаемой жидкости; p_0 , p - давление соответственно на поверхности жидкости и в среде, в которую происходит истечение

При истечении в атмосферу из открытого резервуара $p = p_0 = p_{\text{атм}}$ и $H = h$.

$$\varphi = \sqrt{\frac{1}{1 + \zeta}}, \quad (10.4)$$

где ζ - коэффициент сопротивления.

Расход жидкости при истечении через отверстия

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH}, \quad (10.5)$$

где μ - коэффициент расхода.

$$\mu = \varepsilon \varphi \quad (10.6)$$

Траекторией струи называют ось струи жидкости, свободно падающей после истечения через отверстие. Координаты оси струи x и y связаны между собой соотношениями

$$x = 2\varphi \sqrt{Hy}, \quad y = \frac{x^2}{4\varphi^2 H}. \quad (10.7)$$

Если к отверстию присоединить (насадить) короткую трубу того же диаметра, что и отверстие, то характер истечения существенным образом изменится. Такие трубы называют насадками, они имеют длину, равную $(3...6)d_{\text{отв}}$. На рис. 10.5 показаны основные типы насадков: 1 - цилиндрический внешний; 2 - цилиндрический внутренний; 3 - конический сходящийся; 4 - конический расходящийся; 5 - коноидальный. Присоединение насадка к отверстию изменяет расход жидкости, следовательно, изменяет время опорожнения резервуара, дальность полета струи и другие параметры.



Рис. 10.5

Для расчета параметров истечения жидкости через насадки используются приведенные выше зависимости, при определении расхода принимается площадь на выходе насадка. Коэффициенты сжатия, скорости, расхода и сопротивления для отверстий и насадков (квадратичная зона истечения) приведены в прил. 8.

Значения коэффициентов истечения c_p , s , p круглого малого отверстия зависят от формы его кромок, условий подтока жидкости к отверстию и числа Рейнольдса, определяемого как

$$Re = \frac{d\sqrt{2gh}}{\nu}, \quad (10.8)$$

где d - диаметр отверстия.

При $Re > 10$ число Рейнольдса практически не влияет на коэффициенты истечения (квадратичная зона истечения).

Более подробно вопросы истечения жидкости через отверстия и насадки рассмотрены в работах [14, 15].

Коэффициенты истечения ϕ, ϵ, μ для цилиндрических насадков в прил. 8 приведены при безотрывном режиме истечения. В этом случае диаметр струи на выходе из насадка равен диаметру отверстия. При критическом напоре истечения для внешнего цилиндрического насадка струя после сжатия уже не расширяется, а сохраняет цилиндрическую форму и перемещается внутри насадка, не соприкасаясь с его стенками. Истечение становится точно таким же, как и из отверстия в тонкой стенке, с теми же значениями коэффициентов.

При безотрывном истечении жидкости через цилиндрический насадок внутри насадка образуется сжатое сечение и вакуум. При этом напор истечения

$$H = \frac{p_0}{0,75 \rho g}. \quad (10.9)$$

Из формулы (10.9) следует, что с увеличением напора H возрастает и величина вакуума, которая связана с давлением в сжатом сечении p_c , т.е. $P_B = P_{\text{атм}} - p_c$. Критический напор истечения при понижении давления в сжатом сечении до давления насыщенных паров жидкости

$$H_{\text{кр}} = \frac{P_{\text{атм}} - P_{\text{н.п.}}}{0,75} \quad (10.10)$$

Для холодной воды давление насыщенных паров близко к нулю и критический напор $H_{\text{кр}} \approx 13,8$ м.

При истечении под уровень [11]

$$P_0 = 0,75 \rho g H_1 - \rho g H_2, \quad (10.11)$$

где H_1, H_2 - гидростатический напор соответственно со стороны истечения и со стороны подтопления.

Истечение жидкости при переменном напоре. При истечении жидкости при переменном напоре (рис. 10.6) часто требуется определить время наполнения или опорожнения резервуара.

В общем случае, когда резервуар имеет произвольные очертания, время опорожнения t части резервуара через отверстие может быть определено методами численного интегрирования выражения

$$t = \int_{H_2}^{H_1} \frac{\Omega dh}{\mu \omega \sqrt{2gh - Q_n}}, \quad (10.12)$$

где H_1, H_2 - уровни жидкости в резервуаре соответственно в начальный и конечный моменты времени; Ω - площадь горизонтального сечения резервуара (площадь поверхности жидкости в резервуаре); dh - изменение уровня жидкости в резервуаре за время dt ; h - текущее значение уровня жидкости в резервуаре; Q_n - расход жидкости, поступающей в резервуар.

В том случае, когда сосуд имеет правильную геометрическую форму (параллелепипед, цилиндр, шар), при известной величине притока жидкости интеграл (10.12) имеет решения.

В случае отсутствия притока ($Q_n = 0$) резервуаров с постоянной площадью зеркала жидкости Ω (призматические и вертикальные цилиндрические) время частичного опорожнения через отверстие

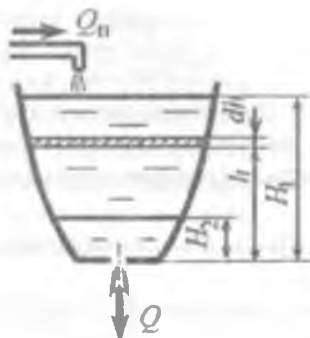


Рис. 10.6

$$t_n = \frac{2\Omega}{\mu\omega\sqrt{2g}} (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}), \quad (10.13)$$

$$t_n = \frac{2\Omega\sqrt{H_1}}{\mu\omega\sqrt{2g}} = \frac{2V}{Q_n}, \quad \text{а время полного опорожнения} \quad (10.14)$$

где V - объем жидкости в резервуаре в начальный момент времени;
 Q_n - расход жидкости в начальный момент времени.

Для горизонтального цилиндрического резервуара

$$t_n = \frac{4}{3} \frac{l_p}{\mu\omega\sqrt{2g}} [(D - H_2)^{1.5} - (D - H_1)^{1.5}]; \quad (10.15)$$

$$t_n = \frac{4}{3} \frac{l_p D^{1.5}}{\mu\omega\sqrt{2g}}, \quad (10.16)$$

где D - диаметр резервуара; l_p - длина образующей цилиндрического резервуара.

Для сферического резервуара

$$t_n = \frac{4}{15} \frac{\pi}{\mu\omega\sqrt{2g}} [(D - H_2)^{2.5} - (D - H_1)^{2.5}]; \quad (10.17)$$

$$I_a = \frac{4}{15} \frac{\pi D^{2,5}}{\mu \omega \sqrt{2g}}. \quad (10.18)$$

В работах [16-19] приведены задачи по истечению жидкости при несовершенном, неполном, сжатии, а также через большие отверстия. Рассмотрен ряд примеров решения.

Вопросы для самопроверки

1. Что понимается под тонкой стенкой, малым отверстием, большим отверстием?
2. Какие виды сжатия струи при истечении из отверстия в тонкой стенке вы знаете?
3. Какими коэффициентами характеризуется истечение жидкости из отверстий и какова между ними аналитическая связь?
4. Чем отличается формула расхода жидкости для незатопленного и затопленного отверстий?
5. Какие поправочные коэффициенты применяются при расчёте φ и μ при несовершенном сжатии?
6. Какая задача решается при опорожнении ёмкостей и от каких факторов зависит её решение?
7. Что называется насадком и какие насадки вы знаете?
8. При каких условиях образуется сжатое сечение и на каком удалении от входа?
9. Почему в насадках коэффициент сжатия струи $\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega}$ принимается равным единице?
10. Чем отличаются коэффициенты μ и φ для отверстия?
11. Как учитывается влияние вязкости на коэффициенты μ и φ ?



ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 10.1. Вода вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через отверстие диаметром $d = 20$ мм (рис. 10.7). Глубина погружения центра отверстия $h = 0,45$ м, избыточное давление на поверхности жидкости $p_{0н} = 8,3$ кПа. Определить

расход жидкости, а также необходимое избыточное давление для пропуска того же расхода, если к отверстию присоединить цилиндрический внешний насадок длиной $l = 0,1$ м.

Решение. Расход при истечении жидкости через отверстие определяется по формуле (10.5). В случае истечения жидкости из закрытого резервуара в атмосферу формула принимает вид

$$Q = \mu_{отв} \omega \sqrt{2g \left(\frac{P_{0н}}{\rho g} + h \right)},$$

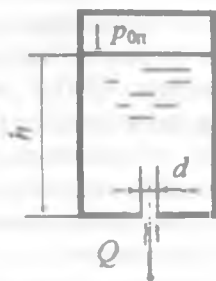


Рис. 10.7.

где $\mu_{отв}$ - коэффициент расхода, для круглого отверстия $\mu_{отв} = 0,62$; ω - площадь отверстия.

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,02^2}{4} = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

После подстановки численных значений получаем

$$Q = 0,64 \cdot 3,14 \cdot 10^{-4} \sqrt{2 \cdot 9,81 \left(\frac{8,3 \cdot 10^3}{1000 \cdot 9,81} + 0,45 \right)} = 1,01 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Если к отверстию в дне резервуара присоединить цилиндрический внешний насадок того же диаметра, то формула (10.5) принимает вид

$$P_{0н} = \left(\frac{(0,98 \cdot 10^{-3})^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,82^2 \cdot (3,14 \cdot 10^{-4})^2} - 0,45 - 0,1 \right) 1000 \cdot 9,81 = 1844 \text{ Па}.$$

Задача 10.2. Открытый призматический резервуар с вертикальными стенками опорожняется через отверстие диаметром $d = 2,5$ см (рис. 10.8). Площадь поперечного сечения резервуара $\Omega = 1,2$ м². Через 5 мин напор составил $H_2 = 0,7$ м. Определить расход и дальность полета струи в начальный момент времени, если отверстие расположено на высоте $h = 0,45$ м от пола.

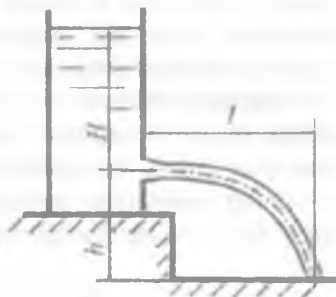


Рис. 10.8.

Решение. Время частичного опорожнения резервуара с постоянной площадью поперечного сечения Ω определяется по формуле (10.13), из которой выразим уровень жидкости в начальный момент времени

$$H_1 = \left(\frac{t \mu_{\text{отв}} \omega \sqrt{2g}}{2\Omega} + \sqrt{H_2} \right)^2.$$

Найдем площадь отверстия

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,025^2}{4} = 4,91 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

После подстановки численных значений в основных единицах системы СИ имеем

$$H_1 = \left(\frac{600 \cdot 0,62 \cdot 4,91 \cdot 10^{-4} \sqrt{2 \cdot 9,81}}{2 \cdot 1,2} + \sqrt{0,7} \right)^2 = 1,36 \text{ м}.$$

Определяем расход в начальный момент времени

$$Q = \mu_{\text{отв}} \omega \sqrt{2gH} = 0,62 \cdot 4,91 \cdot 10^{-4} \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,36} = 1,57 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Дальность полета струи определяем по формуле

$$l = 2\varphi_{\text{отв}} \sqrt{Hh},$$

где $\varphi_{\text{отв}}$ - коэффициент скорости, при истечении жидкости через отверстие $\varphi_{\text{отв}} = 0,97$.

Получаем

$$l = 2 \cdot 0,97 \sqrt{1,36 \cdot 0,45} = 1,52 \text{ м}.$$



ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

10.1. Жидкость вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через отверстие диаметром $d = 25$ мм (рис. 10.7). Избыточное давление на свободной поверхности жидкости $p_{0м} = 17$ кПа, глубина погружения отверстия $h = 0,6$ м. Определить расход жидкости через отверстие, если относительная плотность жидкости $\delta = 1,12$.

10.2. Вода вытекает из открытого резервуара через внешний цилиндрический насадок диаметром $d = 3,2$ см и длиной $l = 16$ см в атмосферу (рис. 10.9) при $h = 55$ см. В резервуар поступает вода с расходом Q . Определить глубину воды в резервуаре, если насадок заменить отверстием того же диаметра.

10.3. Вода вытекает в атмосферу через установленный на боковой поверхности закрытого резервуара насадок диаметром $d = 6$ см. Избыточное давление на свободной поверхности жидкости $p_{0м} = 6,1$ кПа, расход жидкости $Q = 5$ л/с, глубина погружения насадка $H = 90$ см. Определить коэффициент расхода насадка

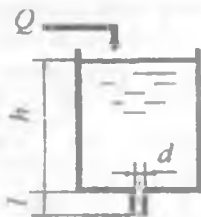


Рис. 10.9.

10.4. Определить время полного опорожнения открытого резервуара с постоянной площадью сечения Ω объемом $V = 50$ л через отверстие в дне при начальном расходе $Q = 1,8$ м³/ч и напоре $H = 0,5$ м.

10.5. Жидкость вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через внешний цилиндрический насадок диаметром $d = 35$ мм и длиной $l = 170$ мм (рис. 10.10). Избыточное давление на свободной поверхности жидкости $P_{0м} = 15$ кПа, глубина жидкости в резервуаре $h = 0,75$ м. Определить расход жидкости через насадок, если ее относительная плотность $\delta = 0,85$

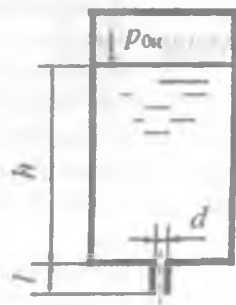


Рис. 10.10.

10.6. Жидкость вытекает в атмосферу из открытого резервуара через отверстие в его боковой стенке при постоянном напоре $H = 7,5$ м. Диаметр отверстия $d = 4,1$ см. В резервуар поступает

жидкость с постоянным расходом Q . Определить, какой будет напор, если к отверстию присоединить цилиндрический внешний насадок того же диаметра.

10.7. Жидкость вытекает из открытого резервуара в атмосферу (рис. 10.8) через малое отверстие в тонкой стенке под напором $H = 1,2$ м. Центр отверстия расположен на высоте $h = 50$ см от пола. Какой напор нужно создать, чтобы дальность полета струи осталась прежней, если к отверстию присоединить внешний цилиндрический насадок.

10.8. Вода вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через внутренний цилиндрический насадок диаметром $d = 45$ мм (рис. 10.11). Избыточное давление на свободной поверхности жидкости $p_{0к} = 13$ кПа, расход жидкости $Q = 6,5$ л/с. Определить глубину погружения насадка.

10.9. Вода вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через отверстие диаметром $d = 30$ мм (рис. 10.7). Избыточное давление на свободной поверхности жидкости $p_{0к} = 12$ кПа, расход жидкости $Q = 3,5$ л/с. Определить глубину погружения отверстия.

10.10. Определить время полного опорожнения открытого бака с вертикальными стенками через внешний цилиндрический насадок диаметром $d = 5,5$ мм. Площадь бака $\Omega = 2,5$ м², первоначальный напор $H = 1,5$ м. Насадок длиной $l = 27$ мм присоединен к отверстию в дне бака.



Рис. 10.11.

10.11. Жидкость вытекает из открытого резервуара в атмосферу (рис. 10.8) через малое отверстие в тонкой стенке под напором $H = 0,8$ м. Центр отверстия расположен на высоте $h = 75$ см от пола. Какой напор нужно создать, чтобы дальность полета струи осталась прежней, если центр отверстия расположить относительно пола на высоте $h = 90$ см.

10.12. Время частичного опорожнения вертикально расположенного цилиндрического открытого бака через донное отверстие в тонкой стенке составило $t = 40$ с. За это время уровень жидкости изменился от $h_1 = 2$ м до $h_2 = 1$ м. Определить диаметр отверстия, если диаметр бочки $D = 0,5$ м (рис. 10.12).

10.13. Определить первоначальный уровень в резервуаре h_1 , если время частичного опорожнения открытого резервуара через донное отверстие до уровня $h_2 = 0,7$ м равно $t = 70$ с. Диаметр отверстия $d = 0,05$ м. Размеры поперечного сечения резервуара постоянные: $a \times b = 0,8 \times 0,7$ м.



Рис. 10.12.

10.14. Жидкость вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через отверстие диаметром $d = 20$ мм (рис. 10.7). Глубина погружения отверстия $h = 0,75$ м. Какое избыточное давление необходимо создать на поверхности жидкости для пропуска расхода $Q = 1,5$ л/с, если плотность жидкости $\rho = 800$ кг/м³.

10.15. Открытый резервуар с вертикальными стенками опораживается через конoidalный насадок диаметром $d = 5$ см. Определить площадь поперечного сечения резервуара, если напор воды за время $t = 2$ мин понизился на $\Delta H = 5$ см и стал равным $H = 35$ см. Насадок присоединен к отверстию на боковой поверхности резервуара.

10.16. Жидкость вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через внешний цилиндрический насадок диаметром $d = 40$ мм (рис. 10.10). Глубина погружения насадка $h = 0,45$ м. Какое избыточное давление необходимо создать на поверхности жидкости для пропуска расхода $Q = 7,5$ л/с, если плотность жидкости $\rho = 850$ кг/м³, длина насадка $l = 200$ мм?

10.17. Жидкость вытекает из открытого резервуара в атмосферу (рис. 10.8) через малое отверстие в тонкой стенке диаметром $d = 35$ мм с расходом $Q = 1,7$ л/с. Определить дальность полета струи, если центр отверстия расположен на высоте $h = 50$ см от пола.

10.18. Вода вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через внешний цилиндрический насадок диаметром $d = 25$ мм и длиной $l = 120$ мм (рис. 10.10). Избыточное давление на свободной поверхности жидкости $P_{0м} = 16$ кПа, расход жидкости $Q = 2,5$ л/с. Определить глубину воды в резервуаре.

10.19. Определить площадь отверстия, если глубина воды в баке с вертикальными стенками изменилась от $H_1 = 4$ м до $H_2 = 1$ м за время $t = 120$ с. Площадь бака $\Omega = 1500$ см².

10.20. Вода вытекает из закрытого резервуара в атмосферу (рис. 10.7) через донное отверстие. Избыточное давление на свободной поверхности жидкости $p_{0m} = 8,5$ кПа, глубина погружения отверстия $h = 0,5$ м. Определить диаметр отверстия, если расход жидкости $Q = 4,5$ м³/сут.

10.21. Открытый резервуар с вертикальными стенками опораживается через внешний цилиндрический насадок диаметром $d = 2,5$ см. Через 35 с напор составил $H = 1,5$ м. Определить расход в начальный момент времени, если площадь поперечного сечения резервуара $\Omega = 1,75$ м². Насадок присоединен к отверстию на боковой стенке резервуара.

10.22. Жидкость вытекает из открытого резервуара через отверстие диаметром $d = 30$ мм при постоянном напоре $h = 0,65$ м (рис. 10.12). Определить, с каким диаметром необходимо присоединить цилиндрический внешний насадок длиной $l = 120$ мм для пропуска того же расхода.

10.23. Жидкость вытекает из открытого резервуара в атмосферу (рис. 10.8) через малое отверстие в тонкой стенке диаметром $d = 25$ мм под напором $H = 0,7$ м. Центр отверстия расположен на высоте $h = 65$ см от пола. На сколько увеличится дальность полета струи, если отверстие заменить конoidalным насадком того же диаметра.

10.24. Жидкость вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через внешний цилиндрический насадок диаметром $d = 12$ мм и длиной $l = 60$ мм (рис. 10.10). Глубина воды в резервуаре $h = 0,45$ м. Какое избыточное давление необходимо создать на поверхности жидкости для пропуска расхода $Q = 1,5$ л/с, если относительная плотность жидкости $\delta = 0,9$?

10.25. Вода вытекает из открытого резервуара через внешний цилиндрический насадок в атмосферу (рис. 10.9) при постоянной глубине h с расходом $Q = 1,8$ л/с. Диаметр насадка $d = 1,5$ см, длина $l = 7,5$ см. Определить, на сколько нужно изменить глубину для пропуска того же расхода, если насадок заменить на цилиндрический внутренний с тем же диаметром.

10.26. Определить время, за которое глубина воды в цилиндрическом вертикально расположенном баке (рис. 10.12) понизится на

5 см при истечении жидкости в атмосферу через донное отверстие. Диаметр отверстия $d = 5$ см, диаметр бака $D = 0,8$ м, глубина воды в баке $h = 1,5$ м. В начальный момент бак наполнен водой до краев.

10.27. Жидкость вытекает из открытого резервуара через донное отверстие диаметром $d = 18$ мм при постоянном напоре $H = 0,95$ м. Определить, на сколько изменится расход, если к отверстию присоединить внешний цилиндрический насадок того же диаметра и длиной $l = 90$ мм (рис. 10.12).

10.28. Вода вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через внутренний цилиндрический насадок (рис. 10.11). Глубина погружения насадка $h = 75$ см, избыточное давление на свободной поверхности жидкости $p_{0н} = 17,5$ кПа. Определить необходимый диаметр насадка для пропуска расхода жидкости $Q = 4,1$ л/с.

10.29. Жидкость вытекает из открытого резервуара в атмосферу (рис. 10.8) через малое отверстие в тонкой стенке диаметром $d = 3$ см. Дальность полета струи составляет 1 м. Отверстие расположено на высоте $h = 0,75$ м от пола. Определить расход жидкости через отверстие.

10.30. Бак с водой опоражнивается через малое отверстие в тонкой стенке (рис. 10.12). Диаметр отверстия $d = 1,5$ см, а диаметр бочки $D = 85$ см. Найти расход воды в начальный момент времени, если полное опорожнение бака произошло за 20 мин.

10.31. Определить время наполнения мерного бака объемом $G = 0,02$ м³, если истечение происходит при постоянном уровне воды через внешний цилиндрический насадок диаметром $d = 0,02$ м при избыточном давлении на поверхности воды $p_{0н} = 30$ кПа (рис. 10.13). Глубина погружения насадка $h = 2,4$ м.

10.32. Через водоспуск плотины, имеющей форму цилиндрического насадка, протекает вода с расходом $Q = 2,3$ м³/с при постоянных уровнях (рис. 10.14). Определить диаметр водоспуска, если $h_1 = 12,0$ м, $h_2 = 2,0$ м.

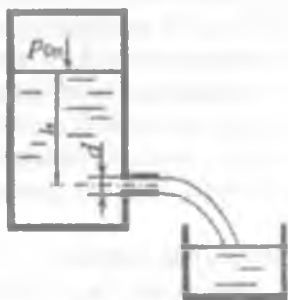


Рис.10.13

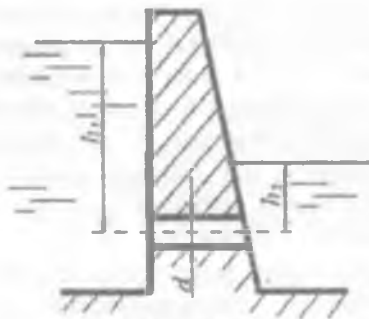


Рис.10.14

10.33. Через отверстие в тонкой боковой стенке вытекает вода под напором $H = 16$ м. Изменится ли расход, если к отверстию подсоединить внешний цилиндрический насадок с тем же диаметром?

10.34. Из резервуара происходит истечение воды при переменном напоре через внешний цилиндрический насадок диаметром $d = 6$ см, установленный на боковой поверхности резервуара. Определить время истечения 10 м^3 воды, если площадь поперечного сечения резервуара 5 м^2 , а начальный напор $H_1 = 15$ м.

10.35. Какая глубина h установится в баке, если в него подается вода с постоянным расходом $Q = 0,002 \text{ м}^3/\text{с}$? Из бака происходит истечение воды через отверстие в дне и внутренний цилиндрический насадок, установленный на боковой поверхности бака. Диаметры отверстия и насадка равны $d = 0,02$ м. Величина $z = 0,3$ м (рис. 10.15).

10.36. По короткой трубе диаметром $d = 0,10$ м из одного резервуара в другой перетекает бензин ($\rho_b = 800 \text{ кг/м}^3$). Определить начальный расход, если $h_1 = 2,0$ м, $h_2 = 0,5$ м, избыточное давление в одном резервуаре $p_{0\text{ж}} = 0,2 \cdot 10^5 \text{ Па}$ (рис. 10.16).

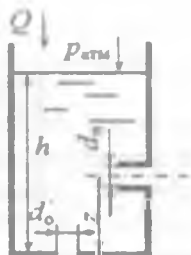


Рис.10.15

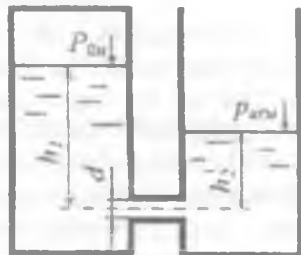


Рис.10.16

10.37. Из закрытого резервуара вода вытекает через отверстие диаметром $d_o = 0,02$ м и внешний цилиндрический насадок диаметром $d_n = 0,02$ м. Определить избыточное давление в резервуаре, если разность расходов через насадок и отверстие $\Delta Q = 7 \cdot 10^4 \text{ м}^3/\text{с}$, а глубина $h = 1,5$ м (рис. 10.17).

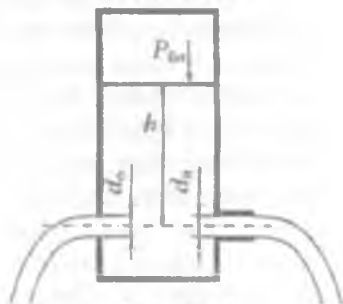


Рис. 10.17.

10.38. Определить расход воды Q через отверстие диаметром $d = 0,08$ м, коэффициент расхода которого $\mu = 0,65$, если показание манометра $p_m = 150 \text{ кПа}$ и высота установки манометра над осью отверстия $h = 1,5$ м (рис. 10.18).

10.39. Два резервуара с избыточным давлением $p_{0n} = 1,0 \cdot 10^5 \text{ Па}$ и $p_{0m} = 0,6 \cdot 10^5 \text{ Па}$ соединены между собой короткой трубкой диаметром $d = 20 \text{ мм}$. Определить расход воды в трубе, если $h_1 = 0,5$ м и $h_2 = 1,4$ м (рис. 10.19).

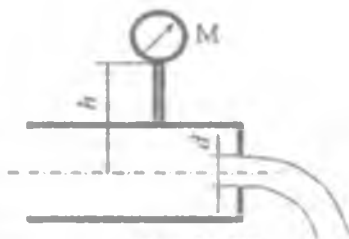


Рис.10.18



Рис.10.19

10.40. В бак, разделенный тонкой перегородкой на два отсека, поступает вода с расходом $Q = 0,028 \text{ м}^3/\text{с}$. В перегородке имеется отверстие диаметром $d_1 = 0,10 \text{ м}$. Из второго отсека вода выливается через внешний цилиндрический насадок диаметром $d_2 = 0,08 \text{ м}$. Определить h_1 и h_2 (рис. 10.20).

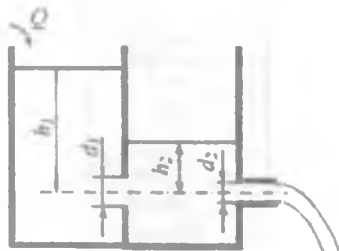


Рис. 10.20.

10.41. Определить коэффициенты расхода, скорости, сжатия и сопротивления при истечении воды в атмосферу через отверстие диаметром $d = 10 \text{ мм}$ под напором $H = 2 \text{ м}$, если расход $Q = 0,294 \text{ л/с}$, дальность полета струи $l = 3 \text{ м}$. Отверстие расположено на высоте $h = 1,2 \text{ м}$ от пола (рис. 10.8).

10.42. Пренебрегая потерями напора, определить начальную скорость истечения воды из сосуда, заполненного слоями воды и масла ($\rho = 800 \text{ кг/м}^3$) одинаковой высоты $h = 1 \text{ м}$. Определить начальную скорость истечения при заполнении сосуда только маслом до уровня $2h$ (рис. 10.21).

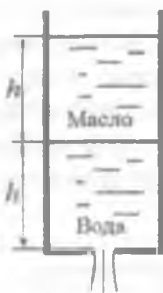


Рис. 10.21

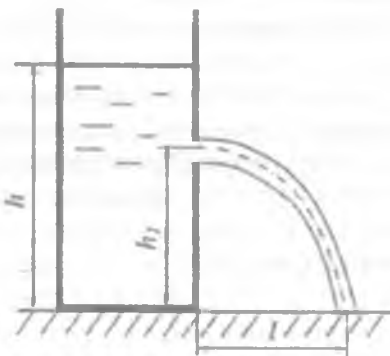


Рис. 10.22

10.43. Из открытого бака вода вытекает через малое отверстие в атмосферу. Глубина воды в баке $h = 3 \text{ м}$ поддерживается постоянной. При какой высоте h_1 отверстия от пола дальность падения струи l будет максимальной (рис. 10.22)?

10.44. Из открытого бака вода вытекает через два малых отверстия в атмосферу. Глубина воды в баке $h = 3 \text{ м}$

поддерживается постоянной. При какой высоте h_2 расположения второго отверстия дальность струи из него будет такой же, как и из первого отверстия, расположенного на высоте $h_1 = 1$ м от пола (рис.10.23)?

10.45. Из открытого бака вода вытекает через малое отверстие в атмосферу. Высота наполнения резервуара $h = 1,5$ м (рис. 10.22). Определить, на какой высоте h_1 расположено отверстие при условии, что дальность струи будет наибольшая.

10.46. Из открытого бака (рис. 10.23) вода вытекает через два малых отверстия в атмосферу. Одно отверстие расположено на расстоянии $h_2 = 2$ м, другое $h_1 = 3$ м. Определить, при какой глубине воды в резервуаре дальность струи для обоих отверстий будет одинаковой.

10.47. Цилиндрическая бочка радиусом r и высотой $h = 1$ м залита водой (рис. 10.24), давление на свободной поверхности которой равно атмосферному. Определить время опорожнения бочки через отверстие диаметром $d = 2$ см при горизонтальном ее положении.

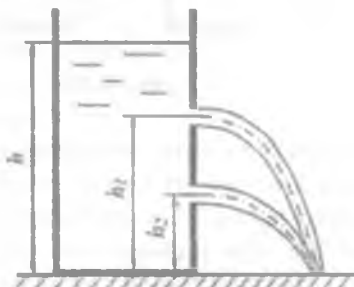


Рис.10.23

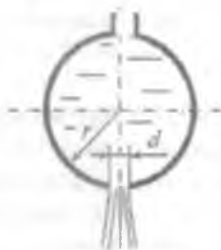


Рис.10.24

10.48. На поршень диаметром $D = 100$ мм (рис. 10.25) действует сила $P = 1$ кН. Определить скорость движения поршня при диаметре отверстия в поршне $d = 2$ мм и толщине поршня $a = 8$ мм. Противодвижением воды, прошедшей через поршень, и трением поршня пренебречь.

10.49. Определить расход воды через цилиндрический насадок, если температура вытекающей воды равна 80°C , диаметр насадка $d = 0,02$ м, глубина погружения насадка $h = 2,4$ м; избыточное давление на поверхности $p_{\text{ом}} = 60$ кПа (рис. 10.12).

10.50. Определить силу давления P на поршень, если скорость движения поршня $v = 1$ мм/с, диаметр отверстия в поршне $d = 2$ мм, толщина поршня $a = 8$ мм, диаметр поршня $D = 100$ мм. Трением поршня о цилиндр и противодействием воды над поршнем пренебречь (рис. 10.25).

10.51. Из бака при постоянном напоре вытекает вода через внешний цилиндрический насадок диаметром $d = 20$ мм. Определить расход, если давление в насадке равно 70 кПа.

10.52. Определить расход и давление в отверстии плотины, если $d = 0,5$ м, $l = 2$ м; $H = 8,5$ м (рис. 10.26).

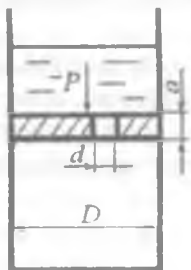


Рис.10.25

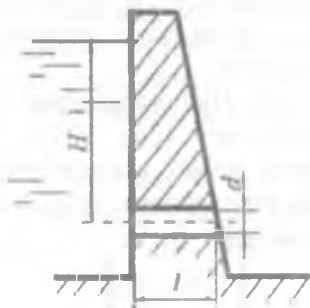


Рис.10.26

10.53. Из водохранилища вода вытекает через отверстие в плотине диаметром $d = 0,5$ м (рис. 10.26). Определить время, за которое уровень воды в водохранилище понизится на 0,5 м, если начальный напор $H = 6$ м, толщина плотины 2 м, при условии, что площадь поверхности воды в водохранилище, равная $0,200$ км², не изменится с изменением уровня.

ГЛАВА 11. РАВНОМЕРНОЕ ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ОТКРЫТЫХ РУСЛАХ (КАНАЛАХ)

11.1. Общие сведения

Открытые русла классифицируются:

1. По площади живого сечения потока - на призматические (форма и размеры элементов поперечного сечения постоянны, площадь живого сечения потока меняется только с изменением глубины) и непризматические (форма русла, геометрические размеры какого-либо элемента поперечного сечения меняются по длине потока);

2. По форме поперечного сечения - правильной формы (треугольные, прямоугольные, круговые и т.п.) и неправильной формы (русла составного профиля);

3. По величине продольного уклона - с прямым уклоном дна ($i > 0$), горизонтальные ($i = 0$), с обратным уклоном ($i < 0$). В руслах трапецеидального поперечного сечения (каналах) (рис. 11.1):

площадь живого сечения

$$\omega = \left(b + \frac{m_1 + m_2}{2} h \right) h; \quad (11.1)$$

ширина русла по свободной поверхности потока

$$B = b + (m_1 + m_2) h; \quad (11.2)$$

смоченный периметр

$$\chi = b + h \left(\sqrt{1 + m_1^2} + \sqrt{1 + m_2^2} \right); \quad (11.3)$$

гидравлический радиус

$$R = \frac{\omega}{\chi} \quad (11.4)$$

где b - ширина канала по дну; m_1, m_2 - коэффициенты заложения откосов,

$$m_1 = \frac{a_1}{h}, m_2 = \frac{a_2}{h};$$

h - глубина воды в канале.

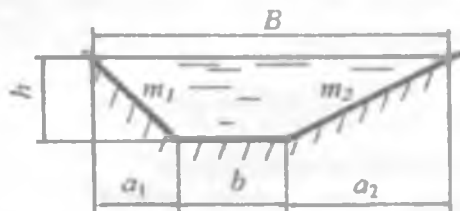


Рис. 11.1

При определении геометрических параметров элементов русел прямоугольного и треугольного поперечных сечений следует пользоваться теми же зависимостями, принимая для прямоугольных $m = 0$, а для треугольных $b = 0$.

Для русел криволинейного поперечного сечения определение элементов живого сечения потока весьма сложный процесс. При расчете типовых сечений (круглого и параболического) используются вспомогательные таблицы, приведенные в прил. 9.

Для русел круглого поперечного сечения (рис. 11.2) радиусом r в прил. 9 в зависимости от относительной глубины наполнения $\Delta = h/r$ приводятся относительные - площадь живого сечения $\omega' = \omega/r^2$, смоченный периметр $\chi = \chi/r$ ширина русла по свободной поверхности потока $B' = B/r$, гидравлический радиус $R' = R/r$. Задачи, связанные с определением необходимой степени заполнения поперечного сечения трубы, при заданном расходе решаются подбором.

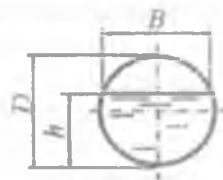


Рис. 11.2

Для русел параболического поперечного сечения (рис. 11.3), описываемых уравнением

$$x^2 = 2py, \quad (11.5)$$

соответствующие относительные характеристики выражаются как

$$\omega' = \omega / p^2, \chi' = \chi / p, B' = B / p, R' = R / p,$$

где p - параметр параболы. Их значения приведены в прил. 9.

При равномерном движении потока в открытом русле средняя в сечении скорость определяется по формуле Шези

$$v = C\sqrt{Ri}, \quad (11.6)$$

где C - коэффициент Шези; R - гидравлический радиус; i - уклон дна русла.

Коэффициент Шези C зависит от шероховатости стенок и дна, формы и размеров русла. Его используют при расчете открытых русел, шероховатость стенок которых соответствует зоне квадратичного сопротивления. Для открытых русел при определении коэффициента Шези используется формула Павловского:

$$C = \frac{1}{n} R^y, \quad (11.7)$$

где n - коэффициент шероховатости русла; y - переменный показатель степени.

Показатель степени y зависит от шероховатости и размеров русла.

При расчете открытых русел можно принимать $y = \frac{1}{6} \dots \frac{1}{4}$. Более подробно расчет открытых русел изложен в работах [9, 16, 17].

Величина $W = C\sqrt{R}$ называется скоростной характеристикой, с учетом этого скорость потока

$$v = W\sqrt{i} \quad (11.8)$$

Соответственно расход воды в русле

$$Q = \omega v = \omega W\sqrt{i} \quad (11.9)$$

По формуле Н.Н. Павловского

$$W = \frac{1}{n} R^z \quad (11.10)$$

где n - коэффициент шероховатости русла; z - показатель степени

$$z = 0,37 + 2,5\sqrt{n} - 0,75(\sqrt{n} - 0,1)\sqrt{R}. \quad (11.11)$$

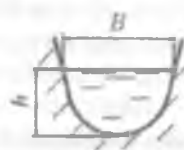


Рис. 11.3.

Величина $K = \omega W$ называется расходной характеристикой, с учетом этого расход

$$Q = K\sqrt{i}. \quad (11.12)$$

Значения скоростной характеристики W приведены в прил. 9.

Каналы, сечение которых при неизменной площади со характеризуются наименьшим значением смоченного периметра $\chi_{\min}$ и, следовательно, наибольшим значением гидравлического радиуса $R_{\max}$, согласно формуле Шези (11.6) обладают наибольшей пропускной способностью при равномерном движении. Такое сечение канала называется *гидравлически наивыгоднейшим*. Оно также может быть определено как сечение с наименьшей площадью ω и наибольшей средней скоростью течения v при заданных значениях i, n, Q .

На сооружение каналов с гидравлически наивыгоднейшими сечениями затрачивается минимум земляных работ (площадь сечения) или минимум работ по укреплению дна и берегов (смоченный периметр). Из различных форм живого сечения наиболее выгодным будет полукруглое сечение, так как в этом случае при заданной площади будет наименьший смоченный периметр. На практике чаще всего делают трапециевидные или параболические сечения, так как полукруг имеет в верхней части вертикальные стенки и требует бетонного или железобетонного укрепления.

Относительная ширина по дну $\beta = \frac{b}{h}$ гидравлически наивыгоднейшего профиля каналов трапециевидной формы приведена в табл. 11.1.

Таблица 11.1

Значение β в зависимости от коэффициента
заложения откосов m

m	β	m	β	m	β	m	β
0,00	2,00	0,25	1,562	1,00	0,828	2,00	0,472
0,10	1,81	0,50	1,236	1,25	0,702	2,50	0,385
0,20	1,64	0,75	1,000	1,50	0,606	3,00	0,325

Для того чтобы не происходило размыва русла канала после его постройки и не было преждевременного разрушения, при гидравлических расчетах каналов нужно знать максимально допустимые скорости течения для рассматриваемых расчетных условий (табл. 11.2). Расчетная скорость течения в канале должна быть несколько меньше максимальной допустимой скорости.

Таблица 11.2

**Значения максимальных допустимых скоростей течения
для грунтов и креплений**

Вид грунта или крепления	Максимальная допустимая скорость, м/с при средней глубине потока, м			
	0,4	1	2	≤3
Малоплотные глины и суглинки	0,33	0,4	0,46	0,5
Среднеплотные глины	0,7	0,85	0,95	1,1
Плотные глины и суглинки	1,0	1,2	1,4	1,5
Дери:				
плащмя	0,6	0,8	0,9	1
свежий (в стенку)	1,5	1,8	2	2,2
Хворостяное	1,8	2,2	2,5	2,7
Мостовое:				
одиночное с размером камня 0,2 м	2,5...2,9	3...3,5	3,5...4	3,8...4,3
двойное с размером камня 0,2 м	3,1...3,6	3,7...4,3	4,3...5	4,6...5,4
Бетон и железобетон	4,2...8,5	5...9	5,7...10	6...11
Деревянные лотки, каналы гладкие (течение вдоль волокон)	8...12	10...10	12...17	14...18

При расчете канала нужно знать и минимальную допустимую скорость, при которой исключается заиливание канала.

Минимальную допустимую скорость в канале определяют по формуле:

$$v_{\min} \geq aR^{0.5}. \quad (11.13)$$

Значения коэффициента a приведены в табл. 11.3

Таблица 11.3

Значения коэффициента a

Вид песчаного наноса	Коэффициент a
Крупный	0,65 .. 0,77
Средний	0,58 .. 0,64
Мелкий	0,41 .. 0,45
Очень мелкий	0,37 .. 0,41

Вопросы для самопроверки

1. По каким признакам классифицируются открытые русла?
2. По каким формулам определяются площадь живого сечения, ширина русла по свободной поверхности потока, смоченный периметр и гидравлический радиус в каналах?
3. Формула Шези для определения средней скорости в русле?
4. Что такое скоростная характеристика и как она определяется?
5. Что такое расходная характеристика и как она определяется?
6. Какое сечение канала называется гидравлически наивыгоднейшим?
7. Какая задача решается для предотвращения размыва русла?



ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 11.1. Определить шероховатость стенок тоннеля круглого поперечного сечения для пропуска расхода $Q = 14,8 \text{ м}^3/\text{с}$ (рис. 11.2) при следующих данных: радиус $r = 2,5 \text{ м}$, глубина наполнения $h = 3,0 \text{ м}$, уклон дна $i = 0,0004$.

Решение. Определяем относительную глубину наполнения

$$\Delta = \frac{h}{r} = \frac{3}{2,5} = 1,2$$

По прил. 9 находим относительную площадь живого сечения $\omega' = 1,968$ и относительный гидравлический радиус $R' = 0,555$ при $\Delta = 1,2$.

Вычисляем значение площади живого сечения:

$$\omega = \omega' r^2 = 1,968 \cdot 2,5^2 = 12,3 \text{ м}^2.$$

Вычисляем значение гидравлического радиуса:

$$R = R' r = 0,555 \cdot 2,5 = 1,4 \text{ м}.$$

Из формулы (11.9) выражаем скоростную характеристику

$$W = \frac{Q}{\omega \sqrt{i}} = \frac{14,8}{12,3 \sqrt{0,0004}} = 60,2 \text{ м/с}.$$

По табл. 9.3 прил. 9 при $R = 1,4$ м и скоростной характеристике $W = 60,2$ м/с находим значение коэффициента шероховатости $n = 0,02$.

Задача 11.2. Определить глубину воды в трапецидальном канале (рис.11.1) при следующих данных: расход $Q = 9,5 \text{ м}^3/\text{с}$, ширина канала по дну $b = 2,5 \text{ м}$, коэффициенты заложения откосов $m_1 = 2,0$, $m_2 = 2,25$, коэффициент шероховатости $n = 0,018$, уклон дна канала $i = 0,003$.

Решение. Задаваясь различными значениями глубины канала h , по формулам (11.1)-(11.4) вычисляем гидравлические элементы χ, ω, R . По прил. 9 находим значения скоростной характеристики W и по формуле (11.9) вычисляем расход Q . Результаты вычислений представлены в таблице:

$h, \text{м}$	$\chi, \text{м}$	$\omega, \text{м}^2$	$R, \text{м}$	$W, \text{м/с}$	$Q, \text{м}^3/\text{с}$
0,8	6,26	3,7	0,591	38,7	7,88
0,9	6,73	3,97	0,590	38,7	8,44
1	7,2	4,625	0,64	40,9	10,4
1,1	7,67	5,09	0,66	41,8	11,7

По данным таблицы строим график зависимости $Q - f(h)$. По графику находим: при $Q = 9,5 \text{ м}^3/\text{с}$ $h = 0,96 \text{ м}$.

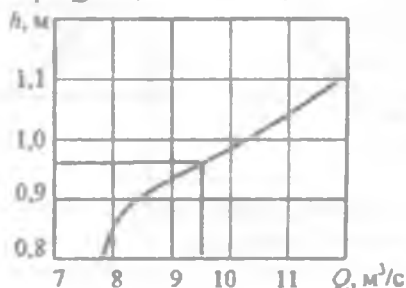


Рис.11.4



ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

11.1. Определить расход воды в трапецидальном канале (рис. 11.1) при следующих данных: ширина канала по дну $b = 2,5$ м, глубина наполнения $h = 1,1$ м, коэффициенты заложения откосов $m_1 = 2,25$, $m_2 = 1,75$, коэффициент шероховатости $n = 0,0225$, уклон дна канала $i = 0,0005$.

11.2. Определить скорость воды в треугольном канале (рис. 11.5) при следующих данных: глубина наполнения $h = 0,75$ м, коэффициент заложения откосов $m = 2,5$, коэффициент шероховатости $n = 0,014$, уклон дна канала $i = 0,00045$.

11.3. Определить глубину воды в трубе круглого поперечного сечения (рис. 11.2) при следующих данных: радиус $r = 1,5$ м, расход $Q = 10$ м³/с, коэффициент шероховатости $n = 0,012$, уклон трубы $i = 0,0015$.

11.4. Определить, какой уклон необходимо придать дну треугольного канала для пропуска расхода $Q = 1,5$ м³/с (рис. 11.5) при следующих данных: глубина наполнения $h = 95$ см, коэффициент заложения откосов $m = 1,75$, коэффициент шероховатости $n = 0,025$.

11.5. Определить расход воды в треугольном канале (рис. 11.6) при следующих данных: глубина наполнения $h = 0,65$ м, коэффициенты заложения откосов $m_1 = 2,25$, $m_2 = 1,75$, коэффициент шероховатости $n = 0,018$, уклон дна канала $i = 0,003$.



Рис. 11.5

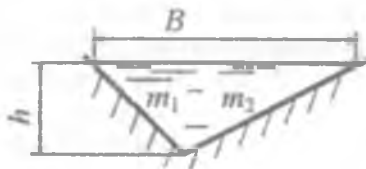


Рис. 11.6

11.6. Определить глубину воды в треугольном канале (рис. 11.6) при следующих данных: расход $Q = 4,3$ м³/с, коэффициенты заложения откосов $m_1 = 1,5$, $m_2 = 2,0$, коэффициент шероховатости $n = 0,025$, уклон дна канала $i = 0,00045$.

11.7. Определить скорость воды в лотке параболического поперечного сечения (рис. 11.3) при следующих данных: параметр $p = 1$ м, глубина наполнения $h = 1,2$ м, коэффициент шероховатости $n = 0,011$, уклон дна тоннеля $i = 0,0025$.

11.8. Определить какой уклон необходимо придать дну треугольного канала (рис. 11.6) для пропуска расхода $Q = 2,5$ м³/с при следующих данных: глубина наполнения $h = 125$ см, коэффициенты заложения откосов $m_1 = 1,25$, $m_2 = 2,75$, коэффициент шероховатости $n = 0,025$.

11.9. Определить скорость воды в трапецидальном канале (рис. 11.1) при следующих данных: ширина канала по дну $b = 2$ м, глубина наполнения $h = 0,5$ м, коэффициенты заложения откосов $m_1 = 1,25$, $m_2 = 1,75$, коэффициент шероховатости $n = 0,04$, уклон дна канала $i = 0,001$.

11.10. Определить расход воды в треугольном канале (рис. 11.5) при следующих данных: глубина наполнения $h = 0,5$ м, коэффициент заложения откосов $m = 2,5$, коэффициент шероховатости $n = 0,015$, уклон дна канала $i = 0,0003$.

11.11. Определить глубину воды в трапецидальном канале (рис. 11.1) при следующих данных: расход $Q = 4,5$ м³/с, ширина канала по дну $b = 3$ м, коэффициенты заложения откосов $m_1 = 1,5$, $m_2 = 2,5$, коэффициент шероховатости $n = 0,025$, уклон дна канала $i = 0,0045$.

11.12. Определить, какой уклон необходимо придать дну трапецидального канала (рис. 11.7) для пропуска расхода $Q = 2$ м³/с при следующих данных: ширина канала по дну $b = 1,5$ м, глубина наполнения $h = 95$ см, коэффициент заложения откоса $m = 1,75$, коэффициент шероховатости $n = 0,025$.

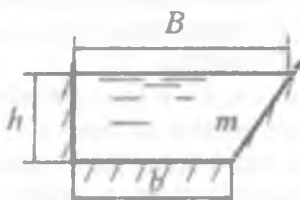


Рис.11.7

11.13. Определить, какой уклон необходимо придать дну трапецидального канала (рис. 11.1) для пропуска расхода $Q = 2,5$ м³/с

при следующих данных: ширина канала по дну $b = 1,5$ м, глубина наполнения $h = 145$ см, коэффициенты заложения откосов $m_1 = 1,25$, $m_2 = 2,75$, коэффициент шероховатости $n = 0,025$.

11.14. Определить, какую шероховатость необходимо придать стенкам треугольного канала (рис. 11.5) для пропуска расхода $Q = 1,9$ м³/с при следующих данных: глубина наполнения $h = 125$ см, коэффициент заложения откосов $m = 1,25$, уклон дна канала $i = 0,0012$.

11.15. Определить скорость воды в трапецеидальном канале (рис. 11.7) при следующих данных: ширина канала по дну $b = 5$ м, глубина наполнения $h = 1,3$ м, коэффициент заложения откоса $m = 2,5$, коэффициент шероховатости $n = 0,011$, уклон дна канала $i = 0,0045$.

11.16. Определить расход воды в трапецеидальном канале (рис. 11.7) при следующих данных: ширина канала по дну $b = 2,5$ м, глубина наполнения $h = 0,5$ м, коэффициент заложения откоса $m = 2,5$, коэффициент шероховатости $n = 0,015$, уклон дна канала $i = 0,0003$.

11.17. Определить, какой уклон необходимо придать лотку параболического поперечного сечения (рис. 11.3) для пропуска расхода $Q = 57$ м³/с при следующих данных: параметр $p = 4$ м, глубина наполнения $h = 408$ см, коэффициент шероховатости $n = 0,025$.

11.18. Определить глубину воды в трапецеидальном канале (рис. 11.7) при следующих данных: ширина канала по дну $b = 4,5$ м, расход $Q = 10$ м³/с, коэффициент заложения откосов $m = 1,5$, коэффициент шероховатости $n = 0,012$, уклон дна канала $i = 0,0015$.

11.19. Определить шероховатость стенок в лотке параболического поперечного сечения (рис. 11.3) при следующих данных: расход $Q = 0,224$ м³/с, параметр $p = 0,2$ м, глубина наполнения $h = 56$ см, уклон дна $i = 0,0009$.

11.20. Определить, какую шероховатость необходимо придать стенкам трапецеидального канала (рис. 11.7) для пропуска расхода $Q = 4,5$ м³/с при следующих данных: ширина канала по дну $b = 3,7$ м, глубина наполнения $h = 125$ см, коэффициент заложения откосов $m = 1,25$, уклон дна канала $i = 0,00075$.

11.21. Определить скорость воды в треугольном канале (рис. 11.6) при следующих данных: глубина наполнения $h = 0,6$ м,

коэффициенты заложения откосов $m_1=1,5$, $m_2=2,5$, коэффициент шероховатости $n=0,03$, уклон дна канала $i=0,0015$.

11.22. Определить расход в водосточной трубе круглого сечения (рис. 11.2) при следующих данных: радиус $r=0,6$ м, глубина наполнения $h=0,5$ м, коэффициент шероховатости $n=0,015$, уклон дна $i=0,0005$.

11.23. Определить глубину воды в треугольном канале (рис. 11.5) при следующих данных: расход $Q=2,3$ м³/с, коэффициент заложения откосов $m=1,5$, коэффициент шероховатости $n=0,0275$, уклон дна канала $i=0,0015$.

11.24. Определить, какую шероховатость необходимо придать стенкам треугольного канала (рис. 11.6) для пропуска расхода $Q=3$ м³/с при следующих данных: глубина наполнения $h=155$ см, коэффициенты заложения откосов $m_1=2,25$, $m_2=1,75$, уклон дна канала $i=0,0005$.

11.25. Определить, какой уклон необходимо придать круглой трубе (рис. 11.2) для пропуска расхода $Q=53$ м³/с при следующих данных: радиус $r=1,9$ м, глубина наполнения $h=209$ см, коэффициент шероховатости $n=0,025$.

11.26. Определить, какую шероховатость необходимо придать стенкам трапецидального канала (рис. 11.1) для пропуска расхода $Q=4$ м³/с при следующих данных: ширина канала по дну $b=5$ м, глубина наполнения $h=125$ см, коэффициенты заложения откосов $m_1=1,5$, $m_2=1,75$, уклон дна канала $i=0,0001$.

11.27. Определить скорость воды в тоннеле круглого поперечного сечения (рис. 11.2) при следующих данных: радиус $r=1,7$ м, глубина наполнения $h=3,06$ м, коэффициент шероховатости $n=0,011$, уклон дна тоннеля $i=0,0064$.

11.28. Определить расход в лотке параболического поперечного сечения (рис. 11.3) при следующих данных: параметр $p=0,4$ м, глубина наполнения $h=1,04$ м, коэффициент шероховатости $n=0,015$, уклон дна $i=0,006$.

11.29. Определить глубину воды в лотке параболического поперечного сечения (рис. 11.3) при следующих данных: параметр $p=0,35$ м, расход $Q=4$ м³/с, коэффициент шероховатости $n=0,012$, уклон дна $i=0,0015$.

11.30. Определить шероховатость стенок тоннеля круглого поперечного сечения (рис. 11.2) для пропуска расхода $Q=5,7$ м³/с

при следующих данных: радиус $r = 2,8$ м, глубина наполнения $h = 224$ см, уклон дна $i = 0,000068$.

11.31. Для русла круглого поперечного сечения радиусом r (рис. 11.2) определить относительную глубину заполнения h/r , при которой расход в русле будет максимальным.

11.32. Для русла трапецеидального поперечного гидравлически наивыгоднейшего сечения (рис. 11.1) с шириной по дну $b = 2,5$ м определить ширину русла по свободной поверхности. Коэффициент заложения откосов $m = 1,0$.

11.33. Расход в лотке прямоугольного сечения $Q = 1$ м³/с, средняя скорость течения воды $v = 1$ м/с. Определить наименьшее значение смоченного периметра.

11.34. Для русла круглого поперечного сечения радиусом r (рис. 11.2) определить смоченный периметр, при котором расход в русле будет максимальным.

11.35. Расход воды в лотке прямоугольного сечения $Q = 2$ м³/с, средняя скорость течения воды $v = 1$ м/с. Определить наибольшее значение гидравлического радиуса.

11.36. Для русла круглого поперечного сечения радиусом r (рис. 11.2) определить площадь поперечного сечения потока, при котором расход в русле будет максимальным.

11.37. Определить размеры гидравлически наивыгоднейшего прямоугольного сечения лотка, если расход в лотке $Q = 2$ м³/с, скорость течения воды $v = 1$ м/с.

11.38. Определить размеры гидравлически наивыгоднейшего трапецеидального поперечного сечения лотка, если глубина воды в лотке $h = 1,0$ м, коэффициент заложения откосов $m = 0,75$.

11.39. Деревянный лоток ($n = 0,13$) прямоугольного сечения шириной $b = 0,5$ м, работающий с глубиной заполнения $h = 0,4$ м при уклоне дна $i = 0,012$, должен быть заменен бетонным каналом ($n = 0,017$) с такой же площадью живого сечения полукруглой формы. Какой уклон должен быть придан бетонному каналу для получения такого же расхода воды, как и в деревянном лотке?

11.40. При какой глубине заполнения h треугольный желоб, облицованный динасовым кирпичом ($n = 0,025$), с углом 90° в основании при уклоне $i = 0,001$ пропускает 120 кг/с жидкой стали ($\rho = 7800$ кг/м³).

11.41. Сравнить пропускную способность облицованных бетоном ($n = 0,017$) каналов с одинаковой площадью живого сечения

потока, если форма сечения каналов - равносторонний треугольник и полукруг.

11.42. Сравнить пропускную способность облицованных бетоном ($n = 0,017$) с одинаковой площадью гидравлически наивыгоднейших сечений каналов: прямоугольник и трапеция с коэффициентом заложения откосов $m=1$.

11.43. Установить размеры и необходимый уклон канала с гидравлически наивыгоднейшей формой поперечного сечения канала, если расход воды $Q = 14,0 \text{ м}^3/\text{с}$, средняя скорость движения $v = 3,5 \text{ м/с}$, коэффициент заложения откосов $m = 2,0$. Канал облицован булыжником ($n = 0,035$).

11.44. Водоподводящий канал длиной $l = 2000 \text{ м}$, связывающий между собой два водоема, имеющих разность уровней $\Delta H = 1,5 \text{ м}$, должен пропускать расход $Q = 24,0 \text{ м}^3/\text{с}$. Определить глубину заполнения канала при гидравлически наивыгоднейшем сечении, если канал прокладывается непосредственно в плотном грунте ($n = 0,025$) с коэффициентом заложения откосов $m = 1,75$.

11.45. Какой уклон должен быть придан деревянному лотку ($n = 0,013$) прямоугольного сечения шириной $b = 0,6 \text{ м}$, чтобы при глубине заполнения $h = 0,3 \text{ м}$ пропускная способность его равнялась пропускной способности полукруглого железного канала с таким же живым сечением и уклоном дна $i = 0,005$.

11.46. Определить, при каком заполнении круглый бетонный самотечный трубопровод диаметром $d = 1,2 \text{ м}$ с уклоном дна $i = 0,008$ пропустит расход $Q = 2,25 \text{ м}^3/\text{с}$. Коэффициент шероховатости $n = 0,017$.

11.47. Определить расход воды в канале, облицованном бетоном ($n = 0,017$), если радиус $r = 1 \text{ м}$, глубина заполнения канала $h = 2 \text{ м}$, уклон дна $i = 0,00007$ (рис. 11.8).

11.48. Для русла круглого поперечного сечения радиусом r (рис. 11.2) определить относительную глубину заполнения h / r , при которой скорость течения в русле будет наибольшей.

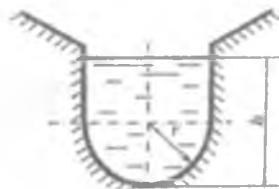


Рис. 11.8.

ГЛАВА 12. ТРУБОПРОВОДЫ

12.1. Общие сведения

Трубопроводы с параллельными ветвями. В таких трубопроводах разветвленные участки состоят из нескольких труб, соединяющих два или несколько узлов. Общая схема трубопровода с параллельными ветвями представлена на рис. 12.1. Поскольку обычно такие трубопроводы являются гидравлически длинными, то есть такими, у которых местные потери и скоростные напоры несоизмеримы с потерями по длине (менее 10 %), то скоростными напорами пренебрегают, принимая полный напор в каждом расчетном сечении трубопровода практически равным гидростатическому. Кроме того, пренебрегают относительно малыми местными потерями в узлах и считают одинаковыми напоры потоков в концевых сечениях труб, примыкающих к данному узлу. Поэтому в расчетах оперируют понятием «напор в данном узле».

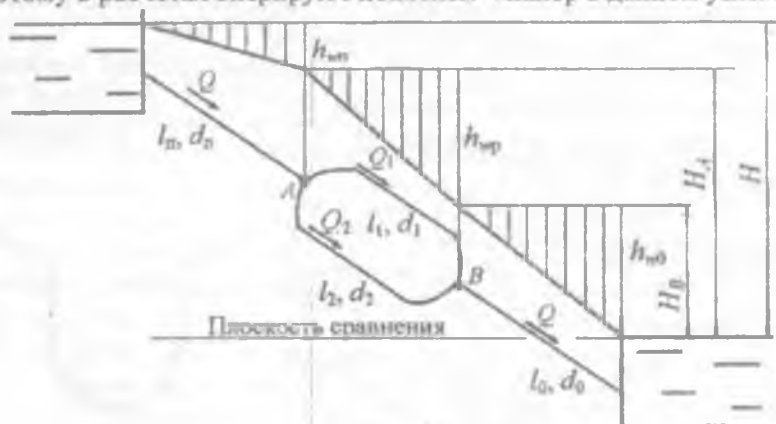


Рис.12.1

Уравнение баланса расходов в узлах А и В имеет вид [6]

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (12.1)$$

Потери напора в каждой из параллельных труб практически равны разности пьезометрических напоров в узлах. Тогда потери напора на разветвленном участке

$$h_{np} = h_{w1} = h_{w2} = H_A - H_B \quad (12.2)$$

Суммирование потерь напора в последовательно расположенных подводящем, разветвленном и отводящем участках приводит к соотношению

$$H = h_{wx} + h_{np} + h_{w0} \quad (12.3)$$

Возможны три основные группы задач расчета трубопроводов:

1. Определение размеров труб по заданным в них расходам и перепадам напоров в начале и в конце трубопровода;
2. Определение перепадов напоров в начале и в конце трубопровода по заданным расходам в трубах заданных размеров;
3. Определение расходов в трубах заданных размеров по известным перепадам напоров.

Первая группа представляет собой проектировочные расчеты, а вторая и третья - проверочные расчеты существующего трубопровода, выясняющие условия его работы при различных значениях гидравлических параметров.

При определении потерь напора в трубах местные сопротивления для удобства расчетов учитывают с помощью эквивалентных длин [6]

$$l_3 = \frac{\sum \zeta d}{\lambda}, \quad (12.4)$$

где $\sum \zeta$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений; d - диаметр трубопровода; λ - коэффициент гидравлического трения.

Тогда потери напора в трубе равны сумме потерь напора по длине и местных потерь:

$$h_w = \lambda \frac{l + l_3}{d} \frac{v^2}{2g} = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (12.5)$$

где L - приведенная длина трубопровода; v - средняя скорость течения жидкости в трубопроводе.

Задачи первой и третьей групп решают методом последовательных приближений, так как, не зная размеров труб или идущих по ним расходов, нельзя точно определить коэффициенты сопротивления λ в этих трубах. Для решения в первом приближении принимают, что в трубах имеет место квадратичный закон сопротивления и значения λ зависят только от шероховатости труб.

Определив искомые величины при решении уравнений (12.1)–(12.3) с выбранными коэффициентами сопротивлений, уточняют эти коэффициенты и повторяют расчет во втором приближении. Приближения повторяют до практического совпадения получаемых результатов. Обычно достаточно точным оказывается второе приближение.

Для трубопровода с заданными размерами решение уравнений удобно получить графическим методом. Для этого строят характеристики участков трубопровода, определяя потери напора при различных значениях расхода в трубах по формуле

$$h_w = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{Q^2}{\left(\frac{\pi d^2}{4} \right)^2 2g} \quad (12.6)$$

На рис. 12.2 построена характеристика разветвленного участка трубопровода, состоящего из двух параллельных труб (рис. 12.1). Характеристики параллельно работающих труб суммируют согласно уравнениям (12.1) и (12.2), то есть путем суммирования абсцисс кривых (расходов) при одинаковых ординатах (напорах).

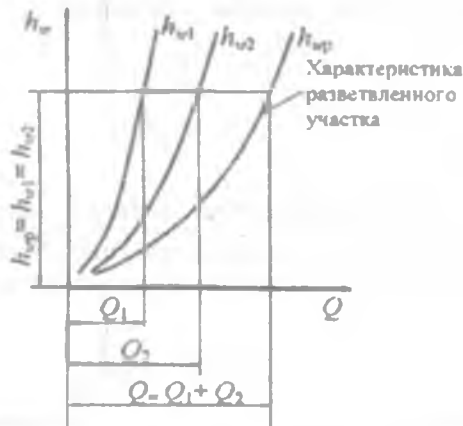


Рис. 12.2

На рис. 12.3 построена характеристика трубопровода, схема которого изображена на рис. 12.1. Характеристику разветвленного участка суммируют с характеристиками подводящего и отводящего участков согласно уравнению (12.3), то есть путем сложения ординат (напоров) при одинаковых абсциссах (расходах).

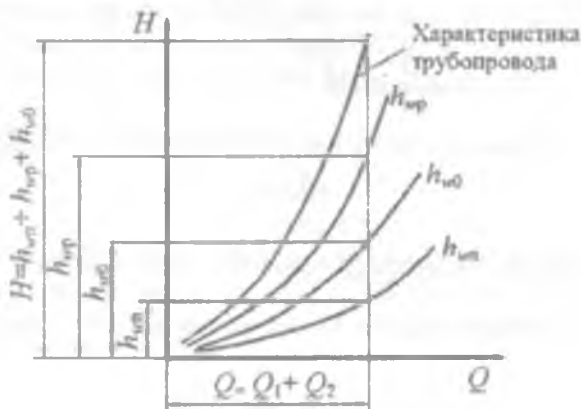


Рис. 12.3

Построенные характеристики позволяют по заданному расходу в одной из ветвей определить потребный напор трубопровода или по заданному напору - расходы во всех трубах.

При известном расходе, например Q_1 , по графику (рис. 12.2) определяют потери напора h_{w1} в первой ветви разветвленного участка. Согласно уравнению (12.2) они равны потерям напора h_{w2} во второй ветви разветвленного участка и потерям h_p всего разветвленного участка. По графику потерям $h_{wп} = h_{w1} = h_{w2}$ соответствуют расходы Q_2 и Q . При известном расходе Q определяют (рис. 12.3) потери напора в подводящем $h_{wп}$, отводящем $h_{wо}$ участках и требуемый напор H трубопровода.

Если характеристики построены с учетом изменения коэффициентов сопротивления трения в зависимости от режимов течения жидкости в трубопроводах, то отпадает необходимость в последовательных приближениях.

Трубопроводы с концевой раздачей. Простейшая схема трубопровода с концевой раздачей представлена на рис. 12.4.

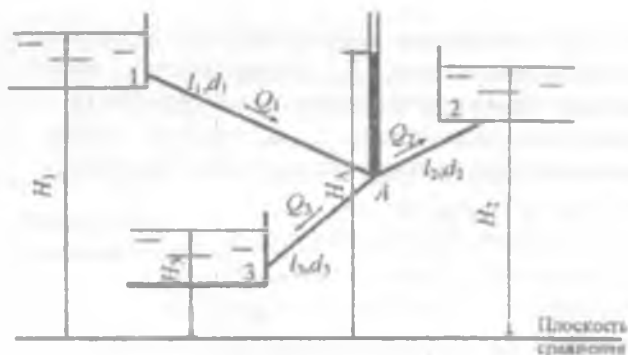


Рис.12.4

В том случае, когда напор в узловой точке A больше напора H_2 в резервуаре 2, то есть $H_A > H_2$, то жидкость из резервуара 1 перетекает в резервуары 2 и 3 и расчетная система уравнений имеет вид [6]

$$\left. \begin{aligned} H_1 - H_A &= h_{w1}, \\ H_A - H_2 &= h_{w2}, \\ H_A - H_3 &= h_{w3}, \\ Q_1 &= Q_2 + Q_3 \end{aligned} \right\} \quad (12.7)$$

Если $H_A < H_2$, то жидкость в резервуар 3 поступает из резервуаров 1 и 2 и система уравнений имеет вид

$$\left. \begin{aligned} H_1 - H_A &= h_{w1}, \\ H_2 - H_A &= h_{w2}, \\ H_A - H_3 &= h_{w3}, \\ Q_1 + Q_2 &= Q_3 \end{aligned} \right\} \quad (12.8)$$

Если $H_A = H_2$ то $Q_2 = 0$, $Q_1 = Q_3$ и жидкость из резервуара 1 перетекает в резервуар 3. Система уравнений имеет вид

$$\left. \begin{aligned} H_1 - H_2 &= h_{w1}, \\ H_2 - H_3 &= h_{w3} \end{aligned} \right\} \quad (12.9)$$

При решении систем уравнений потери напора в каждой трубе следует выразить через расход, используя уравнение (12.6).

Если трубопровод включает трубы, которые оканчиваются сходящими насадками, открытыми в атмосферу, то при составлении уравнений напоров для таких труб следует учитывать скоростные напоры на выходе из насадков.

В том случае, когда известны напоры H_1 , H_2 , H_3 , размеры труб и требуется определить расходы в трубах, то решение начинают с определения направления движения жидкости в трубе 2. Для этого используют прием «выключения ветви» [6]. При этом определяют напор H'_A в узле A при выключенной трубе 2, когда $Q_2 = 0$ и $Q_1 = Q_3$.

Тогда уравнение Бернулли для труб 1 и 3 имеет вид

$$\left. \begin{aligned} H_1 - H'_A &= h_{w1}, \\ H_1 - H_3 &= h_{w1} + h_{w3}. \end{aligned} \right\} \quad (12.10)$$

Второе уравнение данной системы можно преобразовать:

$$\frac{h_{w1}(h_{w1} + h_{w3})}{h_{w1}} = H_1 - H_3. \quad (12.11)$$

Подставляя данное выражение в первое уравнение системы (12.10), получаем

$$H'_A = H_1 - \frac{H_1 - H_3}{\frac{h_{w3}}{h_{w1}} + 1}. \quad (12.12)$$

Сравнивая H'_A с H_2 , принимают для решения соответствующую систему уравнений (12.7)–(12.9). В данной задаче при неизвестных расходах значения коэффициентов сопротивления труб заранее определить нельзя, поэтому аналитическое решение проводится методом последовательных приближений.

Решение может быть выполнено графически, при этом определяют напор H_A в узле, при котором удовлетворяется условие баланса расходов. Сначала определяют напор H'_A в узле при выключенной трубе 2. Для этого строят кривые $H_A = f(Q)$ для труб 1 и 3:

$$H_A = H_1 - h_{w1},$$

$$H_A = H_3 - h_{w3}.$$

Ордината точки пересечения этих кривых есть напор H'_A (рис. 12.5). Если $H'_A = H_2$, то абсцисса точки пересечения есть действительный расход в трубах 1 и 3 ($Q_1 = Q_3$) а $Q_2 = 0$.

Если $H'_A > H_2$, то для определения расходов следует построить кривую $H_A = f(Q)$ для трубы 2 согласно второму уравнению системы (12.7) и сложить кривые для труб 3 и 2 согласно четвертому уравнению этой же системы.

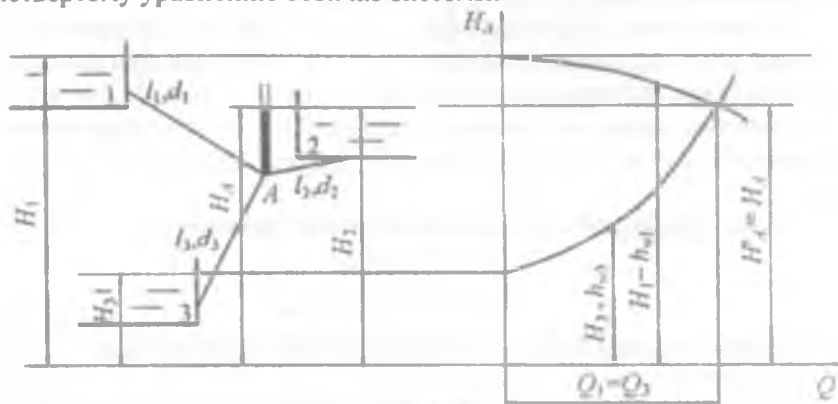


Рис.12.5

Ордината и абсцисса точки пересечения суммарной кривой труб 3 и 2 и кривой, построенной для трубы 1, дают соответственно действительный напор H_A в узле и расход Q_1 , равный $Q_2 + Q_3$ (рис. 12.6).

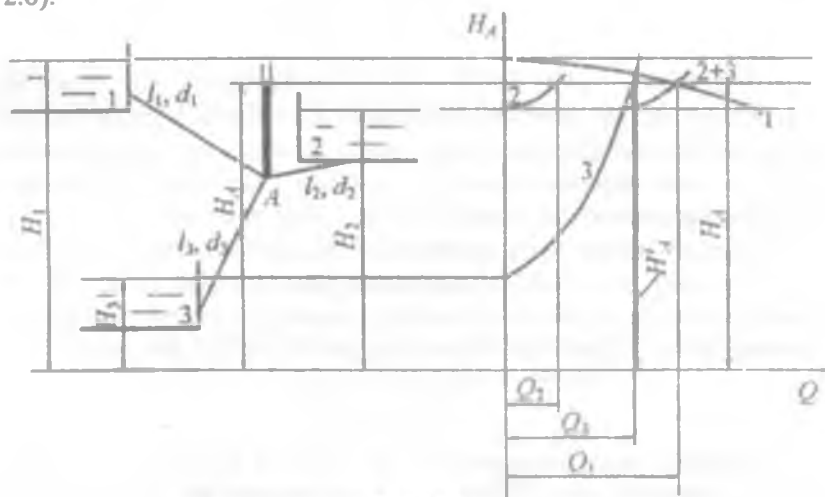


Рис.12.6

Если $H'_A < H_2$, то для определения расходов следует построить кривую $H_A = f(Q)$ для трубы 2 согласно второму уравнению системы (12.8), а затем сложить кривые, построенные для труб 1 и 2, согласно четвертому уравнению той же системы (рис. 12.7).

Ордината и абсцисса точки пересечения суммарной кривой труб 1 и 2 с кривой трубы 3 есть соответственно действительный напор H_A в узле и расход Q_3 , равный $Q_1 + Q_2$.

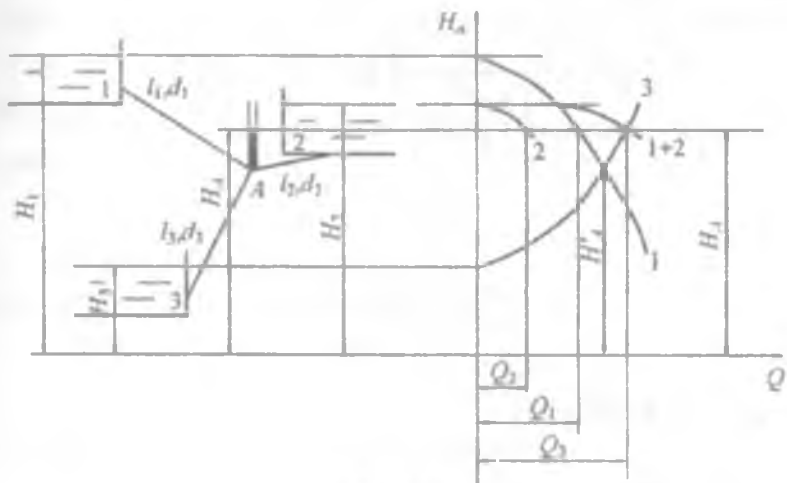


Рис.12.7

Трубопровод с непрерывной раздачей. В трубопроводе с непрерывной раздачей жидкости (рис. 12.8) на некоторой длине L часть расхода Q_n равномерно и непрерывно раздается в большом числе пунктов с интенсивностью q , л/(с · м):

$$Q_n = qL. \quad (12.13)$$

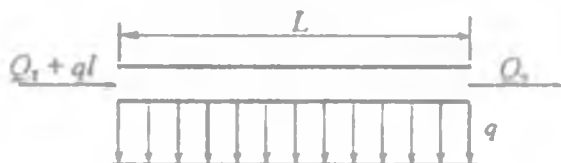


Рис.12.8

Этот расход Q_n называется путевым [6]. Остальная часть расхода Q_r транспортируется через участок L в последующие участки трубопровода. Этот расход Q_r называется транзитным.

Суммарный расход в начальном сечении участка

$$Q = qL + Q_r \quad (12.14)$$

Потери напора на участке L трубопровода определяют по формулам

$$h_w = \lambda \frac{L}{d} \frac{1}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2} \frac{1}{2g} \left(Q_r^2 + \frac{q^2 L^2}{3} + qLQ_r \right) \quad (12.15)$$

или

$$h_w = \lambda \frac{L}{d} \frac{1}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2} \frac{1}{2g} Q_{\text{расч}}^2 \quad (12.16)$$

где $Q_{\text{расч}}$ - расчетный расход,

$$Q_{\text{расч}} = Q_r + 0,55Q_n \quad (12.17)$$



ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 12.1. Расход в основной гидролинии $Q = 3$ л/с. Определить расходы Q_1 и Q_2 в параллельных одинаковых по длине и диаметру трубах ($l = 1$ м, $d = 10$ мм), если в одной из D них установлен дроссель D с коэффициентом сопротивления $\zeta = 9$. Коэффициент сопротивления трения $\lambda_1 = \lambda_2 = 0,03$

Решение. Потери напора в Рис. 12.9 параллельных трубах $h_{w1} = h_{w2}$

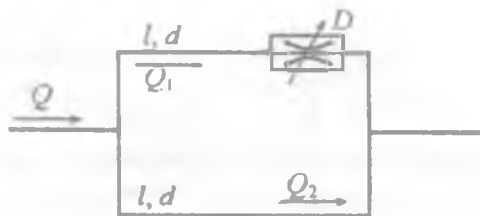


Рис. 12.9

или

$$\left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta \right) \frac{Q_1^2}{\left(\frac{\pi d^2}{4} \right)^2 2g} = \lambda \frac{l}{d} \frac{Q_2^2}{\left(\frac{\pi d^2}{4} \right)^2 2g}$$

Потери напора в дросселе учтем с помощью эквивалентной длины

$$l_3 = \frac{\zeta d}{\lambda}$$

Произведя подстановку, получим

$$(l + l_3) Q_1^2 = l Q_2^2$$

Тогда

$$Q_1 = Q_2 \sqrt{\frac{l}{l + l_3}} = Q_2 \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{9 \cdot 0,01}{0,03}}} = \frac{Q_2}{2}$$

Расход в основной гидролинии равен сумме расхода в параллельных трубах

$$Q = Q_1 + Q_2$$

Используя полученное соотношение между Q_1 и Q_2 , получим

$$Q = \frac{1}{2} Q_2 + Q_2$$

Отсюда

$$Q_1 = \frac{2}{3} Q = \frac{2}{3} \cdot 3 = 2 \text{ л/с}$$

$$Q_2 = Q - Q_1 = 3 - 2 = 1 \text{ л/с}$$

Задача 12.2. Два резервуара с постоянными и одинаковыми уровнями воды соединены системой труб, приведенные длины которых $l_1 = 400$ м, $l_2 = 180$ м, $l_3 = 50$ м, $l_4 = 400$ м и диаметры $d_1 = d_2 = d_3 = 100$ мм, $d_4 = 200$ мм (рис. 12.10).

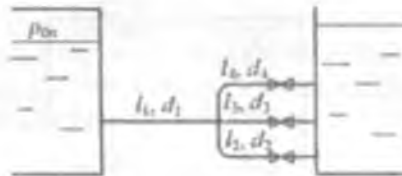


Рис. 12.10

1. При каком избыточном — давлении p_{0m} над поверхностью воды в закрытом резервуаре расход — в трубе 4 будет $Q_4 = 40$ л/с?
2. Каков при этом суммарный расход из закрытого резервуара в открытый?

Коэффициенты сопротивления трения принять $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = 0,025$, $\lambda_4 = 0,02$.

Решение. Найдем потери напора в трубе 4:

$$h_{w4} = \lambda_4 \frac{l_4}{d_4} \frac{Q_4^2}{\left(\frac{\pi d_4^2}{4}\right)^2 2g} = 0,02 \cdot \frac{400}{0,2} \frac{(40 \cdot 10^{-3})^2}{\left(\frac{\pi \cdot 0,2^2}{4}\right)^2 2 \cdot 9,81} = 3,3 \text{ м.}$$

Так как напор в узловой точке одинаков для начальных сечений труб 2,3 и 4 и напор в конечных сечениях этих труб также одинаков, то потери напора в каждой из этих труб равны:

$$h_{w2} = h_{w3} = h_{w4}.$$

$$Q_2 = \sqrt{\frac{h_{w2} d_2^2 \left(\frac{\pi d_2^2}{4}\right)}{\lambda_2 l_2}} = \sqrt{\frac{3,3 \cdot 0,1 \left(\frac{\pi \cdot 0,1^2}{4}\right)^2 2 \cdot 9,81}{0,025 \cdot 180}} = 9,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 9,4 \text{ л/с.}$$

Найдем расходы в трубах 2 и 3:

$$Q_3 = \sqrt{\frac{h_{w3} d_3^2 \left(\frac{\pi d_3^2}{4}\right)}{\lambda_3 l_3}} = \sqrt{\frac{3,3 \cdot 0,1 \left(\frac{\pi \cdot 0,1^2}{4}\right)^2 2 \cdot 9,81}{0,025 \cdot 50}} = 17,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 17,9 \text{ л/с.}$$

Тогда расход в трубе 1

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 + Q_4 = 9,4 + 17,9 + 40 = 67,3 \text{ л/с.}$$

Найдем потери напора в трубе 1

$$h_{\text{в1}} = \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{Q_1^2}{\left(\frac{\pi d_1^2}{4}\right)^2} = 0,025 \frac{400}{0,1} \frac{(67,3 \cdot 10^{-3})^2}{\left(\frac{\pi \cdot 0,1^2}{4}\right)^2} = 374,6 \text{ м.}$$

Определим избыточное давление в закрытом резервуаре

$$p_{\text{он}} = \rho g (h_{\text{в1}} + h_{\text{в2}}) = 10^3 \cdot 9,81 (374,6 + 33) = 3,71 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Задача 12.3. Определить необходимую разность напоров в начале и в конце стального водопровода диаметром $d = 150$ мм, и длиной $l = 200$ м для пропуска транзитного расхода $Q_T = 15$ л/с и удельного путевого расхода $q_0 = 0,06$ л/(с·м). Трубы - стальные бывшие в употреблении.

Решение. Расчетный расход

$$Q_{\text{расч}} = Q_T + 0,55 q_0 l = 15 + 0,55 \cdot 0,06 \cdot 200 = 21,6 \text{ л/с.}$$

Средняя скорость течения воды

$$v = \frac{Q_{\text{расч}}}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{21,6 \cdot 10^{-3}}{\frac{3,14 \cdot 0,15^2}{4}} = 1,22 \text{ м/с.}$$

Так как $v > 1,2$ м/с, то водовод работает в квадратичной области сопротивления. Из прил. 7 найдем удельное сопротивление $\zeta_{\text{ов}} = 30,7 \text{ с}^2 \text{ м}^6$.

Тогда разность напоров

$$H_H - H_K = S_{\text{ов}} Q^2 l = 30,7 (21,6 \cdot 10^{-3})^2 200 = 2,9 \text{ м.}$$

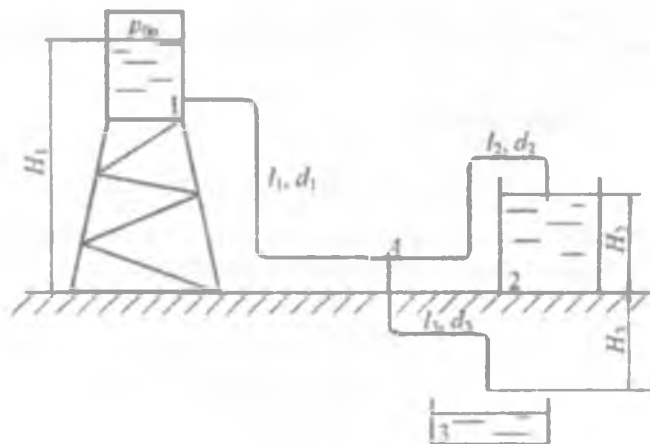


Рис.12.11

Задача 12.4. Вода из бака 1 (рис. 12.11) поступает с расходом $Q_1 = 20$ л/с по трубе приведенной длины $l_1 = 600$ м и диаметром $d_1 = 150$ мм к разветвлению (точка А), от которого по трубе приведенной длины $l_2 = 500$ м и диаметром $d_2 = 125$ мм поступает в бак 2, а по трубе приведенной длины $l_3 = 400$ м и диаметром $d_3 = 100$ мм - в резервуар 3. Определить избыточное давление в резервуаре 1, если $H_1 = 8$ м, $H_2 = 2$ м, $H_3 = 2$ м. Трубы стальные, бывшие в употреблении.

Решение. Из прил. 7 найдем удельные сопротивления труб, работающих в квадратичной области сопротивления: $S_{1кв} = 30,7 \text{ с}^2/\text{м}^6$; $S_{2кв} = 76,4 \text{ с}^2/\text{м}^6$; $S_{3кв} = 173 \text{ с}^2/\text{м}^6$.

Скорость течения воды в трубе 1

$$v_1 = \frac{Q_1}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{20 \cdot 10^{-3}}{\frac{3,14 \cdot 0,15^2}{4}} = 1,1 \text{ м/с.}$$

Так как $v_1 < 1,2$ м/с, то труба 1 работает в доквадратичной области сопротивления. Тогда удельное сопротивление определим по формуле

$$S_1 = S_{1кв} \cdot \theta = 30,7 \cdot 1,015 = 31,16 \text{ с}^2/\text{м}^6,$$

где θ - поправочный коэффициент, определяемый в зависимости от скорости [11]:

Скорость v , м/с	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
Коэффициент θ	1,41	1,20	1,11	1,08	1,04	1,03	1,015	1,00

Потери напора в трубе 1

$$h_{\text{т1}} = S_1 Q_1^2 l_1 = 31,16 (20 \cdot 10^{-3})^2 600 = 7,48 \text{ м.}$$

По условию задачи вода поступает в бак 2 и резервуар 3, тогда уравнения баланса напоров и расходов имеют вид

$$\left. \begin{aligned} H_1 - H_2 &= S_2 Q_2^2 l_2, \\ H_1 + H_3 &= S_3 Q_3^2 l_3, \\ Q_1 &= Q_2 + Q_3. \end{aligned} \right\}$$

где H_A - пьезометрический напор в узловой точке A над плоскостью сравнения, проходящей через основание бака 2.

Так как расходы Q_2 и Q_3 неизвестны, то не представляется возможным точно определить удельные сопротивления труб 2 и 3. Задача решается методом последовательных приближений. Поэтому решение уравнений удобно получить графическим методом. Для этого построим характеристики труб 2 и 3. Из первого и третьего уравнения имеем

$$H_A = H_2 + S_2(Q_1 - Q_3)^2 l_2$$

а из второго уравнения

$$H_A = S_3 Q_3^2 l_3 - H_3.$$

Индексы 2,3 указывают на порядковый номер трубы, для которой определяется пьезометрический напор в узловой точке. Искомое значение H_A будет находиться на пересечении кривых H_{A_2} и H_{A_3} , то есть

$$H_A = H_{A_2} = H_{A_3}$$

Задаваясь Q_3 , определяем v_3 , θ_3 , S_3 , H_{A_3} , $Q_1 - Q_3$, v_2 , θ_2 , S_2 , H_{A_2} .

Расчеты сводим в таблицу:

Определяемый параметр	Значение Q_3 , л/с			
	8	10	12	14
v_3 , м/с	1,02	1,27	1,53	1,78
θ_3	1,03	1	1	1
S_3 , с ² /м ⁶	178	173	173	173
H_{A_3} , м	2,56	4,92	7,96	11,56
Определяемый параметр	Значения Q_2 , л/с			
	12	10	8	6
v_2 , м/с	0,98	0,82	0,65	0,49
θ_2	1,03	1,06	1,10	1,15
S_2 , с ² /м ⁶	78,7	81,0	84,0	87,9
H_{A_2} , м	7,67	6,05	4,69	3,58

По результатам расчета строим кривые $H_{A_2} = f(Q_2)$ и $H_{A_1} = f(Q_2)$ (рис. 12.12). По графику определяем $H_A = 5,7$ м и $Q_3 = 10,5$ л/с. Тогда расход в трубе 2 $Q_2 = 20,0 - 10,5 = 9,5$ л/с.

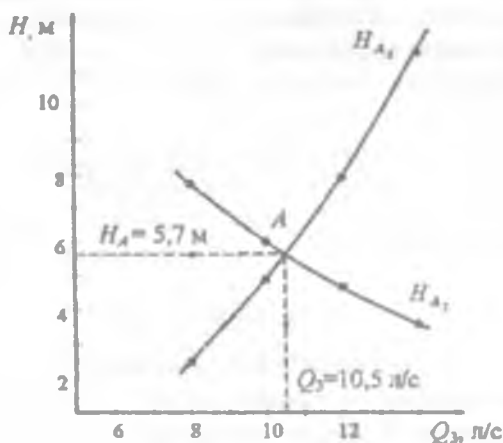


Рис.12.12

Избыточное давление в баке 1

$$p_{0\text{м}} = \rho g(h_{\text{в1}} + H_A - H_1) = 10^3 \cdot 9,81(7,48 + 5,7 - 8) = 0,51 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$



ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

12.1. Определить расход в магистральном трубопроводе ($d_1 = 200$ мм, $l_1 = 5$ м), если в параллельно присоединенной трубе ($d_2 = 50$ мм, $l_2 = 7$ м) расходомер показывает $Q_2 = 5$ л/с (рис. 12.13). Коэффициент сопротивления расходомера $\zeta = 1,5$. Коэффициенты сопротивления трения труб принять $\lambda_1 = \lambda_2 = 0,025$.

12.2. Определить, как распределится расход $Q = 26$ л/с между двумя параллельными трубами, одна из которых имеет длину $l_1 = 30$ м и диаметр $d_1 = 50$ мм, а другая - длину $l_2 = 50$ м и диаметр $d_2 = 100$ мм. Каковы будут потери напора в разветвленном участке, если коэффициент местных потерь $\zeta = 5$, а коэффициенты

сопротивления трения соответственно равны $\lambda_1 = 0,04$, $\lambda_2 = 0,03$ (рис. 12.13).

12.3. Расход в магистральном трубопроводе $Q = 0,32$ л/с распределяется между двумя параллельными трубами имеющими размеры соответственно: $l_1 = 1,0$ м, $d_1 = 10$ мм и $l_2 = 2,0$ м, $d_2 = 8$ мм. Во второй трубе установлен фильтр Φ , сопротивление которого эквивалентно трубе длиной $l_3 = 200d_2$. Определить расход и потери давления в каждой трубе при $\rho = 900$ кг/м³ и $\nu = 9$ Ст (рис. 12.14).

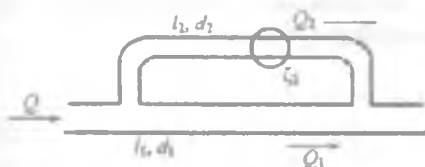


Рис. 12.13

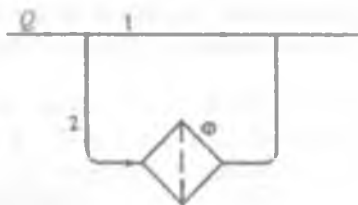


Рис. 12.14

12.4. Определить, при каком проходном сечении дросселя D расходы в параллельных трубах будут одинаковыми, если длины труб $l_1 = 5$ м, $l_2 = 10$ м, их диаметры $d_1 = d_2 = 12$ мм, коэффициент расхода дросселя $\mu = 0,7$, кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0,01$ Ст, расход жидкости перед разветвлением $Q = 0,2$ л/с. Трубы считать гидравлически гладкими (рис. 12.15).

12.5. Определить расходы Q , Q_1 , Q_2 , если $H = 5$ м, $l = 20$ м, $l_2 = 10$ м, $l_3 = 16$ м, $d = 100$ мм, $d_1 = 100$ мм, $d_2 = 80$ мм, коэффициенты сопротивления трения $\lambda = \lambda_1 = \lambda_2 = 0,025$, коэффициент местного сопротивления вентиля на трубе 2 $\zeta_2 = 1,5$ (рис. 12.16). Давление в конечных сечениях труб атмосферное и геометрические высоты одинаковы.

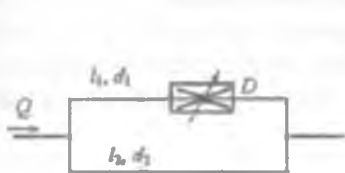


Рис. 12.15

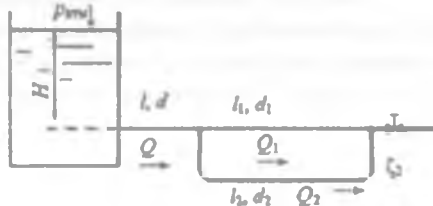


Рис. 12.16

12.6. Определить давление в узловой точке трубопровода (рис. 12.16) если $H = 15$ м, $l = l_1 = 10$ м, $l_2 = 20$ м, $d = 120$ мм, $d_1 = d_2 = 100$ мм, $\lambda = \lambda_1 = \lambda_2 = 0,025$, $\zeta_2 = 2$.

12.7. Из системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания жидкость поступает в охладитель, который представляет собой n трубок диаметром d (рис. 12.17). Во сколько раз отличаются потери напора на участке охладителя от потерь напора на такой же длине подводящего трубопровода диаметром D , если $\frac{\pi D^2}{4} = n \frac{\pi d^2}{4}$, а коэффициент гидравлического сопротивления определяется по формуле Блазиуса (область гидравлически гладких труб)?

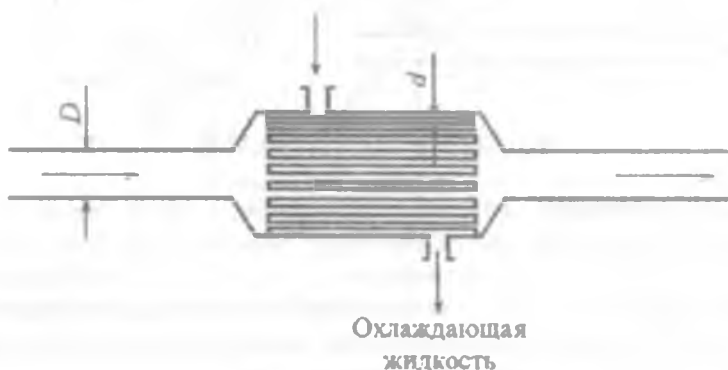


Рис.12.17

12.8. На какое максимальное избыточное давление необходимо отрегулировать предохранительный клапан ПК, чтобы избыточное давление в трубе 3 не превышало $p_{\text{н}} = 2 \cdot 10^5$ Па? Какова при этом должна быть подача насоса H ? Коэффициенты сопротивления трения λ всех труб равны 0,025, предохранительный клапан ПК и трубы расположены в одной горизонтальной плоскости (рис. 12.18). Жидкость - минеральное масло ($\rho = 900$ кг/м³). Режим течения - турбулентный. В конечных сечениях труб 1,2,3 давление атмосферное.

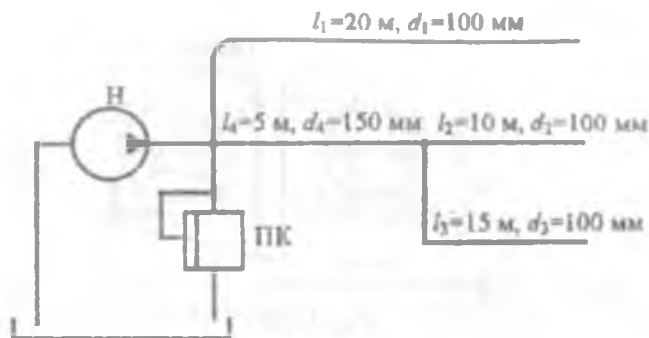


Рис. 12.18

12.9. Определить расход в каждой трубе (рис. 12.19), если их приведенные длины $l_1=5$ м, $l_2=3$ м, $l_3=3$ м, $l_4=6$ м, а суммарный расход $Q=9$ л/мин. Режим течения ламинарный, а диаметры труб одинаковы.

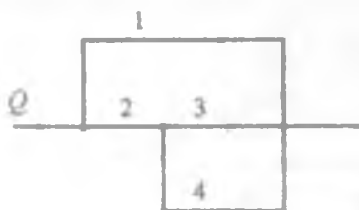


Рис. 12.19

12.10. Насос Н закачивает бензин в две железнодорожные цистерны вместимостью $V=50$ м³ каждая по трубам, длины и диаметры которых $l_1=18$ м, $l_2=100$ м, $d_1=100$ мм, $d_2=156$ мм (рис. 12.20). Определить давление, с которым должен работать насос, если бензин плотностью $\rho=750$ кг/м³ и с кинематическим коэффициентом вязкости $\nu=0,01$ Ст закачивается в течение часа, геодезическая высота подъема бензина $H_T=5$ м. Трубы гидравлически гладкие.

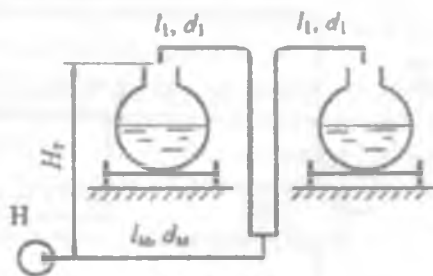


Рис. 12.20

12.11. Насос Н работает с подачей $Q_1 = 0,3$ л/с (рис. 12.21). Приведенные длины и диаметры труб соответственно равны: $l_1 = 5$ м, $l_2 = 8$ м, $l_3 = 2$ м, $d_1 = 10$ мм, $d_2 = 8$ мм, $d_3 = 5$ мм. Определить давление, создаваемое насосом, и расход масла в каждой трубе ($\rho = 900$ кг/м³, $\nu = 0,5$ Ст). Давление в конечных сечениях труб атмосферное. Конечные сечения труб расположены на одной высоте $h = 1$ м над насосом.

12.12. Стальной водопровод длиной $l = 1$ км и диаметром $D = 200$ мм имеет разность давлений в начале и конце $\Delta p = 10^5$ Па. Определить, какой транзитный расход Q_T возможен в трубопроводе при непрерывной раздаче, если удельный путевой расход $q_0 = 0,01$ л/(с · м).

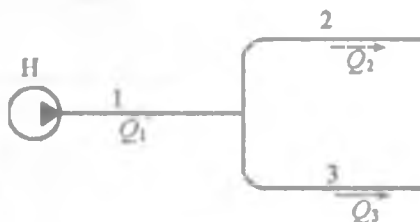


Рис. 12.21

12.13. На стальном трубопроводе, питаемом от водонапорной башни (рис. 12.22), участок длиной $l_2 = 300$ м и диаметром $d_2 = 200$ мм имеет непрерывную раздачу по пути $q_0 = 0,05$ л/(с · м), а в конце этого участка сосредоточенный расход $Q_2 = 10$ л/с. Определить необходимую высоту водонапорной башни H_b , если $l_1 = 400$ м, $l_3 = 200$ м, $d_1 = 200$ мм, $d_3 = 125$ мм, сосредоточенный расход $Q_3 = 12$ л/с. Трубопровод проложен по горизонтальной поверхности.

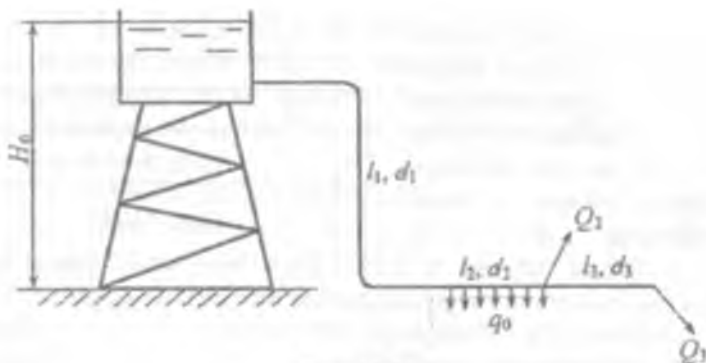


Рис. 12.22

12.14. Вода подается по горизонтальному стальному трубопроводу, состоящему из двух последовательно уложенных труб длиной $l_1 = 400$ м, $l_2 = 300$ м с диаметрами соответственно $d_1 = 200$ мм, $d_2 = 150$ мм. В конце первой трубы отбирается сосредоточенный расход $Q_1 = 15$ л/с, расход во второй трубе $Q_2 = 12$ л/с. Определить необходимое давление в начале трубопровода, если свободный напор в конце трубопровода $H_{\text{св}} = 16$ м (рис. 12.23).

12.15. Водопровод состоит из трех последовательных участков $l_{AB} = 250$ м, $l_{BC} = 220$ м, $l_{CD} = 350$ м. Отметки земли в точках $z_A = 15$ м, $z_B = 23$ м, $z_C = 23$ м, $z_D = 21$ м, расходы воды отбираются в точках В, С, D ($Q_B = 10$ л/с, $Q_C = Q_D = 15$ л/с). На участке CD удельный путь расход $q_0 = 0.02$ л/(с · м). Определить диаметры труб на всех участках и необходимое давление в пункте А. Трубы стальные.

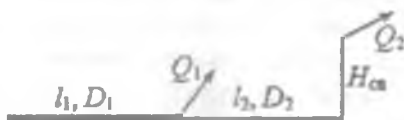


Рис. 12.23

Указание. При определении диаметра необходимо принять предельную скорость течения.

12.16. Какой напор необходимо создать в начале горизонтального стального трубопровода длиной $l_1 = 1300$ м и диаметром $d_1 = 150$ мм для пропуска расхода $Q = 18$ л/с при напоре в конце трубы $H_k = 10$ м? Как изменится пропускная способность трубопровода, если на участке длиной $l_2 = 1000$ м будет проложена параллельно основной дополнительная стальная труба длиной l_2 и диаметром $d_2 = 100$ мм (рис. 12.24).

12.17. Трубопровод запроектирован в виде двух параллельных горизонтальных участков с длинами $l_1 = 300$ м и $l_2 = 200$ м при разности давлений в начале и конце трубопровода $\Delta p = 0,05$ МПа.

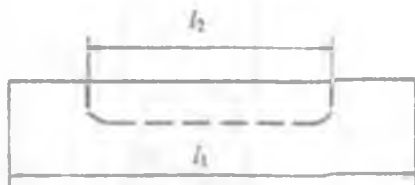


Рис. 12.24

В каком случае и на какую величину будет больше пропускная способность трубопровода при диаметрах $d_1 = 200$ мм и $d_2 = 150$ мм или $d_1 = 150$ мм и $d_2 = 200$ мм, если трубы стальные?

12.18. Определить необходимое количество параллельных стальных труб для замены одной стальной водопроводной трубы диаметром $d_0 = 1200$ мм трубами диаметром $d = 600$ мм при условии неизменности расхода, начального и конечного напоров.

12.19. Из водопроводной башни вода поступает к разветвлению в точке 1 и далее в конечные точки 2 и 3 (рис. 12.25). Определить расходы, поступающие в конечные точки водопроводной сети Q_2 и Q_3 , если геодезические отметки уровня воды в водонапорной башне $z_6 = 41$ м, а точек соответственно $z_1 = 24$ м, $z_2 = 22$ м, $z_3 = 23$ м; длины участков $l_1 = 1000$ м, $l_2 = 500$ м, $l_3 = 400$ м; свободный напор в точках 2 и 3 $H_{св} = 10$ м, диаметры $d_1 = 300$ мм, $d_2 = 200$ мм, $d_3 = 150$ мм. Трубы стальные, бывшие в употреблении.

12.20. В точку С вода поступает из двух водонапорных баков А и В, при этом пьезометрические напоры $H_A = 30$ м, $H_B = 18$ м, длины и диаметры труб $l_1 = 600$ м, $l_2 = 300$ м, $d_1 = 150$ мм, $d_2 = 200$ мм.

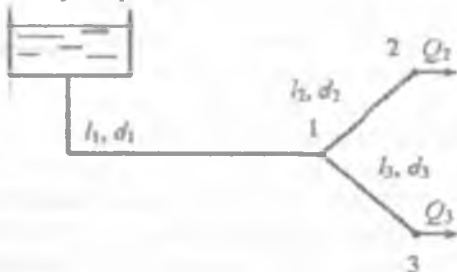


Рис. 12.25

Определить максималь-

но возможный расход в точке С при питании из двух баков, если наименьший напор в точке С $H_C = 9$ м (рис. 12.26). При каком Q_C бак В выключается из работы?

12.21. Вода подается в точку С из резервуаров А и В по стальным трубам (рис. 12.26). Пьезометрические напоры $H_B = 16$ м, $H_C = 10$ м. Узловой расход в точке С $Q_C = 30$ л/с. Определить необходимый напор H_A , а также, как изменится напор в точке С при

условии, что на участке AC параллельно основной трубе будет уложена стальная труба того же диаметра и той же длины и отсраемый расход Q_C не изменяется. Длины и диаметры труб соответственно равны $d_1 = 125$ мм, $d_2 = 150$ мм, $l_1 = 400$ м, $l_2 = 600$ м.

12.22. Определить расходы воды в трубах 1, 2, 3 (Q_1, Q_2, Q_3). Даны напоры $H_1 = 4,0$ м, $H_2 = 2,3$ м, $H_3 = 2,1$ м (рис. 12.27). Размеры труб: $l_1 = 6$ м, $l_2 = 5$ м, $l_3 = 6,5$ м, $d_1 = d_2 = d_3 = 30$ мм; $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = 0,025$.

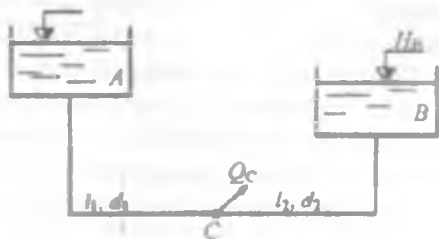


Рис. 12.26

12.23. В системе смазки двигателя внутреннего сгорания насос подает смазочное масло ($\rho = 820$ кг/м³; $\nu = 6$ сСт) по трубкам к подшипникам, которые располагаются выше оси насоса на $H = 0,5$ м (рис. 12.28). Давление на выходе из трубок в подшипники $p_n = 0,2 \cdot 10^5$ Па. С какой подачей и давлением должен работать насос, чтобы каждый подшипник получал не менее 10 см³/с смазки? Размеры трубок: $L = 500$ мм, $l = 400$ мм, $D = 8$ мм, $d = 4$ мм.

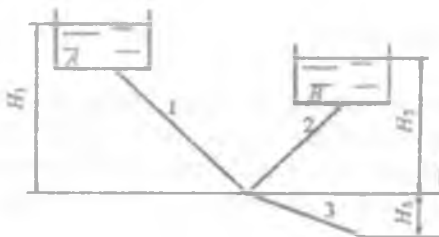


Рис. 12.27



Рис. 12.28

12.24. Сифонный трубопровод состоит из трех труб, приведенные длины которых $l_1 = l_2 = 50$ м, $l_3 = 100$ м, диаметры $d_1 = d_2 = 75$ мм, $d_3 = 100$ мм (рис. 12.29). Определить расходы в трубах и давление в точке A, если $h = 1,5$ м, $H = 10$ м, а коэффициенты гидравлического трения $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = 0,025$.

12.25. Определить расходы в трубах и давление в точке A , если $h = 1$ м, $H = 5$ м; диаметры стальных труб ($\Delta = 0,2$ мм) $d = 100$ мм, приведенные длины труб $l = 100$ м (рис. 12.30).

12.26. Минеральное масло поступает из верхнего резервуара в нижний по трубопроводу, состоящему из трех одинаковых труб, длиной $l = 50$ м и диаметром $d = 25$ мм (рис. 12.31). Определить напор, при котором в нижний бак будет поступать расход $Q = 0,18$ л/с. Кинематический коэффициент вязкости масла $\nu = 0,3 \cdot 10^{-4}$ м²/с.

12.27. Определить расход минерального масла из верхнего бака в нижний по трубопроводу, состоящему из трех одинаковых труб длиной $l = 10$ м и диаметром $d = 20$ мм (рис. 12.31), если напор $H = 6$ м, а кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0,2 \cdot 10^{-4}$ м²/с.

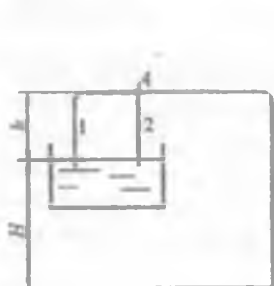


Рис. 12.29

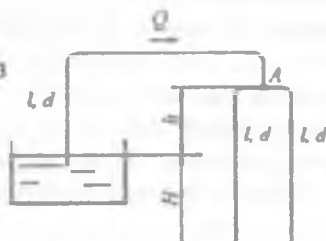


Рис. 12.30



Рис. 12.31

12.28. Определить суммарный расход из двух резервуаров с постоянными и одинаковыми уровнями воды ($\nu = 0,01$ Ст), соединенными стальными трубами ($\Delta = 0,2$ мм), приведенные длины которых $l_1 = 40$ м, $l_2 = l_3 = 50$ м, диаметры $d = 100$ мм. Напор $H = 5$ м (рис. 12.32).

12.29. Из закрытого резервуара с избыточным давлением $p_{\text{из}} = 2,4 \cdot 10^5$ Па вода перетекает в открытый резервуар по трубам. Определить магистральный расход, если размеры труб $l_1 = 100$ м, $l_2 = l_3 = 80$ м, $l_4 = 120$ м, $d_1 = d_4 = 100$ мм, $d_2 = d_3 = 200$ мм, коэффициент

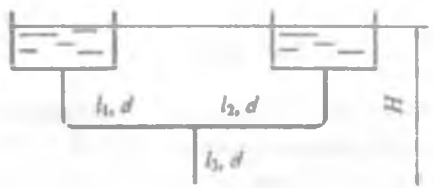


Рис. 12.32

сопротивления задвижки $\zeta = 10$; коэффициент сопротивления трения всех труб $\lambda = 0,025$. Уровни воды в баках постоянны и одинаковы (рис. 12.33).

12.30. Из резервуара вода вытекает в атмосферу при постоянном напоре H по трубе длиной $l_1 = 200$ м и диаметром $d_1 = 50$ мм (рис. 12.34). При какой длине l_2 параллельной

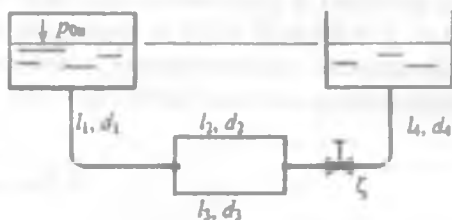


Рис. 12.33

трубы диаметром $d_2 = 100$ мм расход увеличится на 25 %, если местные потери в каждой трубе составляют 15 % от потерь по длине. Коэффициенты сопротивления трения одинаковы и постоянны. На разветвленном участке длины труб одинаковы.

12.31. Насос с напором $H = 25$ м закачивает бензин ($\nu = 0,01$ Ст) в железнодорожную цистерну по трубопроводу, состоящему из трех труб с размерами $l_1 = 800$ м, $l_2 = 20$ м, $l_3 = 80$ м, $d_1 = d_2 = d_3 = 150$ мм (рис. 12.35). Определить продолжительность наполнения цистерны, если ее вместимость 50 м^3 , а трубы стальные с шероховатостью $\Delta = 0,2$ мм, $h = 5$ м.

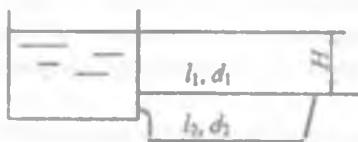


Рис. 12.34

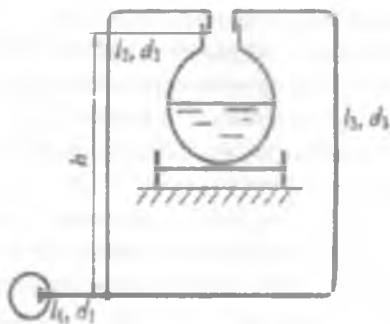


Рис. 12.35

12.32. Определить напор H , при котором расход в трубе 2 $Q_2 = 2 \text{ л/с}$, приведенные длины $l_1 = 60$ м, $l_2 = 25$ м, $l_3 = 30$ м, диаметры $d_1 = d_3 = 60$ мм, $d_2 = 50$ мм (рис. 12.36). Шероховатость труб

$\Delta = 0,02 \text{ мм}$, а давление в конечных сечениях труб 2 и 3 атмосферное.

12.33. Определить расходы, поступающие в резервуары, если насос работает с давлением $p_n = 0,54 \text{ МПа}$, $H = 10 \text{ м}$; длины труб $l_1 = 40 \text{ м}$, $l_2 = 60 \text{ м}$, $l_3 = 100 \text{ м}$, диаметры $d_1 = 80 \text{ мм}$, $d_2 = d_3 = 50 \text{ мм}$, коэффициенты сопротивления трения $\lambda_1 = 0,025$, $\lambda_2 = \lambda_3 = 0,03$, коэффициенты местных потерь $\zeta_2 = \zeta_3 = 3$ (рис. 12.37).

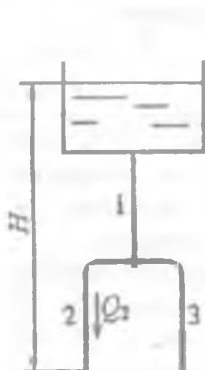


Рис. 12.36

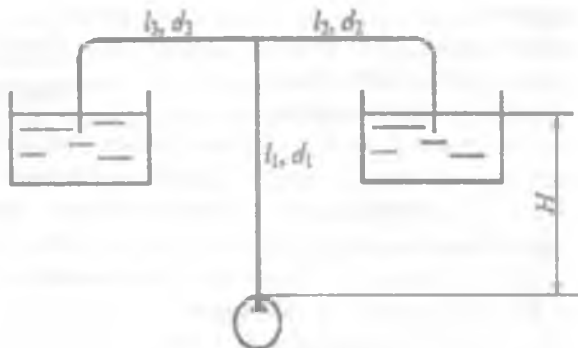


Рис. 12.37

12.34. Две параллельные одинаковые трубы длиной l каждая и диаметром d заменяются одной трубой той же длины, площадь сечения которой равна суммарной площади сечения двух заменяемых труб. Определить, как изменится пропускная способность трубы при неизменном напоре при ламинарном режиме и при турбулентном в области гидравлически гладких труб (формула Блазиуса).

12.35. Два бака соединены трубопроводом, состоящим из четырех труб одинакового диаметра d и одинаковой приведенной длины l (рис. 12.38). Определить, какова эквивалентная длина разветвленного участка и как изменится пропускная способность трубопровода при неизменном напоре H , если одну трубу на разветвленном участке перекрыть. Режим турбулентный, область гидравлически гладких труб (формула Блазиуса).

12.36. Определить расходы в параллельных трубах Q_1 и Q_2 , если расход в магистральном трубопроводе $Q = 24$ л/с, а размеры труб $l_1 = 25$ м, $l_2 = 45$ м, $d_1 = 50$ мм, $d_2 = 100$ мм (рис.12.13). Коэффициент суммарных местных потерь $\zeta_2 = 3$. Коэффициенты сопротивления трения $\lambda_1 = 0,035$, $\lambda_2 = 0,03$.

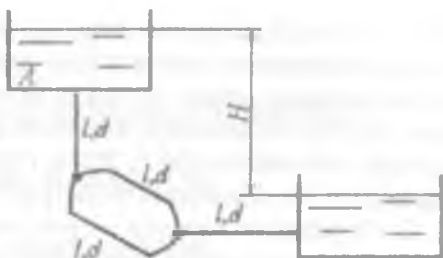


Рис. 12.38

12.37. Определить расход в магистральном трубопроводе, если размеры труб $l_1 = 2,0$ м, $d_1 = 5$ мм; $l_2 = 2,5$ м, $d_2 = 8$ мм (рис. 12.14). Потери давления в фильтре Ф, установленном во второй трубе, $\Delta p_\Phi = 0,2 \cdot 10^5$ Па, а расход минерального масла через фильтр $Q_2 = 0,1$ л/с. Плотность масла $\rho = 890$ кг/м³, кинематический коэффициент вязкости $\nu = 1$ Ст.

12.38. Определить перепад давления на разветвленном участке, если расход минерального масла перед разветвлением $Q = 0,5$ л/с (рис. 12.15), а длины труб $l_1 = 5$ м, $l_2 = 10$ м, их диаметры $d_1 = d_2 = 10$ мм, коэффициент сопротивления дросселя $D \zeta = 2$, плотность масла $\rho = 900$ кг/м³, кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0,2$ Ст.

12.39. Из бака вода поступает по трубе длиной $l = 20$ м и диаметром $d = 100$ мм до разветвления, далее по трубам с размерами $l_1 = 10$ м, $l_2 = 16$ м, $d_1 = 100$ мм, $d_2 = 80$ мм в атмосферу. Определить напор H , если расход $Q_1 = 0,01$ м³/с (рис. 12.16), $\zeta = 1$. Стальные, бывшие в употреблении трубы располагаются в одной горизонтальной плоскости.

12.40. Определить, с какой подачей и давлением работает насос H на трубопровод, изображенный на рис. 12.18, если выходные сечения труб 1, 2, 3 располагаются на одной горизонтальной плоскости с насосом и давление на выходе этих труб атмосферное, расход минерального масла ($\rho = 900$ кг/м³) в трубе 3 равен $Q_3 = 0,01$ м³/с. Кинематический коэффициент вязкости масла $\nu = 0,01$ Ст.

12.41. Определить магистральный расход, если $Q_4 = 1$ л/мин, а приведенные длины труб соответственно равны $l_1 = 5$ м, $l_2 = 3$ м, $l_3 = 3$ м, $l_4 = 6$ м. Режим течения ламинарный, а диаметры труб одинаковы (рис. 12.8).

12.42. Насос H закачивает керосин ($\rho = 800 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 0,027 \text{ Ст}$) в две железнодорожные цистерны по трубам, приведенные длины и диаметры которых равны: $l_1 = 18 \text{ м}$, $l_m = 100 \text{ м}$, $d_1 = 100 \text{ мм}$, $d_m = 156 \text{ мм}$ (рис. 12.20). Определить давление, с которым должен работать насос, если его подача $Q_m = 30 \text{ л/с}$, геодезическая высота подъема керосина $H_r = 5 \text{ м}$. Шероховатость труб $\Delta = 0,1 \text{ мм}$.

12.43. Определить напор и подачу насоса Q_1 , если расход $Q_2 = 0,1 \text{ л/с}$, а приведенные длины и диаметры труб соответственно равны: $l_1 = 5 \text{ м}$, $l_2 = 8 \text{ м}$, $l_3 = 2 \text{ м}$, $d_1 = 10 \text{ мм}$, $d_2 = d_3 = 8 \text{ мм}$ (рис. 12.21). Жидкость – минеральное масло ($\rho = 800 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 0,1 \text{ Ст}$). Давление в конечных сечениях труб 2 и 3 атмосферное, трубы расположены ниже насоса на $h = 1 \text{ м}$.

12.44. Определить удельный путевой расход в стальном водопроводе длиной $l = 100 \text{ м}$, диаметром $d = 200 \text{ мм}$, если транзитный расход $Q_T = 30 \text{ л/с}$, а разность давлений в начале и конце водопровода $\Delta p = 0,1 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

12.45. От водонапорной башни высотой $H_6 = 10 \text{ м}$ по горизонтальной поверхности проложен стальной водопровод (рис. 12.22), состоящий из трех участков: $l_1 = 400 \text{ м}$, $l_2 = 300 \text{ м}$, $l_3 = 200 \text{ м}$, $d_1 = d_2 = 200 \text{ мм}$, $d_3 = 100 \text{ мм}$. Сосредоточенные расходы $Q_2 = 10 \text{ л/с}$, $Q_3 = 12 \text{ л/с}$. Определить удельный путевой расход на втором участке длиной l_2 .

12.46. Напор в начале горизонтального стального трубопровода $H_n = 20 \text{ м}$, а в конце $H_k = 10 \text{ м}$. Размеры трубопровода $l_1 = 1500 \text{ м}$, $d = 200 \text{ мм}$. Как изменится пропускная способность трубопровода, если на участке длиной $l_2 = 1000 \text{ м}$ будет проложена параллельно основной дополнительная стальная труба длиной l_2 и диаметром d (рис. 12.24).

12.47. Два водонапорных бака соединены трубопроводом, состоящим из двух последовательно соединенных труб с размерами $l_1 = 600 \text{ м}$, $l_2 = 300 \text{ м}$, $d_1 = 150 \text{ мм}$, $d_2 = 200 \text{ мм}$ (рис. 12.26). Пьезометрические напоры в баках $H_A = 30 \text{ м}$, $H_B = 18 \text{ м}$. При каком отбираемом на стыке труб расходе Q_C пьезометрический напор в точке C равен $H_C = 22 \text{ м}$? Какие расходы установятся в трубах?

12.48. Два водонапорных бака соединены трубами 1 и 2 с трубой 3. Определить расходы Q_1 и Q_3 и напор H_2 , при котором $Q_2 = 0$, если $H_1 = 4,0 \text{ м}$, $H_3 = 2,1 \text{ м}$, а размеры труб $l_1 = 6 \text{ м}$, $l_3 = 6,5 \text{ м}$, $d_1 = d_3 = 30 \text{ мм}$, коэффициенты сопротивления трения $\lambda_1 = \lambda_3 = 0,025$ (рис. 12.27).

РАЗДЕЛ II. ГИДРОПНЕВМОПРИВОДЫ

ГЛАВА 13. НАСОСЫ

13.1. Общие сведения

Насос – гидромашина для создания напорного потока жидкости.

Этот поток создается в результате силового воздействия на жидкость в рабочей камере насоса.

По характеру силового воздействия, а следовательно, и по виду рабочей камеры различают насосы динамические и объемные [5]. В динамическом насосе силовое воздействие на жидкость осуществляется в проточной камере, постоянно сообщаемой с входом и выходом насоса. Основной разновидностью динамических насосов являются лопастные и, в частности, центробежные насосы. В объемном насосе силовое воздействие на жидкость происходит в рабочей камере, периодически изменяющей свой объем и попеременно сообщаемой с входом и выходом насоса. Из объемных насосов наиболее распространены роторные насосы с вращательным или вращательным и возвратно поступательным движением рабочих органов [2]. Основными насосами этого типа являются радиально-поршневые, шестеренные, винтовые, пластинчатые. Каждая разновидность насоса делится на большое число конструктивных типов по виду рабочих органов и кинематике механизмов, передающих движение от вала насоса к вытеснителям, по характеру распределения жидкости и регулирования подачи, по числу циклов вытеснения за один оборот ротора и другим конструктивным и эксплуатационным признакам.

Насос и двигатель, соединенные друг с другом, называются насосным агрегатом. Насосный агрегат с трубопроводом и комплектующим оборудованием называется насосной установкой.

На рис. 13.1 приведена примерная схема насосной установки. Насос 4 перекачивает жидкость из расходного бака 8 в напорный бак 1 по всасывающему 5 и нагнетательному напорному 3 трубопроводам. На всасывающем трубопроводе установлен фильтр

7, обратный клапан 6 и вакуумметр 9, а на напорном - манометр 10 и запорно-регулирующее устройство 2.

Основные технические показатели насосов. Подача насоса Q - объем жидкости, подаваемой насосом в единицу времени. Подача насоса зависит от геометрических размеров насоса и скорости движения его рабочих органов, а также от гидравлического сопротивления трубопровода, связанного с насосом.

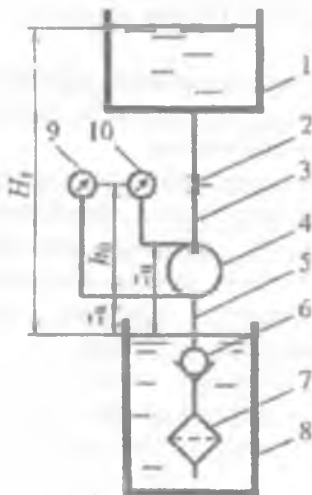


Рис. 13.1

Теоретическая (идеальная) подача насоса Q_T - это сумма подачи насоса Q и объемных потерь в насосе ΔQ :

$$Q_T = Q + \Delta Q \quad (13.1)$$

Рабочий объем объемного насоса q - разность наибольшего и наименьшего значений объема рабочей камеры за один оборот вала или за двойной ход рабочего органа насоса (вытеснителя).

Давление p , создаваемое насосом, определяется зависимостью

$$p = p_n - p_{вс} + \rho \frac{v_n^2 - v_{вс}^2}{2} + \rho g(z_n - z_{вс}), \quad (13.2)$$

где $p_n, p_{вс}$ - соответственно давления на выходе и на входе в насос;
 $v_n, v_{вс}$ - средние скорости движения жидкости на выходе и входе в насос;

$z_n, z_{вс}$ - высота центров тяжести сечений на выходе и входе в насос.

Напор насоса H - разность удельных энергий при выходе из насоса и на входе в него, выраженная высотой столба перекачиваемой жидкости. Напор насоса связан с давлением насоса зависимостью

$$H = \frac{P}{\rho g}.$$

Напор насоса можно определить с помощью подключенных к нему манометра и вакуумметра по формуле

$$H = \frac{P_m + P_v}{\rho g} + h_0 + \frac{v_m^2 + v_{vc}^2}{2g}, \quad (13.3)$$

где P_m P_v - соответственно показания манометра и вакуумметра; h_0 - вертикальное расстояние между точкой подключения вакуумметра и манометра; v_m и v_{vc} - средние скорости движения жидкости в местах измерения давлений.

Напор насоса затрачивается на создание гидростатического и скоростных напоров и преодоление гидравлических сопротивлений во всасывающем и нагнетательном трубопроводах. Пренебрегая малыми скоростными напорами в баках (рис. 13.1), потребный напор выражается

$$H_n = H_c + \sum h_v, \quad \text{зависимостью} \quad (13.4)$$

где H_c - гидростатический напор.

$$H_c = H_r + \frac{P_2 - P_1}{\rho g}, \quad (13.5)$$

H_r - геометрическая высота подъема жидкости; P_2 , P_1 - соответственно давление на свободные поверхности жидкости в напорном и расходном баках; $\sum h_v$ - суммарные потери напора в трубопроводах,

$$\sum h_v = h_{vк} + h_{вн};$$

$h_{vк}$ и $h_{вн}$ - соответственно потери напора во всасывающем и напорном трубопроводах.

При вытекании жидкости из напорного трубопровода в атмосферу потребный напор

$$H_n = H_c + \sum h_v + \frac{v^2}{2g}, \quad (13.6)$$

7, обратный клапан 6 и вакуумметр 9, а на напорном - манометр 10 и запорно-регулирующее устройство 2.

Основные технические показатели насосов. Подача насоса Q - объем жидкости, подаваемой насосом в единицу времени. Подача насоса зависит от геометрических размеров насоса и скорости движения его рабочих органов, а также от гидравлического сопротивления трубопровода, связанного с насосом.

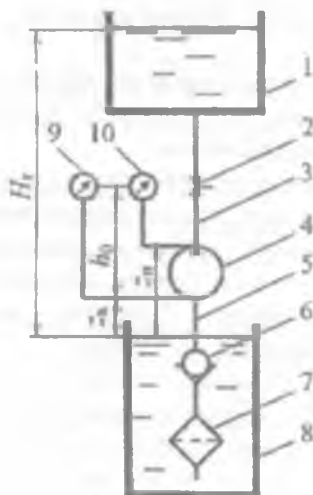


Рис. 13.1

Теоретическая (идеальная) подача насоса Q_T - это сумма подачи насоса Q и объемных потерь в насосе ΔQ :

$$Q_T = Q + \Delta Q \quad (13.1)$$

Рабочий объем объемного насоса q - разность наибольшего и наименьшего значений объема рабочей камеры за один оборот вала или за двойной ход рабочего органа насоса (вытеснителя).

Давление p , создаваемое насосом, определяется зависимостью

$$p = p_n - p_{вс} + \rho \frac{v_n^2 - v_{вс}^2}{2} + \rho g(z_n - z_{вс}), \quad (13.2)$$

где p_n , $p_{вс}$ - соответственно давления на выходе и на входе в насос;
 v_n , $v_{вс}$ - средние скорости движения жидкости на выходе и входе в насос;

z_n , $z_{вс}$ - высота центров тяжести сечений на выходе и входе в насос.

Напор насоса H - разность удельных энергий при выходе из насоса и на входе в него, выраженная высотой столба перекачиваемой жидкости. Напор насоса связан с давлением насоса зависимостью

$$H = \frac{P}{\rho g}.$$

Напор насоса можно определить с помощью подключенных к нему манометра и вакуумметра по формуле

$$H = \frac{P_m + P_v}{\rho g} + h_0 + \frac{v_m^2 + v_{vc}^2}{2g}, \quad (13.3)$$

где P_m P_v - соответственно показания манометра и вакуумметра; h_0 - вертикальное расстояние между точкой подключения вакуумметра и манометра; v_m и v_{vc} - средние скорости движения жидкости в местах измерения давлений.

Напор насоса затрачивается на создание гидростатического и скоростных напоров и преодоление гидравлических сопротивлений во всасывающем и нагнетательном трубопроводах. Пренебрегая малыми скоростными напорами в баках (рис. 13.1), потребный напор выражается

$$H_n = H_c + \sum h_r, \quad \text{зависимостью} \quad (13.4)$$

где H_c - гидростатический напор.

$$H_c = H_r + \frac{P_2 - P_1}{\rho g}, \quad (13.5)$$

H_r - геометрическая высота подъема жидкости; P_2 , P_1 - соответственно давление на свободные поверхности жидкости в напорном и расходном баках; $\sum h_r$ - суммарные потери напора в трубопроводах,

$$\sum h_r = h_{r_{вс}} + h_{r_{н}};$$

$h_{r_{вс}}$ и $h_{r_{н}}$ - соответственно потери напора во всасывающем и напорном трубопроводах.

При вытекании жидкости из напорного трубопровода в атмосферу потребный напор

$$H_n = H_c + \sum h_r + \frac{v^2}{2g}, \quad (13.6)$$

где $\frac{v^2}{2g}$ - скоростной напор на выходе из напорного трубопровода.

Мощность насоса - мощность, потребляемая насосом,

$$N = M\omega, \quad (13.7)$$

где M - крутящий момент на валу насоса; ω - частота вращения вала.

Полезная мощность насоса N_n - мощность, сообщаемая насосом перекачиваемой жидкости,

$$N_n = Qp = Q\rho gH. \quad (13.8)$$

Коэффициент полезного действия (КПД) насоса η - отношение полезной мощности к мощности насоса:

$$\eta = \frac{N_n}{N} \eta_v \eta_r \eta_m, \quad (13.9)$$

где η_v - объемный КПД, учитывающий потери мощности в насосе,

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_r} = \frac{Q}{Q + \Delta Q}; \quad (13.10)$$

η_r - гидравлический КПД, учитывающий потери мощности на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе

$$\eta_r = \frac{H}{H + h_{\text{внк}}}; \quad (13.11)$$

$h_{\text{внк}}$ - потери напора внутри насоса; η_m - механический КПД, учитывающий механические потери мощности в подшипниках, уплотнениях, механизме насоса.

$$\eta_m = \frac{N - N_m}{N}, \quad (13.12)$$

N_m - механические потери мощности в насосе.

Различают оптимальный режим работы насоса - режим при наибольшем значении КПД; номинальный - режим, обеспечивающий заданные технические показатели; кавитационный - режим в условиях кавитации, вызывающей изменение основных технических показателей.

Кавитационный запас - превышение полного напора жидкости во всасывающем патрубке насоса над давлением насыщенных

паров $P_{н.п}$ этой жидкости. Кавитационный запас определяется зависимостью

$$\Delta h_k = \frac{P_{н.п}}{\rho g} + \frac{v_{н.п}^2}{2g} - \frac{P_{атм}}{2g} \quad (13.13)$$

Допускаемый кавитационный запас $\Delta h_{ка}$ - кавитационный запас, обеспечивающий работу насоса без изменения основных технических показателей, связанных с возникновением в насосе явления кавитации.

Геометрическая высота всасывания $h_{вс}$ - высота расположения центра отверстия насоса относительно пьезометрической плоскости для расходного бака.

Вакуумметрическая высота всасывания

$$h_v = \frac{P_{атм} - P_{вс}}{\rho g}, \quad (13.14)$$

где $P_{атм}$ - атмосферное давление.

Допускаемая вакуумметрическая высота всасывания $h_{в.д}$ - вакуумметрическая высота всасывания, при которой обеспечивается работа насоса без изменения основных технических показателей, связанных с возникновением в насосе явления кавитации.

Подпор - высота расположения пьезометрической плоскости для расходного бака, отсчитанная от центра входного отверстия насоса. Для улучшения условий всасывания основного насоса подпор может быть создан вспомогательным насосом или повышением давления воздуха в расходном баке.

Высота самовсасывания - высота самозаполнения всасывающего трубопровода самовсасывающим насосом.

Характеристики насосов и насосных устройств. Характеристика насоса - графическая зависимость технических показателей от подачи для динамических насосов и от давления для объемных насосов при постоянных значениях частоты вращения рабочих органов, вязкости и плотности жидкости на входе в насос.

Рабочая часть характеристики - зона характеристики насоса, в пределах которой рекомендуется его эксплуатация.

Поле насоса - рекомендуемая область применения насоса по подаче и напору, получаемая изменением частоты вращения или обточкой рабочего колеса по внешнему диаметру для центробежных насосов. Для центробежных насосов эти графики

строят в координатах $Q-H$; для объемных насосов в координатах $Q-p$.

Характеристика насосной установки представляет собой график зависимости потребного напора от расхода жидкости в трубопроводе с насосной подачей. Кривая потребного напора строится по уравнению (13.4).

Кривая потребного напора при $H_c > 0$ для турбулентного режима представлена на рис. 13.2а, для ламинарного — на рис 13.2б.

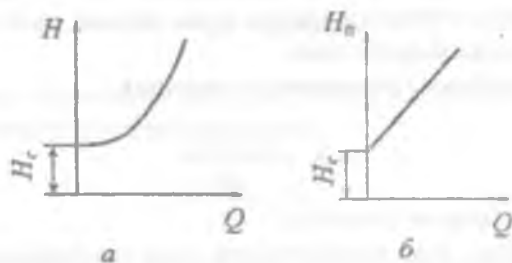


Рис. 13.2

Возможны случаи, когда $H_c = 0$ и $H_c < 0$.

Равенство $H_c = 0$ возможно не только при $H_r = 0$, $p_2 - p_1 = 0$ и $H_r = \frac{p_2 - p_1}{\rho g}$, но и в случае замкнутого трубопровода, например в системах жидкостного охлаждения или смазки двигателя внутреннего сгорания.

Центробежные насосы. В центробежном насосе жидкость под давлением центробежных сил перемещается через рабочее колесо от центра к периферии [5]. Жидкость, отбрасываемая лопатками колеса, поступает в спиральный отвод и далее в напорный трубопровод. Спиральный отвод предназначен не только для сбора жидкости, но и для частичного преобразования ее кинетической энергии в потенциальную энергию давления.

Основное уравнение. Движение жидкости в рабочем колесе центробежного насоса рассматривают как результат сложения движений в двух направлениях: переносного движения с окружной скоростью u , направленной по касательной к окружности в сторону вращения рабочего колеса, и относительного движения со скоростью w , т.е. со скоростью движения жидкости относительно

лопаток рабочего колеса, направленной по касательной к лопаткам (рис. 13.3). Скорость абсолютного движения $\vec{v}$ является суммой векторов окружной и относительной скоростей:

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}. \quad (13.15)$$

На рис. 13.3 приведены параллелограммы скоростей при входе на лопатку рабочего колеса (u_1, w_1, v_1) и при выходе с лопатки (u_2, w_2, v_2).

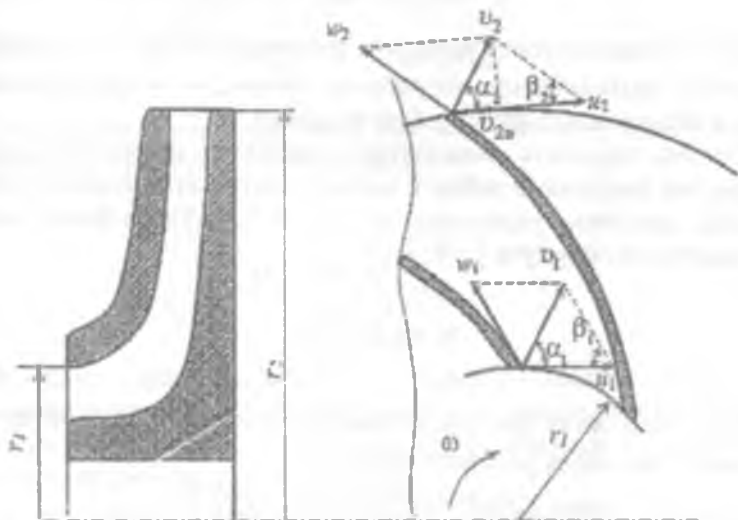


Рис. 13.3

Напор, обеспечиваемый рабочим колесом насоса, определяется по формуле

$$H = \eta_r k_z \frac{u_2 v_2 \cos \alpha_2 - u_1 v_1 \cos \alpha_1}{g}, \quad (13.16)$$

где k_z - коэффициент влияния числа лопаток, для насосов с односторонним входом

$$k_z = \frac{1}{1 + \frac{2\psi}{\left(1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}\right)}}; \quad (13.17)$$

ψ - коэффициент, зависящий от шероховатости проточной части рабочего колеса,

$$\psi = (0,55 \dots 0,65) + 0,6 \sin \beta_2 ;$$

β_2 - угол между окружной и относительной скоростями на выходе рабочего колеса; z - число лопаток; а α_1, α_2 - углы между векторами окружной и абсолютной скоростей на входе и выходе рабочего колеса.

Скорости

$$u_1 = \omega r_1; u_2 = \omega r_2, \quad \omega = \frac{\pi n}{30},$$

где ω - угловая скорость вращения рабочего колеса; r_1, r_2 - радиусы входной и выходной кромок рабочего колеса; n - частота вращения (число оборотов в минуту) рабочего колеса.

Обычно жидкость подводится к рабочему колесу без предварительной закрутки, а войдя в колесо, поступает в межлопаточные каналы, двигаясь радиально, т.е. $\alpha_1 = 90^\circ$. Тогда напор насоса выражается по формуле [10]

$$H = \eta_c k_t \frac{U_2 u_{2u}}{g}, \quad (13.18)$$

где u_{2u} - окружная или тангенциальная составляющая абсолютной скорости на выходе рабочего колеса,

$$u_{2u} = u_2 \cos \alpha_2 = u_2 - w_2 \cos \beta_2.$$

Кавитационный расчет. Кавитацией называется нарушение сплошности потока жидкости, обусловленное появлением в ней пузырьков пара или газа. Кавитация возникает при понижении: давления, в результате чего жидкость закипает или из нее выделяется растворенный газ [20]. Такое падение давления происходит при обтекании потоком входного элемента лопасти рабочего колеса из-за резкого возрастания скорости движения жидкости. Падение давления получается также из-за гидравлических потерь в подводе. Если давление на входном элементе лопасти понижается до давления насыщенных паров жидкости, то возникает кавитация. Следствием кавитации являются: шум, вибрация и удары насосной установки; выкрашивания отдельных частей металла и выход насоса из строя; падение подачи, напора мощности и КПД насоса. Кроме того, кавитация ограничивает высоту всасывания насоса.

Кавитационный запас рассчитывают по формуле (13.13), а допускаемая высота всасывания жидкости из открытого резервуара определяется из условия бескавитационной работы насоса

$$h_{вс.д} = \frac{P_{атм} - P_{вх}}{\rho g} - h_{вс} - \Delta h_{х.д} \quad (13.19)$$

Допускаемый кавитационный запас

$$\Delta h_{х.д} = (1,1 \dots 1,3) \Delta h_{кр}. \quad (13.20)$$

Допускаемый кавитационный критический запас может быть определен по формуле С.С. Руднева:

$$\Delta h_{кр} = 10 \left(\frac{n \sqrt{Q}}{c_k} \right)^{\frac{4}{3}}, \quad (13.21)$$

где n - частота вращения вала насоса, мин^{-1} ; Q - подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; c_k - кавитационный коэффициент быстроходности, зависящий от конструктивных особенностей насоса, для обычных насосов при оптимальном режиме $c_k = 800 \dots 1000$.

Для контроля за кавитационными условиями работы насоса при его эксплуатации определяют вакуумметрическую высоту всасывания h_v по формуле (13.14), используя при этом показания вакуумметра, установленного на всасывающем трубопроводе. Величина h_v должна быть меньше допускаемой вакуумметрической высоты всасывания, которая часто приводится в характеристиках насосов.

Осевая нагрузка на колесо. В насосах с односторонним входом в результате асимметричности рабочего колеса возникает осевая нагрузка на колесо, которая стремится двинуть его вместе с валом в сторону всасывающего патрубка. На рис. 13.4 изображены эпюры давления на передний и задний диски колеса.

Осевая нагрузка на колесо с некоторым запасом определяется по формуле [5]

$$P = (p_2 - p_1) \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}, \quad (13.22)$$

где p_2, p_1 - собственно давления на выходе из колеса и во всасывающем патрубке; D, d - диаметр окружности уплотнительного зазора и диаметр вала.

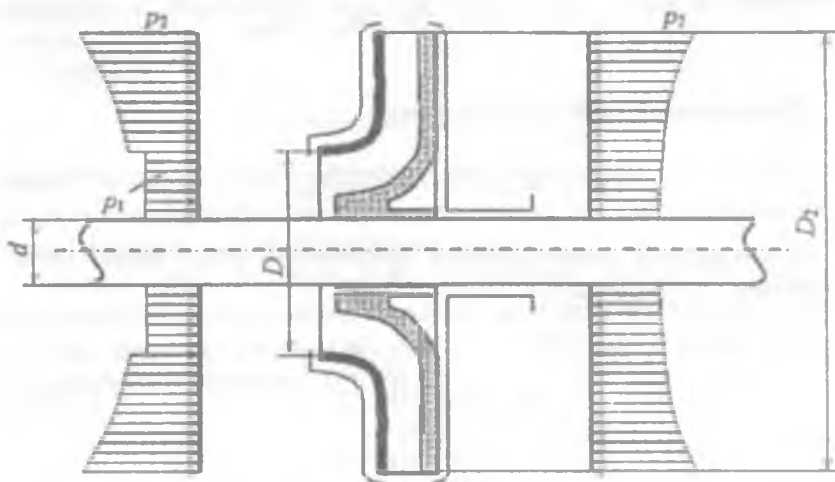


Рис. 13.4

Приближенно осевая нагрузка на колесо определяется по формуле

$$P = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}, \quad (13.23)$$

где H - напор насоса.

В многоступенчатых насосах полная осевая нагрузка равна сумме осевых нагрузок, действующих на каждое рабочее колесо.

Смещение колеса и вала в сторону всасывающего патрубка может привести к соприкосновению рабочего колеса с выступающими элементами корпуса, при этом происходит истирание колеса и его заклинивание.

Разгрузка осевого давления в одноколесных насосах производится применением колес с двусторонним входом, устройством второго уплотнительного зазора и отверстий в задней стенке колеса и применением упорных подшипников; в многоколесных насосах - симметричным взаимно противоположным расположением рабочих колес и применением гидравлических пят.

Характеристики центробежных насосов. Характеристика центробежных насосов представляет собой графическое изображение зависимости напора H , мощности N , КПД η и допустимой вакуумметрической высоты всасывания $h_{в.д}$ или допустимого кавитационного запаса $\Delta h_{к.д}$ от подачи насоса Q при постоянных значениях частоты вращения рабочего колеса n , вязкости и плотности жидкости на входе в насос [5].

На рис. 13.5 в качестве примера приведена характеристика насоса марки 4К-18 при $n = 2900$ об/мин и диаметре рабочего колеса $D_2 = 148$ мм.

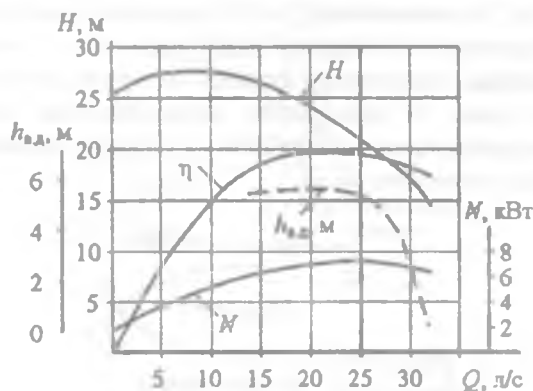


Рис. 13.5

Приведенная в характеристике связь $H-Q$ действительна для любой жидкости. При пользовании кривой следует учитывать род жидкости, так как мощность насоса прямо пропорциональна плотности жидкости.

Допускаемая вакуумметрическая высоты всасывания $h_{в.д}$ действительна при подаче насосом воды до 20°C при нормальном атмосферном давлении $P_{\text{атм}}$, равном 10 м вод. ст. (735,5 мм рт. ст.), а также при расчетной частоте вращения рабочего колеса n .

В случае подачи насосом воды с более высокой температурой или иной жидкости, а также при давлении, отличном от нормального атмосферного, искомая допускаемая вакуумметрическая высота всасывания определяется по формуле

$$h_{в.д.н} = h_{в.д} - (10 - H_{\text{атм}}) h_{н.н}, \quad (13.24)$$

где $H_{\text{атм}}$ - атмосферное давление в местности, где устанавливается

насос, м. ст. перекачиваемой жидкости; h - давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости при заданной температуре, м. ст. жидкости.

Работа центробежного насоса на сеть. Задачи о работе насоса на сеть можно разделить на две основные группы [20].

1. Подбор насоса для данной установки при требуемой подаче Q . Решение этих задач основано на вычислении потребного напора установки H_n по формуле (13.4). При установившемся режиме работы установки, когда расход в трубопроводе не меняется во времени, развиваемый насосом напор H равен потребному напору установки H_n . По значениям Q и H подбирают насос и двигатель. При этом используют сводные графики подач и напоров [5] и сводные таблицы технических данных, которые даются в каталогах насосов. В прил. 10 приведены характеристики консольных и консольно-моноблочных центробежных насосов типов К и КМ при максимальных значениях КПД.

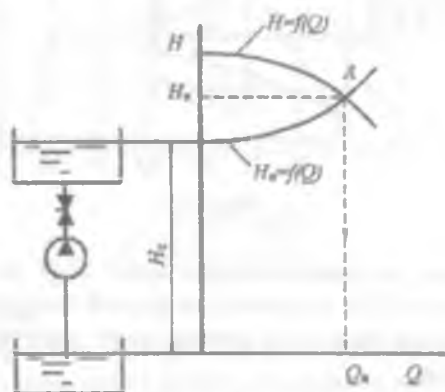


Рис.13.6

2. Определение рабочего режима работы данного насоса. Решение таких задач основано на совмещении на одном графике (рис. 13.6) в одинаковом масштабе характеристики насоса $H=f(Q)$ и характеристики насосной установки $H_n=f(Q)$. На рис. 13.6 приведена схема работы центробежного насоса на простой трубопровод при $H_c > 0$. Точка A пересечения характеристик $H=f(Q)$ и $H_n=f(Q)$ называется рабочей или режимной. Величины Q_n и H_n - есть фактические подача и напор насоса.

Если Q_n и H_n не удовлетворяют заданным условиям, необходимо изменить режим работы насосной установки. Изменение режима может быть достигнуто либо дросселированием, либо изменением диаметра трубопровода. При дросселировании на напорном трубопроводе устанавливают дроссель (задвижку или вентиль). При изменении установки меняется крутизна характеристики установки и рабочая точка перемещается по характеристике насоса (рис. 13.7). Увеличением диаметра трубопровода можно увеличить подачу, дросселированием можно лишь уменьшить подачу, причем этот способ является неэкономичным.



Рис.13.7



Рис.13.8

Изменение характеристики насоса может быть достигнуто двумя способами: изменением частоты вращения или изменением диаметра (обрезкой) рабочего колеса. При изменении характеристики насоса рабочая точка перемещается по заданной неизменной характеристике установки (рис. 13.8).

Пересчет характеристик насоса для разных частот вращения производится с помощью законов пропорциональности:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad (13.25)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2; \quad (13.26)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3. \quad (13.27)$$

Пересчет допускаемой вакуумметрической высоты всасывания выполняется по выражению

$$h_{в.д2} = 10 - (10 - h_{в.д1}) \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2.$$

Допускаемая вакуумметрическая высота всасывания $h_{в.д2}$ при частоте вращения рабочего колеса n_2 соответствует подаче

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1}.$$

Сопоставляя (13.25) и (13.26), получим

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^2 \quad \text{или} \quad \frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2} = \text{const} = c \quad \text{и} \quad H = cQ^2.$$

Таким образом, режимные точки, удовлетворяющие выражениям (13.25)–(13.27), располагаются на параболе, вершина которой проходит через начало координат и называется параболой подобных режимов. Предполагается, что для подобных режимов значения КПД насоса можно приближенно принимать одинаковыми ($\mu_1 = \mu_2$), а насос работающим на одной и той же жидкости ($\rho_1 = \rho_2$).

На рис. 13.9 дана схема определения новой частоты вращения n_x центробежного насоса при требуемой его подаче Q_1 [6]. Заданы характеристика насоса при n и характеристика установки. Точка их пересечения A является рабочей точкой; Q_n и H_n – подача и напор насоса.



Рис.13.9

Точка 1 - новая рабочая точка на характеристике установки при требуемой подаче Q_1 . Через эту точку должна пройти характеристика насоса при новой частоте n_x . При известной подаче Q_1 находим напор H_1 , затем постоянную c параболы подобных режимов.

Используя зависимость $H = cQ^2$, строим параболу подобных режимов и находим точку 2 пересечения ее с заданной характеристикой насоса.

Точки 1 и 2 являются режимными, и для них справедливы соотношения (13.25) - (13.27). Используя, например (13.25), находим

$$n_x = n \frac{Q_1}{Q_2}.$$

При выполнении обточки рабочего колеса справедливы соотношения [5]

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{D_2}{D'_2}; \quad (13.28)$$

$$\frac{H}{H'} = \left(\frac{D_2}{D'_2} \right)^2, \quad (13.29)$$

где Q и H - собственно подача и напор при нормальном диаметре D_2 внешней окружности рабочего колеса; Q' и H' - то же при диаметре D'_2 обточенной внешней окружности рабочего колеса.

Нетрудно убедиться, что режимные точки, удовлетворяющие соотношениям (13.28) и (13.29), располагаются на параболе, вершина которой проходит через начало координат и называется параболой обточек. Чтобы не вызвать чрезмерного снижения КПД насоса, величина обточки не должна превышать 15... 20 % диаметра нормального колеса.

Перепуск жидкости производится из нагнетательного трубопровода во всасывающий через перепускную трубу с регулируемым дросселем (рис. 13.10).

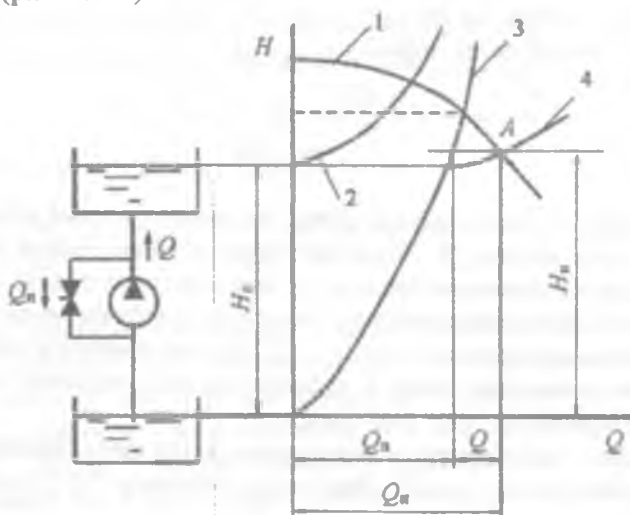


Рис. 13.10

На рис 13.10 построены характеристики насоса 1, установки при перекрытой перепускной трубе 2, перепускной трубы 3, установки при работающей перепускной трубе 4, которая получена путем сложения характеристик 2 и 3 по расходам.

Изменение режима насосной установки перепуском жидкости так же неэкономично, как и дросселирование.

Параллельная и последовательная работа центробежных насосов. В том случае, когда подача центробежного насоса недостаточна, устанавливают параллельно второй насос. Решение задачи по определению рабочего режима насосной установки при параллельной работе двух насосов приведено на рис 13.11.

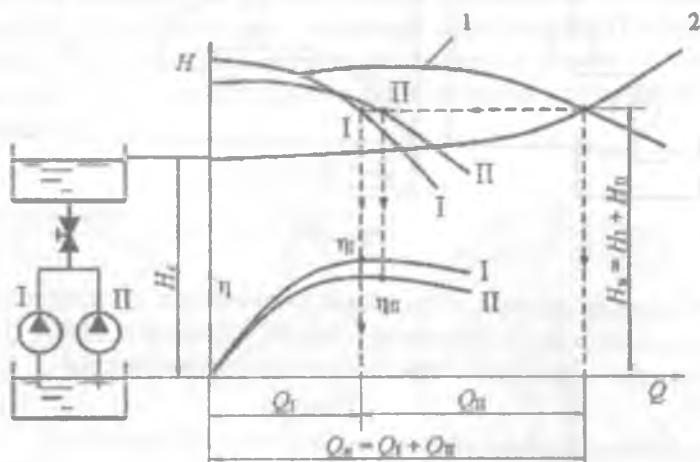


Рис. 13.11

Сначала строится суммарная характеристика 1 путем сложения характеристик насосов по расходам, а затем находится точка пересечения с характеристикой 2 насосной установки (рабочая точка A). В том случае, когда напор насоса недостаточен, устанавливают последовательно второй насос.

Решение задачи при последовательной установке двух насосов представлено на рис. 13.12. В этом случае сложением характеристик насосов по напорам получают суммарную характеристику 1, при пересечении которой с характеристикой 2 установки получают рабочую точку A. На рис. 13.11 и 13.12 Q_n и H_n - собственно подача и напор при одновременной работе двух насосов.

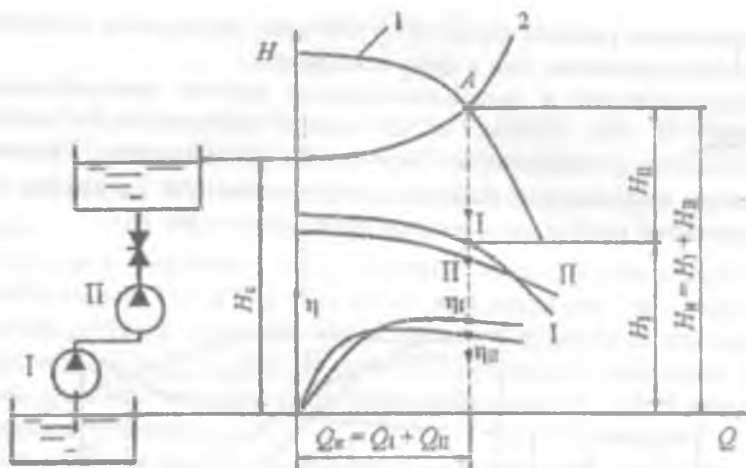


Рис.13.12

Роторные насосы. Основные технические показатели, общие для динамических и объемных насосов, приведены выше.

Теоретическая (идеальная) подача роторного насоса

$$Q_t = qn,$$

где q - рабочий объем насоса, см^3 ; n - частота вращения, с^{-1} .

Рабочий объем насоса - это разность наибольшего и наименьшего значений объема рабочей камеры за один оборот ротора насоса.

Действительная подача насоса Q меньше идеальной вследствие объемных потерь:

$$Q = qn\eta_0, \quad (13.30)$$

где η_0 - объемный КПД насоса (отношение полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, потерянной с утечками).

Момент на валу насоса при отсутствии потерь энергии (теоретический)

$$M_t = \frac{qP}{2\pi}, \quad (13.31)$$

где P - давление, создаваемое насосом, Па.

С учетом механических потерь момент на валу насоса

$$M = \frac{Q P}{2\pi\eta_m} \quad (13.32)$$

Радиально-поршневые насосы. Радиально-поршневой насос представляет собой насос, у которого оси цилиндров перпендикулярны оси вращения ротора или составляют с ней угол более 45° . Жидкость вытесняется из рабочих камер (цилиндров) в процессе вращательно-поступательного движения вытеснителей (поршни, плунжеры). Перемещение поршней (плунжеров) в роторе осуществляется вследствие эксцентричного расположения ротора относительно статора.

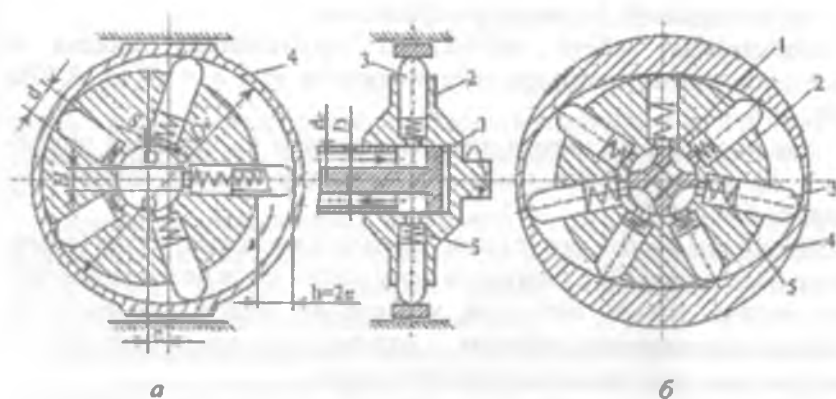


Рис.13.13

На рис. 13.13 приведены конструктивные схемы радиально-поршневого насоса однократного (а) и двукратного (б) действий. На цапфе 1 установлен цилиндрический блок 2 со звездообразным расположением цилиндров. Поршни 3 прижимаются к статорному кольцу 4 под действием центробежных сил и усилий пружин 5. Распределение жидкости осуществляется через выполненные в цапфе окна, с которыми при вращении блока поочередно соединяются цилиндры через отверстия в их донышках. Распределительные окна через осевые каналы цапфы соединяются с всасывающей и нагнетающей магистралями. Разделительные перемычки между распределительными окнами выполняются так,

чтобы при переходе через них донышки цилиндров надежно отсекались от распределительных окон цапфы. Для этого перемычки должны быть несколько больше ширины окна (на десятые доли миллиметра); в свою очередь, эта ширина должна быть меньше диаметра цилиндра: $s < k, s < d$.

Регулирование подачи радиально-поршневых насосов, а также реверс осуществляются изменением величины и знака эксцентриситета e . Обычно величина e находится в пределах 3... 10 мм [23].

Рабочий объем радиально-поршневого насоса

$$q = f h z = \frac{\pi d^2}{4} h z = \frac{\pi d^2}{4} 2 e z, \quad (13.33)$$

где f - площадь поршня, мм², $f = \frac{\pi d^2}{4}$; h - ход поршня, $h = 2e$;

z - число поршней; d - диаметр поршня, мм.

Нормальная работа насоса без заклинивания поршня и заметного износа цилиндра обеспечивается при $e = (0,15...0,40)d$ [20].

Для уменьшения неравномерности подачи на практике применяют преимущественно насосы с нечетным числом цилиндров, равным 5, 7, 9 [20].

Цилиндры насоса могут располагаться в несколько рядов (обычно не более трех) [20], благодаря чему достигается более равномерная подача. Кроме того, для увеличения подачи применяются насосы многократного действия, у которых поршень за один оборот ротора совершает несколько рабочих ходов.

Рабочий объем многорядных насосов многократного действия

$$q = \frac{\pi d^2}{4} 2 e i m, \quad (13.34)$$

где i - кратность насоса; m - число рядов.

Коэффициент полезного действия радиально-поршневого насоса $\eta = 0,75...0,85$, объемный КПД $\eta_0 = 0,95...0,98$.

Диаметр распределительной цапфы [20], см,

$$D = k \sqrt[3]{q^2} + b \sqrt[3]{q^2}, \quad (13.35)$$

где k, b - эмпирические коэффициенты; при давлении до 7,5 МПа $k = -0,026b = 1,312$; при давлении свыше 7,5 МПа $k = -0,040$, $b = 1,480$; q - рабочий объем, см³.

Диаметр цилиндрической направляющей статорного кольца

$$D_n = -0,075\sqrt[3]{q^2} + b_n\sqrt[3]{q}, \quad (13.36)$$

где D_n - диаметр направляющей статорного кольца, см; b_n - эмпирический коэффициент, при давлении до 7,5 МПа $b_n = 6,9$, свыше 7,5 МПа $b_n = 7,8$.

Диаметр осевых отверстий, выполненных в цапфе, рассчитывается исходя из скорости потока жидкости:

$$\frac{\pi d_o^2}{4} v = Q,$$

где d_o - диаметр отверстия, м; v - скорость жидкости, м/с: для самовсасывающих насосов $v = 3 \dots 4$ м/с, для насосов с поддавливанием $v < 6$ м/с.

Окончательные значения диаметров D, D_n, d_o уточняют при конструктивной проработке компоновки насоса в целом. Основные технические данные некоторых типов радиальных роторно-поршневых насосов приведены в прил. 10.

Аксиально-поршневые насосы. Аксиально-поршневой насос - это роторно-поршневой насос, у которого ось вращения ротора параллельна осям рабочих органов или составляет с ними угол менее или равный 45°. Эти насосы обладают наименьшими из всех типов насосов габаритами и массой, отличаются компактностью, высоким КПД, пригодны для работы при высоких частотах вращения.

Аксиально-поршневые насосы делятся на два типа: насосы с наклонным блоком и насосы с наклонным диском. У первых ось вращения ведущего вала и ось ротора пересекаются, образуя угол; у вторых оси ведущего вала и ротора совпадают.

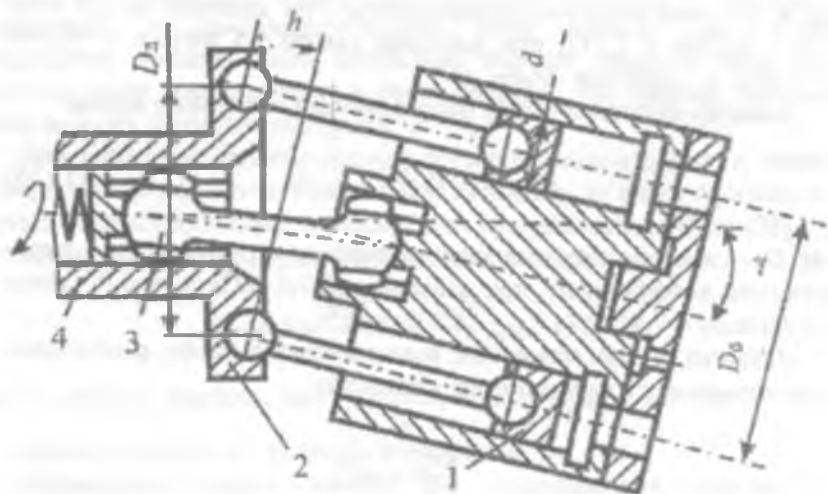


Рис.13.14

В аксиально-поршневом насосе с наклонным блоком (рис. 13.14) поршни 1 соединяются с приводным упорным диском 2 с помощью шарниров (штоков). Осевое усилие поршней, воспринимаемое от приводного упорного диска, преобразуется в крутящий момент, который затем через карданные шарниры 3 передается на центральный вал 4. При этом крутящий момент на поршни не передается, поэтому поршни скользят в цилиндрах практически без поперечных нагрузок, благодаря чему фактически устраняется износ поршней и цилиндров и обеспечивается высокий механический КПД насоса.

В аксиально-поршневом насосе с наклонным диском (рис. 13.15) поршни (плунжеры) непосредственно опираются на наклонный диск 2, а развиваемое ими при этом усилие вращения передается в результате скольжения плунжеров по наклонному диску на блок цилиндров 1. Крутящий момент передается через плунжеры непосредственно на блок цилиндров и далее на центральный вал 5. Таким образом, здесь плунжеры работают на изгиб.

Общим для обоих типов насосов является применение торцевого распределения рабочей жидкости, которое Рис. 13.15 обычно выполняется через серповидные окна в распределительном золотнике (рис. 13.16) и каналы (отверстия) в донышках цилиндров блока. При работе насоса торец цилиндрического блока скользит по поверхности распределительного золотника. При этом цилиндры попеременно соединяются с окнами золотника и через них - с магистралями всасывания и нагнетания. Ширина разделительной перемычки между распределительными окнами должна быть больше отверстия в донышке цилиндра:

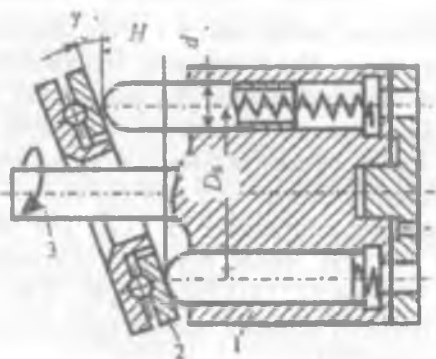


Рис. 13.15

$$S > t, t = d.$$

Подача насоса регулируется изменением угла у наклона оси диска относительно оси блока цилиндров либо изменением положения оси диска при неизменном положении блока цилиндров, либо наклоном блока цилиндров при неизменном положении наклонного диска.

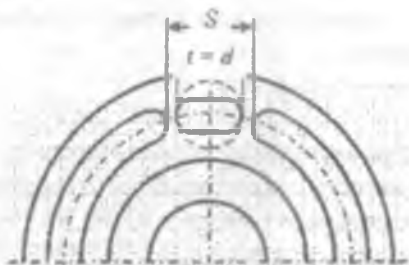


Рис. 13.16

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса

$$q = f h z,$$

где f - площадь поршня, мм^2 , $f = \frac{\pi d^2}{4}$; d - диаметр поршня (плунжера); z - число цилиндров; h - ход поршня (плунжера), мм ,

$$h = D_{\text{н.м}} \sin \gamma = D_0 \text{tg } \gamma, \quad (13.37)$$

$D_{\text{ш}}$ - диаметр окружности заделки поршневых шарниров в наклонном диске, мм; γ - угол наклона диска относительно блока цилиндров; D_6 - диаметр окружности на блоке цилиндров, на которой расположены оси цилиндров, мм.

Для насосов с наклонным блоком максимальный угол наклона оси блока относительно центрального вала в каждую сторону от положения, когда ось центрального вала и ось блока цилиндров совпадают, составляет 25° [21]; для насосов с наклонным диском $\gamma < 20^\circ$ [22]. Число поршней (плунжеров) принимается нечетным: 5, 7, 9 (реже 11, 13) [20]; $\eta = 0,90 \dots 0,95$; $\eta_0 = 0,97 \dots 0,98$.

Диаметр поршня насоса ориентировочно можно рассчитать по формуле [22]

$$d = \sqrt[3]{\frac{4q_i}{\pi i}}, \quad (13.38)$$

где q_i - рабочий объем одного цилиндра, мм³,

$$q_i = \frac{\pi d^2}{4} h;$$

d , h - диаметр и ход поршня (плунжера), мм; i - конструктивный параметр.

$$i = \frac{h}{d} = 1 \dots 1,5 \text{ [22].}$$

Для улучшения условий подвода жидкости в цилиндры диаметр окружности, на которой расположены оси цилиндров, должен быть минимальным (см. рис. 13.14, 13.15). Однако при этом необходимо сохранить оптимальную толщину перемычки между цилиндрами ($\alpha = 0,2d$) [22], чтобы была обеспечена жесткость цилиндрического блока.

Диаметр D_6 и наружный диаметр $D_{\text{н}}$ можно рассчитать по формулам [22]

$$D_6 = (0,35 \dots 0,4) dz; \quad D_{\text{н}} = D_6 + 1,6d.$$

Для насоса с наклонным блоком рекомендуемая длина поршня $l = (1,4 \dots 1,8)d$ [22]. Меньшее значение коэффициента принимается для поршней с уплотнениями, большее - для поршней с канавками.

В одном крайнем положении поршень не должен выходить из цилиндра более чем на $(0,2 \dots 0,25)l$, в другом крайнем положении поршень должен входить в технологическую проточку.

Толщина дна цилиндра выполняется у насосов не меньше толщины перемычки между цилиндрами.

Основные технические данные некоторых типов аксиально-поршневых насосов приведены в прил. 10.

Шестеренные насосы. Это зубчатые насосы с рабочими органами в виде шестерен, обеспечивающих геометрическое замыкание рабочей камеры и передающих крутящий момент.

Насосы выполняются с шестернями внешнего и внутреннего зацеплений. Наиболее распространенным является насос с внешним зацеплением (рис. 13.17), который состоит из пары зацепляющихся цилиндрических шестерен 1 и 2, помещенных в плотно их охватывающий корпус 3. При вращении шестерен жидкость, заполняющая впадины между зубьями, переносится из полости всасывания в полость нагнетания. Эти насосы просты по конструкции и отличаются надежностью, малыми габаритами и массой.

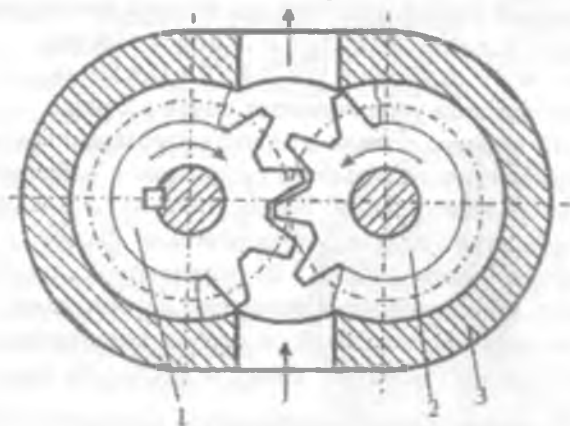


Рис.13.17

В шестеренных насосах обычно применяются шестерни с равными размерами, малым числом зубьев ($z = 8 \dots 16$) и большим модулем m [22]. В этом случае при меньших габаритах насоса обеспечивается заданная подача.

Для распространенных конструкций насосов с числом $z = 8 \dots 16$ и углом зацепления $\alpha = 20^\circ$ рабочий объем [22]

$$q = 2\pi b m^2 (z + 1) \quad (13.39)$$

где b - ширина шестерни, мм.

Расстояние между центрами колес $L = mz$, наружный диаметр колес

$$d_e = m(z + 2). \quad (13.40)$$

Тогда габаритный размер по прямой, проходящей через центры колес

$$L + d_e = mz + (z + 2) = 2m(z + 1). \quad (13.41)$$

Габаритный размер в перпендикулярном направлении

$$d_e = m(z + 2). \quad (13.42)$$

Следовательно, сохраняя одну и ту же скорость по окружности головок зубчатых колес, рациональнее увеличивать m и уменьшать z , что приведет к увеличению подачи насоса. Например, насос 1 имеет $m = 2$, $z = 20$; насос 2 имеет $m = 4$, $z = 9$. Наружный диаметр обоих насосов одинаков:

$$d_e = m(z + 2) = 2(20 + 2) = 4(9 + 2) = 44 \text{ мм.}$$

Габаритный размер при этом для второго насоса уменьшается:

$$\text{при } m = 2 \quad L + d_e = 2m(z + 1) = 2 \cdot 2(20 + 1) = 84 \text{ мм;}$$

$$\text{при } m = 4 \quad L + d_e = 2m(z + 1) = 2 \cdot 4(9 + 1) = 80 \text{ мм.}$$

Подача при этом увеличивается почти в 2 раза.

Рабочий процесс подачи жидкости шестеренным насосом отличается большей сложностью по сравнению с рабочим процессом в насосах иных конструкций. Ввиду этого существующие формулы для определения подачи, предлагаемые рядом авторов, дают значительную погрешность. В инженерной практике обычно пользуются приближенными расчетами и формулами.

Для предварительного выбора модуля зацепления при окружной скорости головок зубчатых колес $u = (10 \dots 20)$ м/с и отношении

$$\frac{b}{m} = 6 \dots 10 \text{ рекомендуется эмпирическое выражение [21]}$$

$$m = (0,3 \dots 0,5) \sqrt{Q},$$

где m - модуль зацепления, мм; Q - теоретическая подача насоса, л/мин. Рекомендуемые значения модуля m , мм: 3,0; 3,5; 3,75; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 8,0; 9,0; 10,0.

В прил. 10 приведены основные технические данные некоторых типов шестеренных насосов.

Пластинчатые насосы. Это шиберные насосы, в число рабочих органов которых входят шиберы, выполненные в виде пластин, помещенных в прорезях вращающегося ротора. Вытесняемые объемы

замыкаются между двумя соседними пластинами, поверхностями ротора и статора и торцевыми распределительными дисками. Эти насосы являются наиболее простыми из существующих типов насосов, компактными и надежными в эксплуатации.

Пластинчатые насосы бывают однократного, двукратного и многократного действия. Насосы однократного действия могут быть регулируемые и нерегулируемые, двукратного и многократного действия - нерегулируемые.

На рис. 13.18 приведена конструктивная схема пластинчатого насоса однократного действия. Насос состоит из вращающегося ротора 1, в радиальных прорезях которого помещены пластины 2, и статорного кольца 3, ось которого смещена относительно оси ротора на величину эксцентриситета e . К торцам пластин ротора прилегают торцевые распределительные диски с серповидными окнами, которые соединяются со всасывающей и нагнетательной магистралями. Между окнами имеются уплотнительные перемычки, размер которых должен быть несколько больше расстояния между краями двух соседних пластин.

Плотность контакта пластин со статором обеспечивается при помощи пружин, специальных устройств или давлением жидкости.

Рабочий объем насоса однократного действия, допуская, что толщина пластины равна нулю, можно определить по выражению

$$q = 2\pi Deb, \quad (13.43)$$

где D - диаметр статора, мм; e - эксцентриситет, мм; b - ширина ротора и пластин, мм.

Учитывая, что часть объема будет занята пластинами, рабочий объем насоса определяется по формуле

$$q = 2eb(\pi D - zs), \quad (13.44)$$

где z - число пластин; s - толщина пластин, мм.

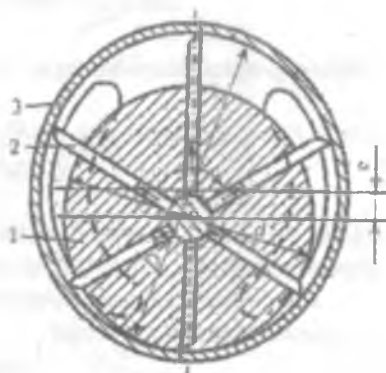


Рис. 13.18

Если прорези ротора под пластинами последовательно соединяются с помощью специальных каналов с нагнетающим и всасывающим окнами, благодаря чему пластины создают дополнительную подачу, то рабочий объем такого насоса определяется по выражению (13.43).

Регулирование подачи и изменение ее направления у насосов однократного действия осуществляется изменением величины и знака эксцентриситета e .

Выбор основных размеров пластинчатого насоса однократного действия при распределении жидкости через торцевые диски ведется исходя из рабочего объема насоса при помощи следующих соотношений [22].

Максимальный эксцентриситет

$$e_{\max} = k \cdot 10^{-1} \sqrt{\frac{q}{\eta_0}}, \quad (13.45)$$

где $k = 1$ при $q \leq 200 \text{ см}^3$; $k = 0,8$ при $200 < q < 500 \text{ см}^3$; $k = 0,6$ при $500 < q < 4000 \text{ см}^3$; $\eta_0 = 0,80 \dots 0,95$.

Диаметр статорного кольца

$$D = \sqrt{\frac{0,5q}{\pi \eta_0 k_1 e_{\max}}}, \quad (13.46)$$

где $k_1 = 0,2 \dots 0,55$; меньшие значения соответствуют большим q .

Диаметр ротора

$$d = D - 2e_{\max}.$$

Ширина пластин и ротора

$$b = k_2 D.$$

Длина пластин

$$l = 6e_{\max}.$$

Число пластин $z = 7 \dots 16$.

Толщина пластин, контакт которых с поверхностью статорного кольца обеспечивает давление рабочей жидкости, принимается $s = (2,0 \dots 2,5) \text{ мм}$.

Пластинчатые насосы однократного действия в основном применяются при давлении $p \leq 4 \dots 5 \text{ МПа}$. При давлении $p > 5 \text{ МПа}$ применяются нерегулируемые пластинчатые насосы двукратного

действия (рис. 13.19), которые имеют больший рабочий объем и более высокий КПД. Преимуществом насосов многократного действия является уравнированность радиальных сил давления жидкости на ротор, благодаря чему они пригодны для работы при высоком давлении. Для более полной уравнированности радиальных сил давления жидкости на ротор число пластин должно быть четным. Распространены насосы с $z = 12$ и $z = 16$.

Пазы (прорези) в роторе, в которых перемещаются пластины, обычно выполняются под углом α к радиусам, что позволяет изменить в желаемом направлении действие силы реакции. Следовательно, благодаря наклону пластин улучшаются условия движения их в пазах ротора, однако в этом случае исключается возможность реверса насоса.

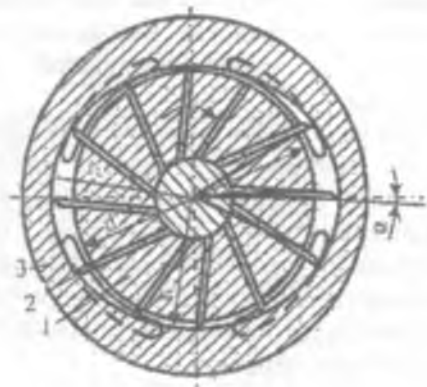


Рис. 13.19

Рекомендуется выполнять $\alpha = 13...15^\circ$ при $d \leq 80$ мм; $\alpha = 7...8^\circ$ при $d > 80$ мм [26].

Рабочий объем насоса двукратного действия без учета толщины пластин

$$q = 2\pi b(r_2^2 - r_1^2), \quad (13.47)$$

где r_2 , r_1 - большой и малый радиусы (полуоси) статора, мм.

С учетом толщины пластин и их наклона рабочий объем

$$q = 2b \left[\pi(r_2^2 - r_1^2) - \frac{(r_2 - r_1)sz}{\cos \alpha} \right], \quad (13.48)$$

где α - угол наклона пластины к радиусу.

Разность радиусов профильных участков статора между окнами определяет рабочую высоту пластины $h = r_2 - r_1$. Увеличение высоты пластин приводит к повышению опрокидывающего момента от давления жидкости, защемляющего пластину в пазу ротора, а уменьшение высоты пластин - к понижению подачи и объемного КПД. Исходя из этого рекомендуется принимать $h = 2...10$ мм.

Во избежание отрыва пластин от статора рекомендуется принимать:

$$\frac{r_2}{r_1} \leq 1,15 \text{ для } z = 8; \frac{r_2}{r_1} \leq 1,27 \text{ для } z = 12; \frac{r_2}{r_1} \leq 1,34 \text{ для } z = 16.$$

Зазор между поверхностью статора, описанной малым радиусом r_1 , и поверхностью ротора радиусом r должен быть возможно малым: $r_1 - r \leq 0,1 \dots 0,2$ мм. При увеличении этого зазора возрастает вредное пространство насоса и ухудшаются его всасывающие свойства, а также повышается тангенциальная нагрузка на пластины.

Для улучшения динамических качеств насоса, а также для повышения равномерности подачи участок статора между уплотнительными перемычками от r_1 до r_2 (участок серповидных окон) выполняется по архимедовой спирали. Это обеспечивает постоянное ускорение пластины при движении в пазах ротора и соответственно постоянное ускорение жидкости в каналах. В прил. 10 приведены основные технические данные пластинчатых насосов двукратного действия.



ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 13.1. Определить теоретический напор, создаваемый рабочим колесом центробежного насоса при частоте вращения $n = 1000$ об/мин, если внутренний и внешний диаметры колеса соответственно $d_1 = 130$ мм, $d_2 = 300$ мм, а углы входа и выхода воды с лопатки составляют $\beta_1 = 30^\circ$ и $\beta_2 = 50^\circ$. Относительные скорости воды на входе и выходе считать одинаковыми, подвод воды без закрутки, т.е. $\alpha_1 = 90^\circ$.

Решение. Окружная скорость на входе в колесо

$$u_1 = \frac{\pi d_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,13 \cdot 1000}{60} = 6,8 \text{ м/с.}$$

Относительная скорость на входе в колесо

$$w_1 = \frac{u_1}{\cos \beta_1} = \frac{6,8}{\cos 30^\circ} = 7,85 \text{ м/с.}$$

Относительная скорость на выходе из колеса

$$w_2 = w_1 = 7,85 \text{ м/с.}$$

Окружная скорость на выходе из колеса

$$u_2 = \frac{\pi d_2 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,3 \cdot 1000}{60} = 15,7 \text{ м/с.}$$

Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе рабочего колеса

$$u_{2u} = u_2 - \omega_2 \cos \beta_2 = 15,7 - 7,85 \cos 50^\circ = 10,65 \text{ м/с.}$$

Теоретический напор насоса

$$H_T = \frac{U_2 u_{2u}}{g} = \frac{15,7 \cdot 10,65}{9,81} = 17 \text{ м.}$$

Задача 13.2. Центробежный насос перекачивает воду из колодца с уровнем воды на 2,5 м ниже центра насоса в бак с уровнем воды на 10 м выше центра насоса. Определить напор, создаваемый насосом, если диаметры и длины всасывающей и нагнетательной труб соответственно равны $d_1 = 75 \text{ мм}$, $d_2 = 50 \text{ мм}$, $l_1 = 10 \text{ м}$, $l_2 = 20 \text{ м}$, коэффициент сопротивления сетки на всасывающей трубе $\zeta_1 = 4$, коэффициент сопротивления вентиля на нагнетательной трубе $\zeta_2 = 5$, коэффициент гидравлического трения труб $\lambda_1 = \lambda_2 = 0,025$, подача насоса $Q_n = 2,8 \text{ л/с}$, избыточное давление в баке $p_n = 10 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Решение. Гидростатический напор рассчитываем по формуле

$$H_c = H_T + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = 2,5 + \frac{10 \cdot 10^5}{10^3 \cdot 10} = 112,5 \text{ м.}$$

Скорости движения воды во всасывающей и нагнетательной трубах

$$v_1 = \frac{Q}{w_1} = \frac{4 \cdot 2,8 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,075^2} = 0,63 \text{ м/с;}$$

$$v_2 = \frac{Q}{w_2} = \frac{4 \cdot 2,8 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,05^2} = 1,43 \text{ м/с.}$$

Потери напора в трубах

$$h_w = \left(\zeta_1 + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \right) \frac{v_1^2}{2g} + \left(\zeta_2 + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \right) \frac{v_2^2}{2g} = \left(4 + 0,025 \cdot \frac{10}{0,075} \right) \frac{0,63^2}{2 \cdot 10} + \left(5 + 0,025 \cdot \frac{20}{0,05} \right) \frac{1,43^2}{2 \cdot 10} = 1,7 \text{ м.}$$

Напор, создаваемый насосом,

$$H = H_c + h_w = 112,5 + 1,7 = 114,2 \text{ м.}$$

Задача 13.3. Центробежный насос с заданной характеристикой (рис. 13.20) перекачивает воду по трубопроводу диаметром

$d=150\text{ мм}$ и приведенной длиной $L = 500\text{ м}$. Определить мощность на валу насоса, если геометрическая высота подъема жидкости $H_r=25\text{ м}$, а свободный напор на выходе $h_{св} = 20\text{ м}$. Коэффициент гидравлического трения трубопровода $\lambda = 0,025$.

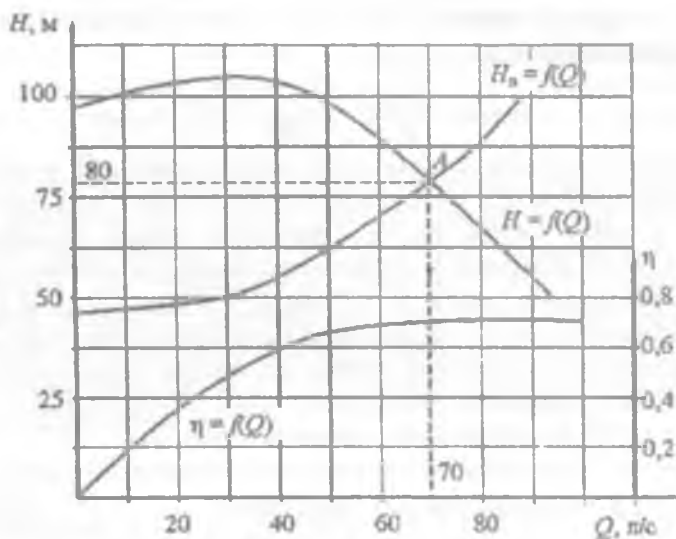


Рис. 13.20

Решение. Потребный напор насоса определяется характеристикой насосной установки

$$H_n = H_r + h_{св} + h_w.$$

Потери напора в трубопроводе

$$h_w = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^3}{2g} = \lambda \frac{l}{d} \frac{Q^2}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2 2g} = cQ^2.$$

Постоянная величина

$$c = \lambda \frac{l}{d} \frac{1}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2 2g} = 0,025 \frac{500}{0,15} \frac{1}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)^2 2 \cdot 9,81} = 6820 \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

Тогда характеристика насосной установки

$$H_n = 45 + 6820Q^2.$$

Характеристика насоса $H=f(Q)$ дана в диапазоне изменения Q от 0 до 80 л/с. Задаваясь значениями Q в этом диапазоне (расчет ведем в м³/с), определяем значения H_n характеристики насосной установки:

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08
$H_n, \text{ м}$	45,0	45,7	47,7	51,8	55,9	69,5	88,6

По полученным данным строим на характеристике насоса характеристику насосной установки и находим режимную точку A . Имеем $H=80$ м, $Q=70$ л/с, $\eta=0,75$.

Полезная мощность насоса

$$N_n = \rho g H Q = 10^3 \cdot 9,81 \cdot 80 \cdot 0,07 = 55 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Мощность на валу насоса

$$N = \frac{N_n}{\eta} = \frac{55 \cdot 10^3}{0,75} = 73,4 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Задача 13.4. Центробежный насос с заданной при $n=1600$ об/мин характеристикой (рис. 13.21) перекачивает воду из резервуара с отметкой $z_1 = 3,0$ м в резервуар с отметкой $z_2 = 7,0$ м по трубам $l_1=15$ м, $d_1 = 100$ мм, $\sum \zeta_1=2$, $\lambda_1 = 0,025$ и $l_2=30,6$ м, $d_2=10$ мм, $\sum \zeta_2=18$, $\lambda_2 = 0,027$. В нижнем резервуаре вакуумметрическое давление $p_{0в} = 0,05 \cdot 10^5$ Па, а в верхнем резервуаре избыточное давление $p_{0н} = 0,15 \cdot 10^5$ Па.

Определить: 1) подачу, напор насоса и потребляемую им мощность при $n = 1600$ об/мин; 2) частоту вращения насоса, необходимую для обеспечения подачи $Q = 6$ л/с.

Решение. Гидростатический напор насосной установки

$$H_c = H_r + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = 7 - 3 + \frac{0,5 \cdot 10^5 + 0,15 \cdot 10^5}{10^3 \cdot 9,81} \approx 6 \text{ м.}$$

Потери напора во всасывающей трубе

$$h_{c1} = \left(\sum \zeta_1 + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \right) \frac{Q^2}{\left(\frac{\pi d_1^2}{4} \right)^2 2g} = \left(2 + 0,025 \cdot \frac{15}{0,1} \right) \frac{Q^2}{\left(\frac{\pi d_1^2}{4} \right)^2 2 \cdot 9,81} = 4756 Q^2.$$

Потери напора в нагнетательной трубе

$$h_{\Sigma} = \left(\sum \zeta_2 + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \right) \frac{Q^2}{\left(\frac{\pi d_1^2}{4} \right)^2 2g} = \left(18 + 0,027 \cdot \frac{30,6}{0,07} \right) \frac{Q^2}{\left(\frac{\pi d_1^2}{4} \right)^2 2 \cdot 9,81} =$$

$$= 102666 Q^2.$$

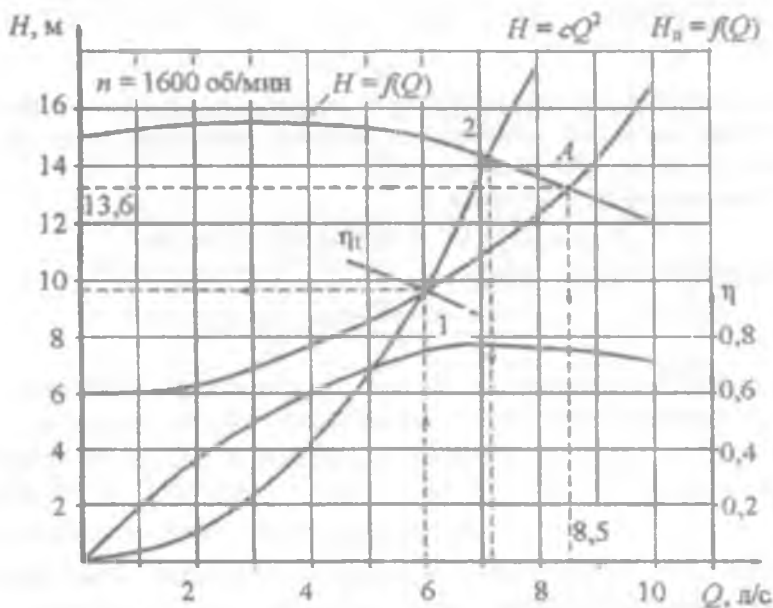


Рис. 13.21

Тогда характеристика насосной установки

$$H_{\Sigma} = H_c + \sum h_{\Sigma} = 6 + (4756 + 102666)Q^2 = 6 + 107422Q^2.$$

Задавая значения Q , определяем потребный напор:

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,002	0,004	0,006	0,008	0,010
$H_{\Sigma}, \text{ м}$	6	6,43	7,72	9,87	12,88	16,74

По полученным данным строим характеристику насосной установки и находим рабочую точку A , для которой $H = 13,6 \text{ м}$, $Q = 8,5 \text{ л/с}$, $\eta = 0,75$.

Потребляемая мощность насоса

$$N = \rho g H Q \frac{1}{\eta} = 10^3 \cdot 9,81 \cdot 13,6 \cdot 0,0085 \frac{1}{0,75} = 1510 \text{ Вт.}$$

На характеристике насосной установки отмечаем точку 1 при $Q_1 = 6 \text{ л/с}$, для этой точки $H_1 = 9,87 \text{ м}$. Через эту точку строим параболу подобных режимов

$$H = cQ^2.$$

Постоянная

$$c = \frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{9,87}{0,006^2} = 274167 \text{ с}^2/\text{м}^3.$$

Для построения параболы подобных режимов определяем $H_n = cQ^2$ задаваясь значениями Q

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,002	0,004	0,006	0,008	0,010
$H, \text{ м}$	0	1,10	4,39	9,87	17,55	27,42

При пересечении параболы подобных режимов с характеристикой насоса при $n = 1600 \text{ об/мин}$ находим точку 2, для которой расход $Q_2 = 7,2 \text{ л/с}$. Точки 1 и 2 режимные, для них справедливо соотношение

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

Искомая частота вращения вала насоса, обеспечивающая подачу насоса $Q_1 = 6 \text{ л/с}$,

$$n_1 = n_2 \frac{Q_1}{Q_2} = 1600 \frac{6}{7,2} = 1330 \text{ об/мин.}$$

Задача 13.5. Рассчитать основные размеры и выполнить конструктивную схему регулируемого однорядного радиально-поршневого насоса однократного действия с рабочим объемом $q = 63 \text{ см}^3$, частотой вращения $n = 20 \text{ с}^{-1}$ при давлении $p = 16 \text{ МПа}$.

Решение. Идеальная подача насоса.

$$Q_r = qn = 63 \cdot 20 = 1260 \text{ см}^3/\text{с} = 1,26 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимаем $\eta = 0,8$, $\eta_o = 0,97$.

Тогда действительная подача насоса

$$Q = Q_r \eta_o = 1,22 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность насоса

$$N = \frac{pQ}{\eta} = \frac{16 \cdot 10^5 \cdot 1,22 \cdot 10^{-3}}{0,8} = 24400 \text{ Вт} = 24,4 \text{ кВт.}$$

Принимая $e = 0,3d$ и $z = 9$, выразим рабочий объем:

$$q = \frac{\pi d^3}{4} 2ez = \frac{\pi d^3}{4} 0,6 \cdot 9 = 5,4 \frac{\pi d^3}{4}.$$

Отсюда диаметр поршня

$$d = \sqrt[3]{\frac{4q}{5,4}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 63}{5,4\pi}} = 2,46 \text{ см} = 246 \text{ мм.}$$

Ближайшее стандартное значение диаметра поршня $d = 25 \text{ мм}$.
Эксцентриситет насоса

$$e = 0,3d = 0,3 \cdot 25 = 7,5 \text{ мм}$$

Диаметр направляющей статорного кольца

$$D_n = -0,075\sqrt[3]{q^2} + b_1\sqrt[3]{q} + 7,8\sqrt[3]{63} = 30 \text{ см} = 300 \text{ мм.}$$

Диаметр распределительной цапфы

$$D = k\sqrt[3]{q^2} + b\sqrt[3]{q} = -0,04\sqrt[3]{63^2} + 1,43\sqrt[3]{63} = 5,25 \text{ см} = 52,5 \text{ мм.}$$

Считая насос самовсасывающим, принимаем скорость жидкости в отверстиях цапфы $v = 3 \text{ м/с}$.

Тогда площадь поперечного сечения подводящего и отводящего каналов

$$f = \frac{Q}{v} = \frac{1,22 \cdot 10^{-3}}{3} = 0,407 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

При двух отверстиях в каждом канале диаметр отверстия

$$d_c = \sqrt{\frac{0,407 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{\pi}} = 0,016 \text{ мм.}$$

Задача 13.6. Рассчитать основные размеры и выполнить конструктивную схему аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров, рабочим объемом $q = 160 \text{ см}^3$ и частотой вращения $n = 16 \text{ с}^{-1}$ при давлении $p = 10 \text{ МПа}$.

Решение. Идеальная подача насоса

$$Q_i = qn = 160 \cdot 16 = 2560 \text{ см}^3/\text{с} = 2,56 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Принимаем $\eta = 0,9$, $\eta_o = 0,97$.

Действительная подача

$$Q = Q_i \eta_o = 2,56 \cdot 10^{-3} \cdot 0,97 = 2,48 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Мощность насоса

$$N = \frac{pQ}{\eta} = \frac{10 \cdot 10^5 \cdot 2,48 \cdot 10^{-3}}{0,9} = 27550 \text{ Вт} = 27,55 \text{ кВт.}$$

Из уравнения $Q_T = fhzn$ находим объем цилиндра, приняв $z = 7$:

$$fh = \frac{Q_T}{zn} = \frac{2,56 \cdot 10^{-3}}{7 \cdot 16} = 22,85 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Ход поршня $h = D \operatorname{ctg} \gamma$. Принимаем $\gamma = 20^\circ$.

Тогда $h = D \operatorname{ctg} 20^\circ = 0,364 D$.

Предполагая, что 80 % длины окружности πD_6 занято цилиндрами (толщина перемычки между цилиндрами $\alpha = 0,2d$), получаем выражение для расчета диаметра поршня

$$d = D_6 \sin \frac{0,8 \cdot 360}{2\pi} = D_6 \sin \frac{0,8 \cdot 360}{2 \cdot 7} = 0,35 D_6.$$

Учитывая, что $fh = \frac{\pi d^2}{4} h = 22,85 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, после подстановки имеем

$$\frac{\pi}{4} (0,35 D_6)^2 0,364 D_6 = 22,85 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Отсюда

$$D_6 = \sqrt[3]{652 \cdot 10^{-6}} = 0,867 \text{ м} = 86,7 \text{ мм.}$$

Диаметр поршня

$$d = 0,35 D_6 = 0,35 \cdot 86,7 = 30,345 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение диаметра $d = 30 \text{ мм}$.

Определяем ход поршня

$$h = D \operatorname{ctg} \gamma = 86,7 \operatorname{ctg} 20^\circ = 86,7 \cdot 0,364 = 31,55 \text{ мм}$$

Длина поршня

$$l = (1,4 \dots 1,8)d = 1,5 \cdot 30 = 45 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр блока цилиндров

$$D_n = D_6 + 1,6d = 86,7 + 1,6 \cdot 30 = 132,7 \text{ мм.}$$

Задача 13.7. Рассчитать основные размеры и выполнить конструктивную схему аксиально-поршневого насоса с наклонным диском и рабочим объемом $q = 63 \text{ см}^3$, частотой вращения $n = 25 \text{ с}^{-1}$ при давлении $p = 25 \text{ МПа}$.

Решение. Идеальная подача насоса

$$Q_T = qn = 63 \cdot 25 = 1575 \text{ см}^3/\text{с} = 1,575 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Принимаем $\eta = 0,90$; $\eta_0 = 0,96$.

Действительная подача насоса

$$Q = Q_T \eta_0 = 1,575 \cdot 10^{-3} \cdot 0,96 = 1,512 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность насоса

$$N = \frac{pQ}{\eta} = \frac{25 \cdot 10^6 \cdot 1,512 \cdot 10^{-3}}{0,9} = 34020 \text{ Вт} = 34,02 \text{ кВт}.$$

Диаметр плунжера

$$d = \sqrt[3]{\frac{4q_i}{\pi i}}.$$

Принимаем $z = 9, i = 1,5$.

Рабочий объем одного цилиндра

$$q_i = \frac{q}{z} = \frac{63}{9} = 7 \text{ см}^3 = 7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Тогда

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 7 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 1,5}} = 0,0181 \text{ м} = 18,1 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение диаметра $d = 18 \text{ мм}$.

Приняв толщину стенки между цилиндрами $\alpha = 0,2 d$, находим диаметр цилиндрического блока

$$D_4 = \frac{1,2dz}{\pi} = \frac{1,2 \cdot 18 \cdot 9}{\pi} = 61,9 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_6 = 62 \text{ мм}$.

Из выражения для вычисления рабочего объема насоса

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{4q}{\pi D_6 d^2 z} = \frac{4 \cdot 63}{\pi \cdot 6,2 \cdot 1,8^2 \cdot 9} = 0,444.$$

Тогда $\gamma = 24^\circ$.

Наружный диаметр

$$D_n = D_6 + 1,6d = 62 + 1,6 \cdot 18 = 90,8 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_n = 90 \text{ мм}$.

Задача 13.8. Рассчитать основные размеры и выполнить конструктивную схему шестеренного насоса с рабочим объемом $q = 16 \text{ см}^3$, частотой вращения $n = 25 \text{ с}^{-1}$ при давлении $p = 10 \text{ МПа}$.

Решение. Идеальная подача насоса

$$Q_T = qn = 16 \cdot 25 = 400 \text{ см}^3/\text{с} = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимаем $\eta = 0,89, \eta_0 = 0,95$.

Тогда действительная подача насоса

$$Q = Q_T \eta_0 = 0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,95 = 0,356 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность насоса

$$N = \frac{pQ}{\eta} = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 0,356 \cdot 10^{-3}}{0,89} = 4000 \text{ Вт} = 4 \text{ кВт}.$$

Для определения модуля зацепления используем выражение $q = 2\pi b m^2(z + 1)$, приняв $z = 9$ и $b = 4m$:

$$q = 2\pi \cdot 4m \cdot m^2(9 + 1) = 80\pi m^3.$$

Отсюда

$$m = \sqrt[3]{\frac{q}{80\pi}} = \sqrt[3]{\frac{16000}{80 \cdot 3,14}} = 3,944 \text{ мм.}$$

Принимаем значение модуля $m = 4$ мм.

Принимая некоррегированный зуб с углом зацепления $\alpha = 20^\circ$, определяем диаметр начальной окружности шестерен:

$$d_n = mz = 4 \cdot 9 = 36 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр шестерен

$$d_e = m(z + 2) = 4(9 + 2) = 44 \text{ мм.}$$

Ширина шестерен

$$b = 4m = 4 \cdot 4 = 16 \text{ мм.}$$

Задача 13.9. Рассчитать основные размеры и выполнить конструктивную схему пластинчатого насоса однократного действия с рабочим объемом

$q = 63 \text{ см}^3$, частотой вращения $n = 20 \text{ с}^{-1}$ при давлении $p = 6,3 \text{ МПа}$.

Решение. Идеальная подача насоса

$$Q_T = qn = 63 \cdot 20 = 1260 \text{ см}^3/\text{с} = 1,26 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимаем $\eta = 0,85$; $\eta_o = 0,9$.

Действительная подача насоса

$$Q = Q_T \eta_o = 1,26 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9 = 1,13 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Мощность насоса

$$N = \frac{pQ}{\eta} = \frac{6,3 \cdot 10^6 \cdot 1,13 \cdot 10^{-3}}{0,85} = 8375 \text{ Вт} = 8,375 \text{ кВт}.$$

Эксцентриситет насоса

$$e_{\text{max}} = 10^{-1} k \sqrt[3]{\frac{q}{\eta_o}} = 10^{-1} \sqrt[3]{\frac{63 \cdot 10^3}{0,9}} = \sqrt[3]{70} = 4,12 \text{ мм.}$$

принимаем $e_{\text{max}} = 4$ мм.

Диаметр статорного кольца

$$D = \sqrt{\frac{0,5q}{\eta_o \pi k_1 e_{\text{max}}}} = \sqrt{\frac{0,5 \cdot 63 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 3,14 \cdot 0,35 \cdot 4}} = \sqrt{7961,8} = 89,2 \text{ мм,}$$

принимаем $D = 90$ мм.

Из выражения $q = 2\pi Deb$ находим

$$b = \frac{q}{2\pi De} = \frac{63 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,14 \cdot 90 \cdot 4} = 27,9 \text{ мм, принимаем } b = 28 \text{ мм.}$$

Диаметр ротора

$$d = D - 2e_{\max} = 90 - 2 \cdot 4 = 82 \text{ мм.}$$

Длина пластины

$$l = 6e_{\max} = 24 \text{ мм.}$$

По геометрическим размерам, определенным предварительным расчетом, выполняется конструктивная модель насоса. Затем осуществляется уточненный гидравлический расчет и расчет деталей на прочность.



ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

13.1. Показание вакуумметра, установленного на всасывающем патрубке диаметром $d_1 = 60$ мм, $p_{\text{вак}} = 0,4 \cdot 10^5$ Па, а показание манометра, установленного на нагнетательном патрубке диаметром $d_2 = 50$ мм, $p_m = 5,8 \cdot 10^5$ Па, причем ось нагнетательного патрубка располагается на $z = 0,6$ м ниже центра манометра и на $z = 0,4$ м выше оси всасывающего патрубка. Определить КПД центробежного насоса, если бак вместимостью $2,4 \text{ м}^3$ заполняется при работе насоса за 9 мин, а мощность потребляемая электродвигателем $N_3 = 5,0$ кВт при КПД электродвигателя $\eta_{\text{эд}} = 0,93$.

13.2. На рис. 13.5 приведена характеристика центробежного насоса марки 4К-18 при $n = 2900$ об/мин и диаметре рабочего колеса $D_2 = 148$ мм. Требуется рассчитать и построить характеристику $H = f(Q)$ этого насоса после обточки рабочего колеса до $D'_2 = 136$ мм.

13.3. Построить зависимость КПД $\eta = f(Q)$ для центробежного насоса марки 4К-18 при $n = 2900$ об/мин после обточки рабочего колеса от $D_2 = 148$ мм до $D'_2 = 140$ мм (рис. 13.5).

13.4. Рассчитать и построить зависимость мощности $N = f(Q)$ центробежного насоса марки 4К-18 при $n = 2900$ об/мин после обточки рабочего колеса от $D_2 = 148$ мм до $D'_2 = 134$ мм (рис. 13.5).

13.5. Потребный напор насосной установки $H_n = 22$ м. Определить диаметр D'_2 рабочего колеса, до которого необходимо обточить рабочее колесо центробежного насоса 4К-18 при условии, что $n = \text{const}$, а требуемая подача насоса $Q = 10$ л/с (рис. 13.5).

13.6. Определить мощность центробежного насоса 4К-18 (рис. 13.5), если потребный напор насосной установки $H_n = 20$ м, а подача насоса после обточки рабочего колеса $Q = 15$ л/с. Чему равен диаметр D'_2 рабочего колеса после обточки?

13.7. Центробежный насос 4К-18 (рис. 13.5) работает с подачей $Q_1 = 20$ л/с. Дросселированием подача уменьшается до $Q_2 = 10$ л/с. Определить, как при этом изменилась мощность насоса.

13.8. Центробежный насос с заданной характеристикой (рис. 13.5) перекачивает воду из одного резервуара в другой. Определить подачу, напор и мощность насоса, если высота подъема воды $H_T = 19$ м, а размеры труб (рис. 13.22) $l_1 = 10$ м, $d_1 = 150$ мм ($\sum \zeta_1 = 2$; $\lambda = 0,025$) и $l_2 = 10$ м, $d_2 = 100$ мм ($\sum \zeta_2 = 12$; $\lambda = 0,027$).

13.9. Для условий задачи 13.8 определить, на сколько возрастет подача насоса, если напорный трубопровод диаметром $d_2 = 100$ мм заменить трубой $d = 150$ мм.

13.10. Центробежный насос перекачивает воду на высоту $H_T = 22$ м по трубопроводу длиной $l = 20$ м, диаметром $d = 150$ мм

($\sum \zeta = 14$; $\lambda = 0,025$). Определить частоту вращения вала насоса, при которой подача его уменьшится на 50%. Характеристика насоса при $n = 2900$ об/мин приведена на рис. 13.5.

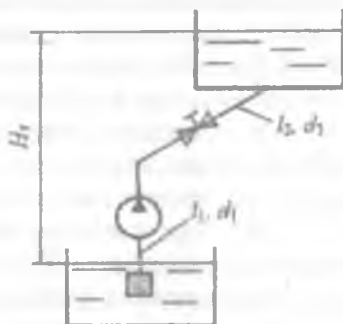


Рис. 13.22

13.11. Центробежный насос марки 4К-18, характеристика которого приведена на рис. 13.5, перекачивает воду по трубопроводу с размерами $l = 200$ м, $d = 150$ мм ($\sum \zeta = 14$; $\lambda = 0,027$). Определить расход воды в трубопроводе при условии, что дополнительно к первому параллельно установлен точно такой же второй насос. Высота подъема воды $H_T = 15$ м.

13.12. Два одинаковых центробежных насоса, установленные последовательно, перекачивают воду по трубопроводу с размерами $l = 200$ м, $d = 150$ мм ($\sum \zeta = 15$; $\lambda = 0,025$). Определить высоту подъема воды при расходе в трубопроводе $Q = 20$ л/с. Характеристика центробежного насоса приведена на рис. 13.5.

13.13. На рис. 13.5 приведена характеристика центробежного насоса марки 4К-18 при $n = 2900$ об/мин. Требуется рассчитать и построить характеристику $H = f(Q)$ этого насоса при $n = 2500$ об/мин.

13.14. Построить зависимость КПД $\eta = f(Q)$ для центробежного насоса при $n = 2500$ об/мин. Характеристика насоса при $n = 2900$ об/мин приведена на рис. 13.5.

13.15. Рассчитать и построить зависимость мощности $N = f(Q)$ центробежного насоса при $n = 2500$ об/мин. Характеристика насоса при $n = 2900$ об/мин приведена на рис. 13.5.

13.16. Потребный напор насосной установки $H_n = 18$ м. Определить частоту вращения вала насоса, при которой $Q = 20$ л/мин. Характеристика насоса при $n = 2900$ об/мин приведена на рис. 13.5.

13.17. При изменении частоты вращения центробежного насоса 4К-18 (рис. 13.5) подача и напор насоса равны $Q_n = 15$ л/с, $H_n = 20$ м. Определить мощность насоса.

13.18. Определить суммарную мощность двух насосов марки 4К-18 (рис. 13.5), работающих параллельно на один трубопровод, если расход воды в трубопроводе $Q = 45$ л/с.

13.19. Определить суммарную мощность двух центробежных насосов марки 4К-18 (рис. 13.5), работающих последовательно на один трубопровод, если расход воды в трубопроводе $Q = 25$ л/с.

13.20. Построить характеристику насосной установки, представляющую собой трубу диаметром $d = 150$ мм, длиной $l = 280$ м, если эквивалентная длина всех местных сопротивлений $l_s = 85$ м, а коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,03$. Какую мощность будет потреблять насос, характеристика которого приведена на рис. 13.5, при работе на данный трубопровод, если высота подъема воды составляет $H_r = 20$ м?

13.21. Рассчитать и построить зависимость допускаемой вакуумметрической высоты всасывания центробежного насоса, характеристика которого приведена на рис. 13.5, установленного на высоте 1000 м над уровнем моря, где атмосферное давление составляет $p_{\text{атм}} = 90$ кПа.

13.22. Центробежный насос с заданной характеристикой (рис. 13.5) работает при высоте всасывания $h_{\text{вс}} = 4$ м. Определить наибольшую подачу насоса, допустимую по условиям всасывания им жидкости, если потери напора во всасывающей трубе $h_{\text{всб}} = 0,8$ м, диаметр всасывающего трубопровода $d = 100$ мм.

Указание. Точка пересечения кривой допустимой вакуумметрической высоты всасывания $h_{вд}$ с кривой, выражающей вакуумметрическую высоту перед насосом в данной установке, при различных Q определяет искомую наибольшую подачу.

13.23. Рассчитать и построить зависимость допускаемой вакуумметрической высоты всасывания центробежного насоса при частоте вращения рабочего колеса $n = 2500 \text{ об/мин}$. Характеристика насоса при $n = 2900 \text{ об/мин}$ приведена на рис. 13.5.

13.24. Рассчитать и построить зависимость допускаемой вакуумметрической высоты всасывания центробежного насоса, характеристика которого приведена на рис. 13.5, при перекачивании воды с температурой $t = 60^\circ\text{C}$. Давление насыщенных паров воды при $t = 60^\circ\text{C}$ $p_{н.п} = 0,0202 \text{ МПа}$.

13.25. Определить высоту установки центробежного насоса относительно поверхности воды открытого в атмосферу расходного бака, если температура перекачиваемой воды $t = 80^\circ\text{C}$, потери напора во всасывающем трубопроводе $h_{вс} = 1,2 \text{ м}$, диаметр всасывающего трубопровода $d = 100 \text{ мм}$, подача насоса $Q = 25 \text{ л/с}$, давление насыщенных паров воды $p_{н.п} = 0,0482 \text{ МПа}$, характеристика центробежного насоса приведена на рис. 13.5.

13.26. Центробежный насос, характеристика которого приведена на рис. 13.5, перекачивает воду при температуре $t = 60^\circ\text{C}$ по трубопроводу диаметром $d = 100 \text{ мм}$. Определить высоту установки насоса относительно поверхности воды в закрытом расходном резервуаре, в котором давление насыщенных паров $p_{н.п} = 0,0202 \text{ МПа}$. Потери напора во всасывающем трубопроводе $h_{вс} = 0,9 \text{ м}$, а подача насоса $Q = 20 \text{ л/с}$.

13.27. Определить кавитационный запас центробежного насоса при следующих исходных данных: вакуумметрическое давление во всасывающем патрубке насоса $p_v = 0,4 \cdot 10^5 \text{ Па}$, подача насоса $Q = 25 \text{ л/с}$, диаметр всасывающего патрубка насоса $d = 100 \text{ мм}$, давление насыщенных паров при температуре воды $t = 25^\circ\text{C}$ $p_{н.п} = 0,0032 \text{ МПа}$.

13.28. Определить полный напор, который должен создавать насос при питании котла водой при температуре $t = 80^\circ\text{C}$ с избыточным давлением 1 МПа , если уровень воды в котле на 8 м выше уровня воды в открытом расходном баке. Полные потери напора в трубопроводе $h_w = 2,1 \text{ м}$.

13.29. Манометр, установленный на нагнетательном патрубке насоса (рис. 13.1), показывает $15 \cdot 10^5$ Па. Показание вакуумметра, установленного на всасывающем патрубке, $p_{\text{в}} = 0,2 \cdot 10^5$ Па. Определить напор насоса, если: диаметры всасывающей и нагнетательной труб насоса одинаковы, температура перекачиваемой воды $t = 30^\circ\text{C}$, вертикальное расстояние между точкой подключения вакуумметра и манометра $h_0 = 1,5$ м.

13.30. Рабочее колесо насоса, имеющее внутренний диаметр $D_1 = 80$ мм и внешний диаметр $D_2 = 148$ мм, вращается с частотой $n = 2900$ об/мин. Вода входит на лопатку под углом к касательной $\alpha = 60^\circ$ со скоростью $v_1 = 2,5$ м/с (рис. 13.3), а выходит с нее под углом к касательной $\alpha_2 = 20^\circ$ и скоростью 16 м/с. Определить, как изменится теоретический напор при устройстве радиального входа воды на лопатку. Построить параллелограммы скоростей.

13.31. Определить действительный напор, создаваемый центробежным насосом при частоте вращения $n = 1450$ об/мин, если диаметры рабочего колеса $D_1 = 170$ мм, $D_2 = 375$ мм, гидравлический коэффициент полезного действия $\eta_{\text{г}} = 0,85$, а коэффициент, учитывающий конечное число лопаток, $\kappa_z = 0,80$. Построить параллелограммы скоростей при условии, что вода входит в рабочее колесо в радиальном направлении, а углы входа и выхода с лопатки $\beta_1 = 25^\circ$ и $\beta_2 = 40^\circ$. Относительные скорости на входе и выходе одинаковые.

13.32. Центробежный насос с подачей $Q = 0,020$ м³/с перекачивает воду с температурой $t = 50^\circ\text{C}$. Манометр на нагнетательном патрубке показывает $p_{\text{н}} = 1,72$ МПа, вакуумметр на всасывающем патрубке показывает $p_{\text{в}} = 0,2 \cdot 10^5$ Па. Вертикальное расстояние между манометром и точкой подсоединения вакуумметра $h_0 = 0,9$ м. Электродвигатель на одном валу с насосом потребляет мощность $N_{\text{э}} = 54$ кВт. Определить КПД насоса, если КПД электродвигателя $\eta_{\text{э}} = 0,94$.

13.33. Определить мощность на валу центробежного насоса с подачей $Q = 0,015$ м³/с, если показания манометра на нагнетательном патрубке $p_{\text{н}} = 0,30$ МПа, показания вакуумметра на всасывающем патрубке $p_{\text{в}} = 0,3 \cdot 10^5$ Па, а вертикальное расстояние между манометром и точкой присоединения вакуумметра равно 0,5 м. КПД насоса $\eta = 0,65$.

13.34. При испытании насоса получены следующие данные: избыточное давление на выходе из насоса $p_{\text{н}} = 0,35$ МПа, вакуум перед насосом $h_{\text{в}} = 294$ мм рт. ст., подача $Q = 6,5$ л/с, крутящий

момент на валу насоса $M = 41 \text{ Н} \cdot \text{м}$; частота вращения вала насоса $n = 800 \text{ об/мин}$. Определить полезную мощность насоса, потребляемую мощность и КПД насоса. Диаметры всасывающего и напорного трубопроводов считать одинаковыми.

13.35. Центробежный насос имеет рабочее колесо с семью радиальными лопатками ($\beta_2 = 90^\circ$). При какой частоте вращения вала насоса напор насоса будет $H = 20 \text{ м}$, если диаметр окружности входа рабочего колеса $D_1 = 100 \text{ мм}$, а диаметр наружной окружности $D_2 = 200 \text{ мм}$. Гидравлический КПД насоса $\eta_r = 0,7$.

13.36. На рис. 13.20 приведена характеристика центробежного насоса H при $n = 1450 \text{ об/мин}$ и кривая потребного напора $H_n = f(Q)$. При какой частоте вращения вала насоса подача насоса составляет $Q = 50 \text{ л/с}$.

13.37. Центробежный насос, характеристика которого приведена на рис. 13.20, создает циркуляцию воды в замкнутом трубопроводе, потребный напор для которого $H_n = cQ^2$. Определить подачу и напор насоса, если $c = 0,1 \cdot 10^5 \text{ с}^2/\text{м}^5$. Какими будут подача насоса и напор, если частота его вращения уменьшится в 2 раза и в 2 раза уменьшится сопротивление трубопровода?

13.38. Пластинчатый насос (рис. 13.18) имеет следующие размеры: диаметр внутренней поверхности статора $D = 100 \text{ мм}$, эксцентриситет $e = 10$, толщина пластин $s = 3 \text{ мм}$, ширина пластин $b = 40 \text{ мм}$. Определить мощность, потребляемую насосом при $n = 1450 \text{ об/мин}$ и давлении на выходе насоса $p = 6,3 \cdot 10^6 \text{ Па}$. Механический КПД равен $\eta_m = 0,9$.

13.39. Определить частоту вращения ротора аксиально-поршневого насоса при следующих данных: подача насоса $Q = 15 \text{ л/мин}$, давление $p = 20 \text{ МПа}$, крутящий момент на валу насоса $M = 300 \text{ Н} \cdot \text{м}$, объемный и механический КПД соответственно равны $\eta_o = 0,9$, $\eta_m = 0,92$.

13.40. Центробежный насос с заданной при $n = 3000$ об/мин характеристикой подает воду по шлангам размерами $l_1 = 5$ м, $d_1 = 100$ мм ($\lambda_1 = 0,025$, $\zeta_1 = 5$) и $l_2 = 45$ м, $d_2 = 100$ мм ($\lambda_2 = 0,030$, $\zeta_2 = 15$) через брандспойт (сходящийся насадок) на высоту $H_c = 15$ м (рис. 13.23). Коэффициенты сопротивления и сжатия насадка $\zeta = 0,08$, $\varepsilon = 1$.

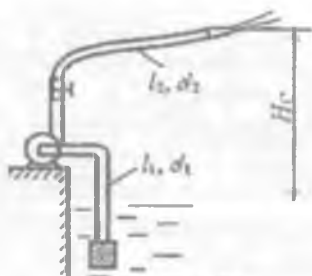


Рис. 13.23

Характеристика насоса при $n = 3000$ об/мин:

$Q, \text{ л/с}$	0	5	10	15	20	25	30	35
$H, \text{ м}$	140	140	136	130	121	110	98	83
$\eta, \%$	0	34	55	68	75	77	73	65

Определить подачу Q и мощность N насоса.

13.41. Центробежный насос с подачей $Q = 0,028 \text{ м}^3/\text{с}$ подает воду по трубопроводу диаметром $d = 150$ мм на высоту $H_c = 35$ м. Определить полный КПД насоса, если мощность, потребляемая насосом, $N = 15$ кВт, а суммарный коэффициент сопротивления (с учетом трения) $\sum \zeta = 10$.

13.42. Центробежный насос с заданной характеристикой (рис. 13.5) создает циркуляцию воды в замкнутом трубопроводе, для которого потребный напор $H_n = cQ^2$. При этом подача насоса $Q = 25$ л/с. Определить подачу насоса после обточки рабочего колеса до диаметра $D'_2 = 136$ мм. Диаметр колеса до обточки $D_2 = 148$ мм.

13.43. Центробежный насос с заданной характеристикой (рис. 13.20) подает воду в трубопровод, потребный напор для которого $H_n = f(Q)$. Определить подачу и напор при параллельной работе двух насосов.

13.44. На рис. 13.20 приведена характеристика центробежного насоса H и кривая потребного напора. Дросселированием сопротивление трубопровода увеличивается на 50 %. Определить подачу насоса и потребляемую насосом мощность.

13.45. Определить мощность на валу центробежного насоса, если подача насоса $Q = 7$ л/с, высота подъема $H_c = 25$ м, полные

потери напора $h_w = 5$ м, относительная плотность перекачиваемой жидкости $\delta = 1,05$.

13.46. Центробежный насос системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания работает с подачей $Q = 6$ л/с и с напором $H = 7$ м при частоте вращения $n_1 = 70$ с⁻¹. Определить потребляемую насосом мощность при увеличении частоты вращения до $n_2 = 120$ с⁻¹, если КПД насоса $\eta = 0,7$, а охлаждающая жидкость - тосол А-40, относительная плотность которой $\delta = 1,08$.

13.47. Центробежный насос с подачей $Q = 28$ л/с подает воду из колодца в напорный бак по трубе диаметром $d = 150$ мм. Определить полный КПД насоса, если мощность, потребляемая насосом, $N = 14$ кВт, высота подъема воды $H_r = 32$ м, а суммарный коэффициент сопротивления с учетом трения $\sum \zeta = 10,5$.

13.48. Центробежный насос подает воду на высоту $H_r = 25$ м. Определить мощность, потребляемую из электросети электродвигателем, непосредственно соединенным с насосом, при условии подача насоса $Q = 7$ л/с, потери напора в трубопроводе $h_w = 6$ м; КПД насоса и электродвигателя соответственно равны $\eta = 0,7$ и $\eta_d = 0,95$.

13.49. Определить предельную теоретическую высоту всасывания центробежного насоса с подачей $Q = 17$ л/с без учета запаса на кавитацию при температуре воды $t = 80$ °С и барометрическом давлении $p_{\text{атм}} = 760$ мм рт. ст. Диаметр всасывающего трубопровода $d = 100$ мм, а суммарный коэффициент сопротивления всасывающего трубопровода $\sum \zeta = 8,5$.

13.50. Центробежный насос с подачей $Q = 28$ л/с и напором $H = 70$ м установлен на высоте 1000 м над уровнем моря. Определить предельную высоту всасывания при температуре воды $t = 50$ °С, обеспечивающую отсутствие кавитации, если диаметр всасывающего трубопровода $d = 125$ мм, его длина $l = 10$ м, а эквивалентная длина местных сопротивлений $l_b = 13,5$ м. Коэффициент трения принять равным $\lambda = 0,028$.

13.51. Центробежный насос, потребляющий мощность 39 кВт при КПД $\eta = 0,85$, поднимает воду на высоту $H_r = 100$ м по трубопроводу диаметром $d = 150$ мм и длиной $l = 120$ м. Определить подачу насоса, приняв коэффициент сопротивления трения трубопровода $\lambda = 0,03$ и суммарный коэффициент местных сопротивлений $\sum \zeta = 12$.

ГЛАВА 14. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ПРИВОД

14.1. Общие сведения о гидроприводе

Гидравлический привод (гидропривод) – это совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение машин и механизмов посредством рабочей жидкости (гидравлической энергии).

Блок-схема гидропривода приведена на рис. 14.1. Гидравлическая энергия генерируется насосом Н и преобразуется гидродвигателем ГД в механическую энергию. Устройства управления УУ предназначены для изменения параметров потока в гидродинамиках, а также в насосах и гидродвигателях.

Гидропривод представляет собой «гидравлическую вставку» между приводным двигателем ЭД (электродвигателем) и нагрузкой М (машиной или механизмом) и выполняет те же функции, что и механическая передача (ременная, цепная или зубчатая, редуктор, кривошипно-шатунный механизм).

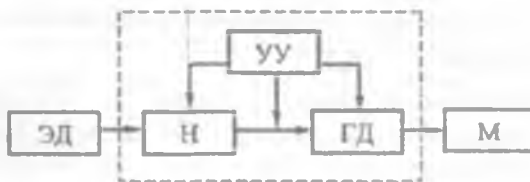


Рис.14.1

Приводом насоса могут быть электрический, карбюраторный, дизельный и другие двигатели, обеспечивающие необходимую приводную мощность и число оборотов вала насоса.

Гидропривод, в состав которого входит объемная гидромашина, а рабочая жидкость находится под давлением, называется объемным (ОГП).

Основные элементы гидропривода. В общем случае в состав гидропривода входят гидропередача, устройства управления, вспомогательные устройства и гидравлические линии.

Гидропередача состоит из насоса (преобразователя механической энергии в энергию жидкости), гидродвигателя (преобразователя энергии потока жидкости в механическую энергию).

К устройствам управления относят гидроаппараты для регулирования параметров рабочей жидкости (давления и расходы) и изменения направления потока жидкости в гидротрассах: гидрораспределители, гидроклапаны, гидродроссели и другие аппараты.

Вспомогательные устройства обеспечивают работу гидропривода во время эксплуатации. К ним относят кондиционеры рабочей жидкости (гидроемкости, теплообменники, гидроочистители), гидравлические реле времени.

Гидротрассы служат для прохождения рабочей жидкости и соединения элементов гидропривода в единую гидросистему. Конструктивно гидротрассы представляют собой трубы, гибкие рукава, колена, тройники, каналы сверления в гидротрассовых панелях.

Рассмотрим принцип действия схемы гидропривода, изображенной на рис. 14.2.

Рабочая жидкость из бака 1 через всасывающую гидротрассу 2 насосом 3 подается через напорную линию 4 в распределитель 5. При нейтральном положении распределительного элемента (золотника) рабочая жидкость по сливной линии 6 попадает в бак, т.е. насос работает вхолостую. Шток гидроцилиндра неподвижен, так как запорным элементом распределителя рабочая жидкость закрыта в штоковой и бесштоковой полостях.

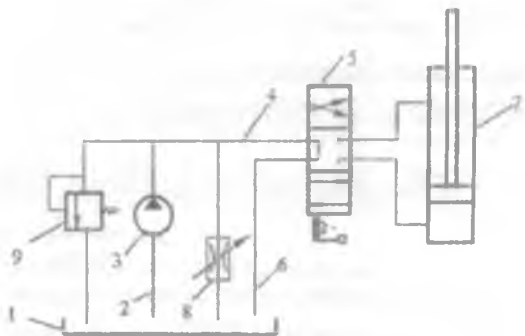


Рис. 14.2

При смещении золотника распределителя 5 вниз жидкость от насоса через распределитель поступает в бесштоковую полость гидроцилиндра 7. Из штоковой полости жидкость сливается в бак.

Поршень при этом движется вверх. При смещении золотника вверх жидкость от насоса попадает в штоковую полость гидроцилиндра, а из бесштоковой сливается в бак. Шток при этом перемещается вниз.

Скорость движения штока гидроцилиндра регулируют изменением проходного сечения дросселя 8, изменяя величину подачи насоса. Предохранительный клапан 9 предназначен для защиты гидропривода от резкого повышения давления в системе, превышающего номинальное давление насоса.

Гидродвигатели. Это устройства преобразования гидравлической энергии в механическую. Существуют гидродвигатели вращательного, поступательного и поворотного движения.

Гидродвигатель поступательного движения называется гидравлическим цилиндром, вращательного полноповоротного движения - гидромотором.

Расход рабочей жидкости в гидромоторе определяется по формуле

$$Q = \frac{q_m n_m}{\eta_{mo}}, \quad (14.1)$$

где q_m - рабочий объем гидромотора;

n_m - частота вращения вала гидромотора;

η_{mo} - объемный КПД гидромотора.

Перепад давления в гидромоторе определяется зависимостью

$$\Delta p = \frac{2\pi M}{q_m \eta_{mm}}, \quad (14.2)$$

где M - крутящий момент на валу гидромотора;

η_{mm} - механический КПД гидромотора.

Коэффициент полезного действия гидромотора определяется отношением полезной мощности гидромотора к подведенной (затраченной):

$$\eta_m = \frac{N_{мп}}{N_m}, \quad (14.3)$$

где $N_{мп} = M\omega_m = M2\pi n_m$.

КПД гидромотора можно определить также по формуле

$$\eta_{\text{г}} = \eta_{\text{гид}} \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{гид}} \quad (14.4)$$

где гидравлический КПД гидромотора.

Уравнение равновесия поршня в гидравлическом цилиндре без учета сил инерции можно представить в виде

$$p_1 \omega_1 = p_2 \omega_2 \pm R \pm F \quad (14.5)$$

где p_1, p_2 — давление соответственно в бесштоковой полости гидроцилиндра и штоковой; ω_1, ω_2 — площади поршня соответственно в бесштоковой и штоковой полостях; R - нагрузка на шток гидроцилиндра; F - суммарная сила трения штока и поршня,

$$F = F_1 + F_2$$

F_1 — сила трения поршня, $F_1 = \mu_1 \pi d b_1 (p_1 - p_2)$ — при толкающем штоке, $F_1 = \mu_1 \pi d b_1 (p_1 - p_2)$ — при тянущем штоке (μ_1 — коэффициент трения материала уплотнения о стенки цилиндра, при трении резины о сталь $\mu_1 = 0,1$, b_1 — ширина уплотнения поршня); $F_2 = \mu_2 \pi b_2 p_2 \mu_2$ — коэффициент трения материала уплотнения о шток; b_2 - ширина уплотнения штока); D - диаметр поршня; d - диаметр штока.

Гидравлические дроссели. Дроссель в гидроприводе представляет собой регулируемое (или нерегулируемое) местное сопротивление, площадь проходного отверстия которого можно изменять в процессе работы, изменяя тем самым расход жидкости. Существуют различные конструктивные исполнения дросселей: игольчатые, щелевые и втулочные.

Расход через дроссель любой конструкции определяется по формуле

$$Q_{\text{др}} = \mu_{\text{др}} \omega_{\text{др}} \sqrt{2g \frac{\Delta p_{\text{др}}}{\rho g}} \quad (14.6)$$

где $\mu_{\text{др}}$ — коэффициент расхода через дроссель (для щелевых и втулочных = 0,64...0,7, для игольчатых = 0,75...0,8); $\omega_{\text{др}}$ — площадь проходного сечения отверстия; $\Delta p_{\text{др}}$ — перепад давления в дросселе; g - ускорение свободного падения.

Определение КПД гидропривода. Полный КПД гидропривода поступательного движения определяется по формуле

$$\eta = \eta_n \eta_c \eta_u \quad (14.7)$$

или

$$\eta = \frac{p v \eta_u}{P_n Q_n} \quad (14.8)$$

где η_n - КПД насоса; η_c - КПД гидросистемы без учета объемных потерь, $\eta_c = (p_n - \sum \Delta p) / p_n$; p_n — давление насоса (рабочее); Δp — потери давления в гидросистеме; η_u — КПД гидроцилиндра; $P=R$ - усилие (нагрузка) на шток; v — скорость движения штока при рабочем ходе.

Полный КПД гидропривода вращательного движения определяется как произведение КПД насоса, мотора и гидросистемы:

$$\eta = \eta_n \eta_m \eta_c \quad (14.9)$$

или

$$\eta = \frac{M 2 \pi n_m \eta_n}{P_n Q_n} \quad (14.10)$$

14.2. Общие сведения о пневмоприводе

Объемный пневматический привод — это устройство, преобразующее энергию сжатого воздуха в механическую энергию.

В пневматических устройствах рабочим телом является сжатый воздух (смесь газов); он используется как в силовых системах (пневмопривод), так и для целей управления (пневмоавтоматика).

Газ — одно из агрегатных состояний вещества, в котором его частицы не связаны между собой молекулярными силами притяжения и хаотично движутся, заполняя весь предоставленный им объем. С точки зрения механики жидкости и газы различаются только сжимаемостью.

Произведение полезного объема на среднее давление газа в рабочем диапазоне давлений определяет накопленную энергию резервуара.

Любой объект, в котором используется газообразное вещество, можно отнести к газовым системам. Поскольку наиболее

доступным газом является воздух, состоящий из смеси множества газов, то его широкое применение для выполнения различных процессов обусловлено самой природой. В переводе с греческого *pneumatikos* - воздушный, чем и объясняется этимологическое происхождение названия пневматические системы. В технической литературе часто используется более краткий термин - пневматика.

Область и масштабы применения пневматического привода обусловлены его достоинствами и недостатками, вытекающими из особенностей свойств воздуха. В отличие от жидкостей, применяемых в гидроприводах, воздух, как и все газы, обладает высокой сжимаемостью и малой плотностью в исходном атмосферном состоянии (около $1,25 \text{ кг/м}^3$), значительно меньшей вязкостью и большей текучестью, причем его вязкость существенно возрастает при повышении температуры и давления. Отсутствие смазочных свойств воздуха и наличие некоторого количества водяного пара, который при интенсивных термодинамических процессах в изменяющихся объемах рабочих камер пневмомашин может конденсироваться на их рабочих поверхностях, препятствует использованию воздуха без придания ему дополнительных смазочных свойств и влагопонижения.

С учетом вышеописанных отличительных особенностей воздуха рассмотрим достоинства пневмопривода в сравнении с его конкурентами – гидро- и электроприводом.

1. Простота конструкции и технического обслуживания. Изготовление деталей пневмомашин и пневмоаппаратов не требует такой высокой точности изготовления и герметизации соединений, как в гидроприводе, т.к. возможные утечки воздуха не столь существенно снижают эффективность работы и КПД системы. Внешние утечки воздуха экологически безвредны и относительно легко устраняются. Затраты на монтаж и обслуживание пневмопривода несколько меньше из-за отсутствия возвратных пневмолиний и применения в ряде случаев более гибких и дешевых пластмассовых или резиновых (резинотканевых) труб. В этом отношении пневмопривод не уступает электроприводу. Кроме того, пневмопривод не требует специальных материалов для изготовления деталей, таких как медь, алюминий и т.п., хотя в ряде случаев они используются исключительно для снижения веса или трения в подвижных элементах.

2. Пожаро- и взрывобезопасность. Благодаря этому достоинству пневмопривод не имеет конкурентов для механизации работ в условиях, опасных по воспламенению и взрыву газа и пыли, например в шахтах с обильным выделением метана, в некоторых химических производствах, на мукомольных предприятиях, т.е. там, где недопустимо искрообразование. Применение гидропривода в этих условиях возможно только при наличии централизованного источника питания с передачей гидроэнергии на относительно большое расстояние, что в большинстве случаев экономически нецелесообразно.

3. Надежность работы в широком диапазоне температур, в условиях пыльной и влажной окружающей среды. В таких условиях гидро- и электропривод требуют значительно больших затрат на эксплуатацию, т.к. при температурных перепадах нарушается герметичность гидро систем из-за изменения зазоров и изолирующих свойств электротехнических материалов, что в совокупности с пыльной, влажной и нередко агрессивной окружающей средой приводит к частым отказам. По этой причине пневмопривод является единственным надежным источником энергии для механизации работ в литейном и сварочном производстве, в кузнечно-прессовых цехах, в некоторых производствах по добыче и переработке сырья и др. Благодаря высокой надежности пневмопривод часто используется в тормозных системах мобильных и стационарных машин.

4. Значительно больший срок службы, чем гидро- и электропривода. Срок службы оценивают двумя показателями надежности: гамма-процентной наработкой на отказ и гамма-процентным ресурсом. Для пневматических устройств циклического действия ресурс составляет от 5 до 20 млн. циклов в зависимости от назначения и конструкции, а для устройств нециклического действия около 10-20 тыс. часов. Это в 2 – 4 раза больше, чем у гидропривода, и в 10-20 раз больше, чем у электропривода.

5. Высокое быстродействие. Здесь имеется в виду не скорость передачи сигнала (управляющего воздействия), а реализуемые скорости рабочих движений, обеспечиваемых высокими скоростями движения воздуха. Поступательное движение штока пневмоцилиндра возможно до 15 м/с и более, а частота вращения выходного вала некоторых пневмомоторов (пневмотурбин) до 100 000 об/мин. Это достоинство в полной мере реализуется в приводах

циклического действия, особенно для высокопроизводительного оборудования. Например, в манипуляторах, прессах, машинах точечной сварки, в тормозных и фиксирующих устройствах, причем увеличение количества одновременно срабатывающих пневмоцилиндров в многоместных приспособлениях для зажима деталей практически не снижает время срабатывания. Большая скорость вращательного движения используется в приводах сепараторов, центрифуг, шлифовальных машин, бормашин и др. Реализация больших скоростей в гидроприводе и электроприводе ограничивается их большей инерционностью (масса жидкости и инерция роторов) и отсутствием демпфирующего эффекта, которым обладает воздух.

Несмотря на вышеописанные достоинства, применяемость пневмопривода ограничивается в основном экономическими соображениями из-за больших потерь энергии в компрессорах и пневмодвигателях, а также других недостатков, описанных ниже.

1. Высокая стоимость пневмоэнергии. Если гидро- и электропривод имеют КПД, соответственно, около 70 % и 90 %, то КПД пневмопривода обычно 5-15 % и очень редко до 30 %. Во многих случаях КПД может быть 1 % и менее. По этой причине пневмопривод не применяется в машинах с длительным режимом работы и большой мощности, кроме условий, исключаящих применение электроэнергии (например, горнодобывающие машины в шахтах, опасных по газу).

2. Относительно большой вес и габариты пневмомашин из-за низкого рабочего давления. Если удельный вес гидромашин, приходящийся на единицу мощности, в 5-10 раз меньше веса электромашин, то пневмомшины имеют примерно такой же вес и габариты, как последние.

3. Трудность обеспечения стабильной скорости движения выходного звена при переменной внешней нагрузке и его фиксации в промежуточном положении. Вместе с тем мягкие механические характеристики пневмопривода в некоторых случаях являются и его достоинством.

4. Высокий уровень шума, достигающий 95-130 дБ при отсутствии средств для его снижения. Наиболее шумными являются поршневые компрессоры и пневмодвигатели, особенно пневмомолоты и другие механизмы ударно-циклического действия. Наиболее шумные гидроприводы (к ним относятся

приводы с шестеренными машинами) создают шум на уровне 85-104 дБ, а обычно уровень шума значительно ниже, примерно как у электромашин, что позволяет работать без специальных средств шумопонижения.

5. **Малая скорость передачи сигнала** (управляющего импульса), что приводит к запаздыванию выполнения операций. Скорость прохождения сигнала равна скорости звука и, в зависимости от давления воздуха, составляет примерно от 150 до 360 м/с. В гидроприводе и электроприводе, соответственно, около 1000 и 300 000 м/с.

Инженерные расчеты пневмосистем сводятся к определению скоростей и расходов воздуха при наполнении и опорожнении резервуаров (рабочих камер двигателей), а также с его течением по трубопроводам через местные сопротивления. Вследствие сжимаемости воздуха эти расчеты значительно сложнее, чем расчеты гидравлических систем, и в полной мере выполняются только для особо ответственных случаев.

Основные закономерности течения воздуха (газа) такие же, как и для жидкостей, т.е. имеют место *ламинарный* и *турбулентный* режимы течения, установившийся и не установившийся характер течения, равномерное и неравномерное течение из-за переменного сечения трубопровода и все остальные кинематические и динамические характеристики потоков. Вследствие низкой вязкости воздуха и относительно больших скоростей режим течения в большинстве случаев турбулентный.

Для промышленных пневмоприводов достаточно знать закономерности установившегося характера течения воздуха. В зависимости от интенсивности теплообмена с окружающей средой расчеты параметров воздуха выполняются с учетом вида термодинамического процесса, который может быть от изотермического (с полным теплообменом и выполнением условия $T = \text{const}$) до адиабатического (без теплообмена).

При больших скоростях исполнительных механизмов и течения газа через сопротивления процесс сжатия считается адиабатическим с показателем адиабаты $k = 1,4$. В практических расчетах показатель адиабаты заменяют показателем политропы (обычно принимают $n = 1,3 \dots 1,35$), что позволяет учесть потери, обусловленные трением воздуха, и возможный теплообмен.

Процессы сжатия и расширения газов подчиняются закону Бойля – Мариотта:

$$p_1 V_1^n = p_2 V_2^n, \quad (14.11)$$

где V_1 и V_2 – объемы газа при постоянной температуре при давлениях p_1 и p_2 соответственно; n – степенной показатель.

Уравнение (14.11) связывает давление p_1 и объем V_1 в начале термодинамического процесса с аналогичными величинами (p_2 и V_2) в конце него.

Если состояние газа изменяется медленно, то есть происходит полный теплообмен с окружающей средой, то такой процесс называется изотермическим. Температура газа при этом не меняется и $n = 1$.

При работе в адиабатном режиме теплообмена с окружающей средой не происходит. Такое состояние наступает тогда, когда сжатие или расширение газа протекает очень быстро, и в этом случае $n = 1,4$.

В реальных условиях неизбежно происходит некоторый теплообмен между воздухом и деталями системы и имеет место так называемое политропное изменение состояния воздуха.

В основу расчетов течения воздуха положено известное уравнение Бернулли движения идеального газа

$$\gamma z + p + \frac{\rho v^2}{2} = \text{const}. \quad (14.12)$$

Слагаемые уравнения (14.12) выражаются в единицах давления, поэтому их часто называют «давлениями»:

γz – весовое давление;

p – статическое давление;

$\frac{\rho v^2}{2}$ – скоростное или динамическое давление.

На практике часто весовым давлением пренебрегают и уравнение Бернулли принимает следующий вид

$$p + \frac{\rho v^2}{2} = \text{const} \quad (14.13)$$

Сумму статического и динамического давлений называют полным давлением P_t . Таким образом, получим

$$p + \frac{\rho v^2}{2} = P_0 \quad (14.14)$$

При расчете газовых систем необходимо иметь в виду два принципиальных отличия от расчета гидросистем.

Первое отличие заключается в том, что определяется не объемный расход воздуха, а массовый. Это позволяет унифицировать и сравнивать параметры различных элементов пневмосистем по стандартному воздуху ($\rho = 1,25 \text{ кг/м}^3$, $v = 14,9 \text{ м}^2/\text{с}$ при $p = 101,3 \text{ кПа}$ и $t = 20^\circ\text{C}$). В этом случае уравнение расходов записывается в виде

$$Q_{m1} = Q_{m2} \quad \text{или} \quad v_1 V_1 S_1 = v_2 V_2 S_2 \quad (14.15)$$

Второе отличие заключается в том, что при сверхзвуковых скоростях течения воздуха изменяется характер зависимости расхода от перепада давлений на сопротивлении. В связи с этим существуют понятия подкритического и надкритического режимов течения воздуха. Смысл этих терминов поясняется ниже.

Рассмотрим истечение газа из резервуара через небольшое отверстие при поддержании в резервуаре постоянного давления (рис. 14.3). Будем считать, что размеры резервуара настолько велики по сравнению с размерами выходного отверстия, что можно полностью пренебрегать скоростью движения газа внутри резервуара, и, следовательно, давление, температура и плотность газа внутри резервуара будут иметь значения P_0 , ρ_0 и T_0 .

Скорость истечения газа можно определять по формуле для истечения несжимаемой жидкости, т.е.

$$v = \sqrt{2gH} = \sqrt{2g \frac{P_0 - P}{\gamma_0}} \quad (14.16)$$

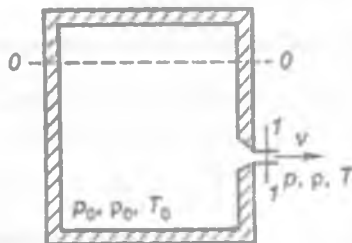


Рис. 14.3.

Массовый расход газа, вытекающего через отверстие, определяем по формуле

$$Q_m = \omega_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0 \rho_0 \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (14.17)$$

где ω_0 – площадь сечения отверстия.

Отношение p/p_0 называется *степенью расширения газа*. Анализ формулы (14.17) показывает, что выражение, стоящее под корнем в квадратных скобках, обращается в ноль при $p/p_0 = 1$ и $p/p_0 = 0$. Это означает, что при некотором значении отношения давлений массовый расход достигает максимума Q_{max} . График зависимости массового расхода газа от отношения давлений p/p_0 показан на рис.14.4.

Отношение давлений p/p_0 , при котором массовый расход достигает максимального значения, называется критическим. Можно показать, что критическое отношение давлений равно

$$\left(\frac{p}{p_0} \right)_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (14.18)$$

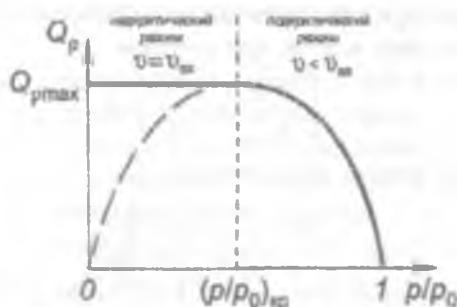


Рис.14.4.

Как видно из графика, показанного на рис.14.4, при уменьшении p/p_0 по сравнению с критическим расход должен уменьшаться (пунктирная линия) и при $p/p_0 = 0$ значение расхода должно быть

равно нулю ($Q_m = 0$). Однако в действительности это не происходит.

В действительности при заданных параметрах p_0 , ρ_0 и T_0 расход и скорость истечения будут расти с уменьшением давления вне резервуара p до тех пор, пока это давление меньше критического. При достижении давлением p критического значения расход становится максимальным, а скорость истечения достигает критического значения, равного местной скорости звука. Критическая скорость определяется известной формулой

$$v_m = \sqrt{k \frac{p}{\rho}}$$

После того, как на выходе из отверстия скорость достигла скорости звука, дальнейшее уменьшение противодавления p не может привести к увеличению скорости истечения, так как, согласно теории распространения малых возмущений, внутренний объем резервуара станет недоступен для внешних возмущений: он будет «заперт» потоком со звуковой скоростью.

Все внешние малые возмущения не могут проникнуть в резервуар, так как им будет препятствовать поток, имеющий ту же скорость, что и скорость распространения возмущений. При этом расход не будет меняться, оставаясь максимальным, а кривая расхода примет вид горизонтальной линии.

Таким образом, существует две зоны (области) течения:

Подкритический режим, при котором

$$\left(\frac{p}{p_0} \right) < \left(\frac{p}{p_0} \right)_{кр}$$

надкритический режим, при котором

$$0 < \left(\frac{p}{p_0} \right) < \left(\frac{p}{p_0} \right)_{кр}$$

В над критической зоне имеет место максимальная скорость и расход, соответствующие критическому расширению газа. Исходя из этого при определении расходов воздуха предварительно определяют по перепаду давления режим истечения (зону), а затем расход. Потери на трение воздуха учитывают коэффициентом расхода μ , который с достаточной точностью можно вычислить по формулам для несжимаемой жидкости ($\mu = 0,1 \dots 0,6$).

Окончательно скорость и максимальный массовый расход в подкритической зоне, с учетом сжатия струи определяются по формулам

$$v = \sqrt{\frac{2}{k-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]},$$

$$Q_m = \mu \omega_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0 \rho_0 \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}.$$

В промышленности используются различные конструкции машин для подачи воздуха под общим названием воздуходувки. При создании избыточного давления до 0,015 МПа они называются вентиляторами, а при давлении свыше 0,115 МПа – компрессорами.

Вентиляторы относятся к лопастным машинам динамического действия и кроме своего основного назначения – проветривания – применяются в пневмотранспортных системах и низконапорных системах пневмоавтоматики.

В пневмоприводах источником энергии служат компрессоры с рабочим давлением в диапазоне 0,4...1,0 МПа. Они могут быть объемного (чаще поршневые) или динамического (лопастные) действия.

По виду источника и способу доставки пневмоэнергии различают магистральный, компрессорный и аккумуляторный пневмопривод.

Магистральный пневмопривод характеризуется разветвленной сетью стационарных пневмо линий, соединяющих компрессорную станцию с цеховыми, участковыми потребителями в пределах одного или нескольких предприятий. Компрессорная станция оборудуется несколькими компрессорными линиями, обеспечивающими гарантированное снабжение потребителей сжатого воздуха с учетом возможной неравномерной работы последних. Это достигается установкой промежуточных накопителей пневмоэнергии (ресиверов) как на самой станции, так и на участках. Пневмолинии обычно резервируются, чем обеспечивается удобство их обслуживания и ремонта. Типовой комплект устройств, входящих в систему подготовки воздуха, показан на принципиальной схеме компрессорной станции (рис.14.5).

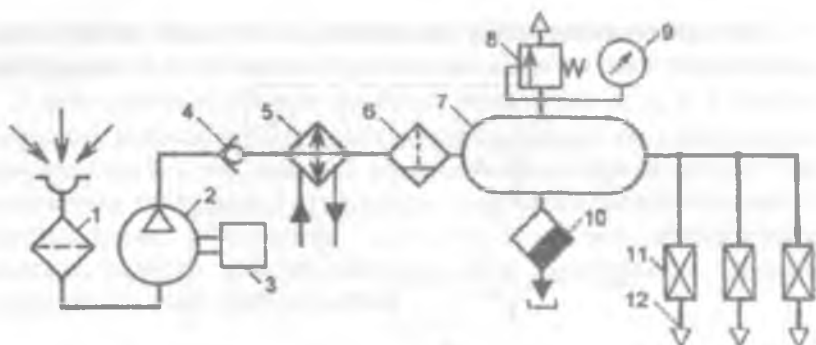


Рис.14.5. Принципиальная схема компрессорной станции

Компрессор 2 с приводным двигателем 3 всасывает воздух из атмосферы через заборный фильтр 1 и нагнетает в ресивер 7 через обратный клапан 4, охладитель 5 и фильтр-влагоотделитель 6. В результате охлаждения воздуха водяным охладителем 5 происходит конденсация 70-80 % содержащейся в воздухе влаги, улавливаемой фильтром-влагоотделителем, со 100-процентной относительной влажностью и воздух поступает в ресивер 7, который аккумулирует пневмоэнергию и сглаживает пульсацию давления. В нем происходит дальнейшее охлаждение воздуха и конденсация некоторого количества влаги, которая по мере накопления удаляется вместе с механическими примесями через вентиль 10. Ресивер обязательно оборудуется одним или несколькими предохранительными клапанами 8 и манометром 9. Из ресивера воздух отводится к пневмолиниям 12 через краны 11. Обратный клапан 4 исключает возможность резкого падения давления в пневмосети при отключении компрессора.

Исполнительными устройствами пневмоприводное называются различные механизмы, обеспечивающие преобразование избыточного давления воздуха или вакуума в рабочее усилие. Если при этом рабочий орган совершает движение относительно псевдоустройства, то он называется пневмодвигателем, а если движения нет или оно происходит совместно с псевдоустройством, то оно называется пневмоприжимом или пневмозахватом.

Пневмодвигатели могут быть, как и гидродвигатели, вращательного или поступательного действия и называются, соответственно, пневмомоторами и пневмоцилиндрами. Конструктивное исполнение этих устройств во многом похоже на их гидравлические

аналоги. Наибольшее применение получили шестеренные, пластинчатые и радиально-поршневые пневмомоторы объемного действия.



ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 14.1. Определить необходимую подачу насоса и коэффициент полезного действия (КПД) гидравлического привода, схема которого изображена на рис. 14.3. КПД насоса $\eta_n = 0,74$, рабочий объем гидромотора $q_m = 63 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, частота вращения вала $n_m = 12 \text{ с}^{-1}$, крутящий момент на валу гидромотора $M_m = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$. КПД гидромотора: механический $\eta_{mm} = 0,82$, объемный $\eta_{mo} = 0,91$. Потери (перепад) давления в распределителе $\Delta p_p = 0,15 \text{ МПа}$. Длина гидролиний (общая) $l = 7 \text{ м}$, диаметр труб $d = 0,02 \text{ м}$. Коэффициент местного сопротивления поворота трубы (колена) $\zeta = 0,2$, количество поворотов $m = 6$. Коэффициент трения $\lambda = 0,035$. Плотность рабочей жидкости $\rho_m = 780 \text{ кг/м}^3$.

Решение. Подача насоса, без учета утечек, должна быть равна расходу через гидромотор, который определяем по выражению

$$Q_H = Q_M = \frac{q_m n_m}{\eta_{mo}} = \frac{63 \cdot 10^{-6} \cdot 12}{0,91} = 0,83 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Потери давления в гидролиниях определяем по формуле

$$\begin{aligned} \Delta p_c &= \rho_m \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{Q^2}{2\omega^2} = 780 \left(0,035 \frac{7}{0,02} + 1,2 \right) \frac{(0,83 \cdot 10^{-3})^2}{2 \frac{3,14^2 - 0,02^4}{16}} = \\ &= 36650 \text{ Па} = 0,037 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Перепад давления в гидромоторе

$$\Delta p_M = \frac{2\pi M_m}{q_m \eta_{mm}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 50}{63 \cdot 10^{-6} \cdot 0,82} = 6,078 \cdot 10^6 \text{ Па} = 6,1 \text{ МПа}.$$

Необходимое давление насоса

$$p_H = \Delta p_m + 2\Delta p_p + \Delta p_c = 6,1 + 2 \times 0,15 + 0,037 = 6,437 \approx 6,44 \text{ МПа}.$$

КПД гидропривода

$$\eta = \frac{M_H \omega \eta_H}{p_H Q_H} = \frac{50 \cdot 6,28 \cdot 12 \cdot 0,74}{6,44 \cdot 10^6 \cdot 0,83 \cdot 10^{-3}} = 0,53.$$



ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

Задача 14.1. Определить момент M_H развиваемый гидромотором, полезную мощность N_H и частоту вращения n_H вала гидромотора, если давление насоса равно, p_H перепад давления на гидромоторе Δp подача насоса Q_H рабочий объем гидромотора q_M .

Схема гидропривода представлена на рис. 14.6. Механический и объемный КПД гидромотора соответственно. $\eta_{м.м} = 0,9$, $\eta_{м.о} = 0,92$. Потери напора в гидрولينиях не учитывать. Плотность рабочей жидкости ρ_m . Площадь проходного отверстия дросселя $\omega_{др}$, коэффициент расхода дросселя $\mu_{др}$.

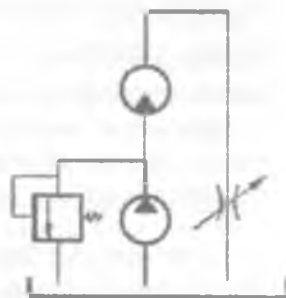


Рис. 14.6

Задающий параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Q_n	$\text{м}^3/\text{с} \cdot 10^{-3}$	0,58	0,2	0,3	0,42	1,1	1,2	0,6	0,1	0,2	0,7
P_n	МПа	6,3	4,0	5,0	5,5	6,5	6,6	6,0	6,1	4,5	5,3
Δp_n	МПа	6,0	3,8	4,8	5,2	6,2	6,2	5,8	5,1	4,1	5,1
q_m	$\text{м}^3 \cdot 10^{-4}$	70	35	40	35	30	70	18	21	35	71
ρ_m	$\text{кг}/\text{м}^3$	750	800	850	700	750	800	850	73	800	850
ω_d	$\text{м}^3 \cdot 10^{-4}$	30	10	16	20	65	60	25	11	20	51
μ_d	—	0,70	0,60	0,75	0,65	0,70	0,68	0,65	0,4	0,70	0,65

Потери давления в распределителе $\Delta p = 0,25$ МПа. Длина гидролиний l , внутренний диаметр линии d , количество поворотов m , коэффициент местного сопротивления одного поворота $\zeta = 0,2$, коэффициент трения $\lambda = 0,03$. Плотность рабочей жидкости ρ_m .

Задача 14.2. Определить необходимую подачу насоса и КПД гидропривода (схема на рис. 14.7), если КПД насоса η_n , рабочий объем гидромотора q_m , частота вращения вала гидромотора n_m крутящий момент на валу гидромотора M_m , механический КПД гидромотора $\eta_{м.м} = 0,8$, объемный КПД гидромотора $\eta_{м.о} = 0,90$.

Потери давления в распределителе $\Delta p = 0,25$ МПа. Длина гидролиний l , внутренний диаметр линии d , количество поворотов m , коэффициент местного сопротивления одного поворота $\zeta = 0,2$, коэффициент трения $\lambda = 0,03$. Плотность рабочей жидкости ρ_m .

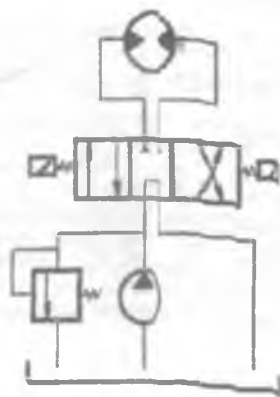


Рис. 14.7

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
η_m	—	0,7	0,75	0,78	0,72	0,75	0,70	0,77	0,79	0,70	0,72
q_m	$\text{м}^3 \cdot 10^{-4}$	200	180	160	140	125	112	100	90	80	71
n_m	с^{-1}	10	8	7	6	5	4	3	4	3	4
M_m	$\text{Н} \cdot \text{м}$	100	80	60	50	40	30	25	20	15	10
l	м	5	6	7	8	9	5	6	7	8	9
d	м	0,025	0,02	0,02	0,025	0,02	0,25	0,2	0,2	0,15	0,15
m	—	4	6	4	6	4	6	8	4	6	8
ρ_m	кг/м^3	900	850	800	750	950	850	800	750	800	850

Задача 14.3. Определить частоту вращения n_m вала гидромотора, перепад давления на гидромоторе Δp_m , полезную мощность на валу гидромотора, если момент на валу гидромотора равен M_m , давление насоса p_n , подача насоса Q_n , рабочий объем гидромотора q_m (см. схему гидропривода на рис. 14.6). Площадь проходного отверстия дросселя ω_d , коэффициент расхода через дроссель μ_d . Механический и объемный КПД насоса и гидромотора соответственно равны: $\eta_{nm} = 0,85$, $\eta_{no} = 0,72$; $\eta_{mm} = 0,9$, $\eta_{mo} = 0,92$. Потери напора в гидролиниях не учитывать. Плотность рабочей жидкости ρ_m .

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Q_H	$\text{м}^3/\text{с} \cdot 10^{-3}$	0,58	0,2	0,3	0,42	1,1	1,2	0,6	0,3	0,2	0,7
P_H	МПа	6,3	4,0	5,0	5,5	6,5	6,6	6,0	6,3	4,5	5,5
Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
q_M	$\text{м}^3 \cdot 10^{-6}$	70	35	40	35	30	70	18	25	35	70
M_M	Н·м	60	19	27,5	26	27	62	15	21	20	51
$\omega_{др}$	$\text{м}^2 \cdot 10^{-6}$	30	10	16	20	65	60	25	15	20	50
P_M	$\text{кг}/\text{м}^3$	750	800	850	700	750	800	850	750	800	850
$\mu_{др}$	—	0,70	0,60	0,75	0,65	0,70	0,68	0,65	0,60	0,70	0,65

Задача 14.4. На рис. 14.8 приведена гидравлическая схема объемного гидропривода вращательного движения с дроссельным регулированием.

Известны: рабочий объем гидромотора q_M , механический η_{MM} и объемный η_{MO} КПД гидромотора; крутящий момент на валу гидромотора M_{MK} ; рабочий объем насоса q_H ; объемный КПД насоса $\eta_{HO} = 0,9$, КПД насоса $\eta_H = 0,85$; частота вращения вала насоса $n_H = 16 \cdot 1/\text{с}$; потери давления в распределителе Δp_p , дросселе $\Delta p_{др}$, фильтре Δp_ϕ . Переливной клапан отрегулирован на давление $P_{ПК} = 8 \text{ МПа}$.

Требуется определить:

- 1) расход в гидромоторе Q_M ;
- 2) частоту вращения вала гидромотора n_M ;
- 3) подачу насоса Q_H ;
- 4) потребляемую гидроприводом мощность;
- 5) КПД гидропривода.

306

Задача 14.5. Принципиальная схема нерегулируемого объемного гидропривода поступательного движения приведена на рис. 14.9. Известны: диаметр гидравлического цилиндра $D_{\text{ц}}=100$ мм; диаметр штока $d_{\text{ш}}=50$ мм; ход поршня $S=450$ мм; усилие на штоке при рабочем ходе $F_{\text{т}}$ сила трения в уплотнениях поршня и штока гидроцилиндра $F_{\text{Т}}$; частота рабочих циклов (число циклов в секунду) i ; потери давления в распределителе $\Delta p_{\text{р}}$, в фильтре $\Delta p_{\text{ф}}$.

Определить:

- 1) подачу насоса $Q_{\text{н}}$;
- 2) скорость движения штока при рабочем $v_{\text{р.х.}}$, холостом v ходе (рабочий ход соответствует выходу штока из цилиндра);
- 3) давление насоса при рабочем ходе поршня;
- 4) давление насоса при холостом ходе поршня (при холостом ходе считать $p=0$);
- 5) КПД гидропривода при рабочем ходе $\eta_{\text{г}}$ (КПД насоса принять равным 0,8).

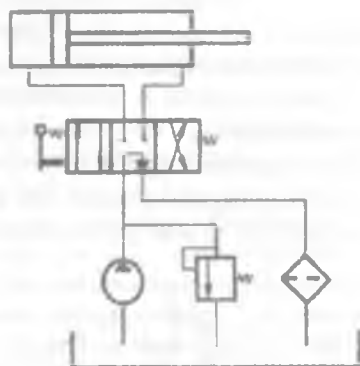


Рис. 14.9

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P	кН	12	25	30	50	40	35	25	12	50	50
$F_{\text{т}}$	кН	1,0	2,5	3,0	5,0	4,0	3,5	2,5	1,2	5,0	4,0
i	1/с	0,075	0,0725	0,031	0,105	0,105	0,096	0,15	0,15	0,14	0,2
$\Delta p_{\text{р}}$	МПа	0,1	0,1	0,2	0,2	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
$\Delta p_{\text{ф}}$	МПа	0,1	0,1	0,15	0,1	0,1	0,1	0,15	0,1	0,1	0,1

Задача 14.6. Диаметр гидравлического цилиндра D , диаметр штока d . При рабочем ходе штока давление в бесштоковой полости цилиндра $p_{\text{б}}$, а в штоковой полости $p_{\text{ш}}=0,5$ МПа. Уплотнение штока и поршня выполнено шевронными резиновыми манжетами (ширина уплотнения штока $b_{\text{ш}}=15$ мм, ширина уплотнения поршня

$b_n = 30 \text{ мм}$). Схема гидравлического цилиндра представлена на рис. 14.10.

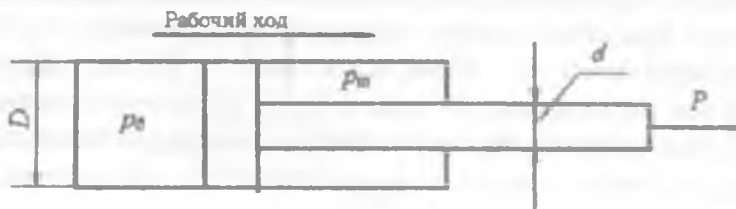


Рис.14.10

Требуется определить:

- 1) силу трения в уплотнениях поршня F_n и штока F_m при рабочем ходе;
- 2) усилие на штоке P ;
- 3) КПД гидроцилиндра при рабочем ходе (рабочий ход соответствует выходу штока из цилиндра).

Заданный параметр	Ед. измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D	мм	25	32	36	40	45	50	50	80	100	100
d	мм	12	16	18	20	22	25	32	40	50	60
p_0	МПа	16	14	12	10	12	14	16	14	12	10

ГЛОССАРИЙ

- Абсолютное давление** — напряжение сжатия, появляющееся в результате действия на жидкость сжимающих сил. Давление, отсчитываемое от полного вакуума.
- Абсолютный покой** — покой жидкости, при котором действует только сила тяжести.
- Безнапорное движение жидкости** — движение жидкости, при котором имеется свободная поверхность жидкости.
- Вентиль** — клапан в трубопроводах, аппаратах, служащий для запора потока жидкости, пара, газа.
Вентили различают по назначению на запорные, запорно-регулирующие, а также специальные.
По конструкции вентили различают на: угловой, прямоточный, смесительный и проходной. Прямоточный и проходной вентили имеют похожую конструкцию и различаются только способом крепления в трубопроводе.
- Внешние силы** — силы, приложенные к частицам рассматриваемого объема жидкости со стороны жидкости окружающей этот объем.
- Внутренние силы** — силы, возникающие внутри жидкости в результате воздействия на нее внешних сил.
- Вязкость.** — коэффициент пропорциональности между касательными напряжениями и скоростью сдвига слоев жидкости, характеризующий интенсивность сил межмолекулярного взаимодействия при сдвиговой деформации (движение жидкости).
Зависит от структуры жидкости.
Уменьшается при увеличении температуры.
- η - динамический коэффициент вязкости;
 ν - кинематический коэффициент вязкости;
 $[\eta] = \text{Па} \cdot \text{с}$; $[\nu] = \text{м}^2/\text{с}$;
 $\nu = \eta/\rho$,
где ρ - плотность жидкости.
- Вязкость жидкостей** — свойство жидкостей оказывать сопротивление перемещению слоев жидкости относительно друг друга.

Геометрическое подобие	— подобие поверхностей, которые ограничивают потоки жидкостей соответственно модели и натуры.
Гидравлический цилиндр	— (объемный гидродвигатель) силовой орган гидропривода с возвратно-поступательным движением поршня или цилиндра.
Гидродинамическое подобие	— геометрическое, кинематическое и динамическое подобие потоков несжимаемой жидкости.
Гидродроссель	— регулирующий гидроаппарат, предназначенный для получения заданной величины расхода при данной величине перепада давления в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости.
Гидролинии	— устройства, предназначенные для объединения отдельных элементов объемного гидропривода в единую гидросистему, по которым происходит движение рабочей жидкости от одного гидроаппарата к другому в процессе работы объемного гидропривода.
Гидромотор	— механизм, предназначенный для превращения энергии жидкости в механическую энергию. После преобразования энергия передается на выходной вал, который принимает уже преобразованную энергию. Вал вращается, обеспечивая работу всей машины.
Гидронасос	— механизм, предназначенный для превращения энергии потока жидкости в механическую энергию.
Гидропривод	— совокупность устройств-гидромашин и гидроаппаратов, предназначенных для передачи механической энергии и преобразования движения при помощи жидкости. По принципу действия гидромашин гидроприводы делятся на объемные и гидродинамические.
Гидрораспределители	— направляющая гидроаппаратура, предназначенная для изменения направления потока рабочей жидкости путем полного открытия или полного закрытия проходного сечения.
Гидростатика	— раздел гидравлики, в котором рассматриваются законы покоя жидкостей и твердых тел, погруженных в жидкость.

Гидротрансформатор

— гидродинамическая передача с тремя лопаточными колёсами (насосным, турбинным и направляющим или реакторным), используемая для регулирования крутящего момента или частоты вращения вала машин.

Давление в точке поверхности

$$p = \lim_{\Delta\omega \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta\omega}$$

— отношение нормальной сжимающей силы ΔP к площади поверхности $\Delta\omega$ при $\Delta\omega \rightarrow 0$. Распределение давлений по поверхности называется эпюрой.

Давление насыщенного пара

$$p_{\text{н.п.}} = f(t),$$

— давление, при котором из жидкости выделяются пузырьки пара (жидкость кипит). Давление насыщенного пара зависит от рода жидкости и температуры. С увеличением температуры возрастает.

Давление манометрическое - p_m , вакуумметрическое - p_v

$$p_m = p - p_{\text{ат}};$$
$$p_v = p_{\text{ат}} - p.$$

— показание мановакуумметра.

Мановакуумметр измеряет избыток или недостаток абсолютного давления p в месте подсоединения прибора над атмосферным. По показаниям прибора p_m или p_v можно вычислить абсолютное давление p :

$$p = p_{\text{ат}} + p_m;$$

$$p = p_{\text{ат}} - p_v.$$

Давление атмосферное $p_{\text{ат}}$.

— сила давления столба воздушной атмосферы на единицу поверхности Земли. В технике за среднее атмосферное давление принимается величина:

$$p_{\text{ат}} = 0,1 \text{ МПа}$$

Диаметр гидравлический d_r ;

$$d_r = d$$

- для круглой трубы;

$$d_r = D - d$$

- для кольцевого сечения.

— характерный линейный размер сечения потока:

$$d_r = 4 \cdot \omega / \Pi,$$

где ω - площадь поперечного сечения потока; Π - смоченный периметр (длина контакта в сечении потока между жидкостью и твердыми стенками).

Динамическое подобие

— пропорциональность сил, действующих на сходственные элементы кинематически подобных потоков, и равенство углов, характеризующих направления действия этих сил.

Динамический насос	— машина для создания напорного потока жидкой среды, посредством силового воздействия на жидкость в проточной камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом насоса.
Живое сечение потока жидкости	— сечение, которое в каждой своей точке нормально к векторам скоростей частиц жидкости.
Жидкость	— физическое тело, не обладающее способностью сохранять свою форму (из-за слабой связи между отдельными ее частицами).
Закон Архимеда	— подъемная сила, действующая на тело со стороны жидкости, равна силе тяжести жидкости, вытесняемой телом.
Закон гидростатического давления	— гидростатическое давление в любой точке жидкости равно сумме поверхностного давления и давления столба жидкости над этой точкой.
Закон неразрывности потока жидкости	— (основной закон гидродинамики); при установившемся движении жидкости произведение средней скорости движения на площадь живого сечения является величиной постоянной, т.е. $v\omega = \text{const}$.
Закон сохранения объёмного расхода	— через любое сечение потока при движении малосжимаемой жидкости за единицу времени проходит одно и то же объемное количество вещества: $Q = v_1 \cdot \omega_1 = v_2 \cdot \omega_2 = \dots = \text{const};$ $v_1, v_2, \dots$ — средние скорости в сечениях; $\omega_1, \omega_2, \dots$ — площади сечений потока.
Закон сохранения энергии $E = E_{\text{п}} + E_{\text{к}};$ $E_{\text{п}} = m g z + m \cdot p / \rho;$ $E_{\text{к}} = m \cdot v^2 / 2;$ $m g z_1 + m \cdot p_1 / \rho + m \cdot v_1^2 / 2 =$ $m g z_2 + m \cdot p_2 / \rho + m \cdot v_2^2 / 2 + \Delta E;$	— жидкость в сечении потока обладает запасом потенциальной энергии $E_{\text{п}}$ и кинетической $E_{\text{к}}$. При движении жидкости: 1. Кинетическая энергия может переходить в потенциальную и наоборот; 2. Часть полной энергии жидкости ΔE безвозвратно — теряется, затрачивается на работу по преодолению силы трения и на работу по деформации потока при прохождении жидкости через местные сопротивления.

Идеальная жидкость	— жидкость, которая не обладает свойствами температурного расширения, сжимаемости и вязкости, т.е. имеет идеальную подвижность.
Избыточное (манометрическое) давление	— давление больше атмосферного.
Кавитация	— кипение жидкости при нормальных температурах и пониженном давлении (меньшем атмосферного), сопровождающееся схлопыванием пузырьков пара в областях повышенного давления. Кавитация возникает в тех сечениях потока, где давление падает до величины давления насыщенного пара. Кавитация может возникнуть:
$p > p_{\text{нас}}$ - условие отсутствия кавитации	1. На входе в насос.
$p < p_{\text{нас}}$ - необходимое условие для возникновения кавитации	2. В местах резкого сужения потока (внутри насадка, струйный насос и др.).
$p < p_{\text{нас}}$ - достаточное условие для возникновения кавитации	3. В опасном сечении сифонного трубопровода.
Кавитационный запас	— превышение полного напора жидкости во всасывающем патрубке насоса над давлением $p_{\text{нас}}$ насыщенных паров этой жидкости.
Кавитационный режим насоса	— режим работы насоса в условиях кавитации, вызывающей изменение основных технических показателей.
Кинематическое подобие	— подобие линий тока жидкостей и пропорциональность сходственных скоростей.
Критическая скорость	— скорость, при которой для данной жидкости и определенного диаметра трубопроводов происходит смена режимов движения.
Ламинарное движение	— струйчатое (или слоистое) течение без перемешивания частиц жидкости и без пульсации скорости и давления.
Метацентр	— точка пересечения подъемной силы с осью плавания.
Модуль объемной упругости	— коэффициент пропорциональности между сжимающим напряжением в жидкости (давлением) и относительной объемной деформацией.
$p = -E \Delta V / V$ - закон Гука	Модуль упругости E определяет интенсивность сил межмолекулярного взаимодействия (сил отталкивания) при всестороннем сжатии.

Мощность потока жидкости	— энергия массы жидкости, проходящей за единицу времени через сечение потока. $N = \rho \cdot Q = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q,$ где H — энергия единицы веса жидкости (напор).
Напорное движение жидкости	— движение, при котором поток жидкости со всех сторон ограничен твердыми стенками.
Напряжение	— отклик материала на деформацию. Связь между напряжениями и деформациями определяется структурой вещества.
Напор	— энергия, отнесенная к весу жидкости.
Насосы	— машины для создания напорного потока жидкой среды. Этот поток создается в результате силового воздействия на жидкость в рабочей камере насоса. По характеру силового воздействия, а следовательно, и по виду рабочей камеры различают насосы объемные и динамические. В динамическом насосе силовое воздействие на жидкость осуществляется в проточной камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом насоса. В объемном насосе силовое воздействие на жидкость происходит в рабочей камере, периодически изменяющей свой объем и попеременно сообщаемой со входом и выходом насоса.
Неньютоновские жидкости	— жидкости, структура которых и, следовательно, вязкость изменяются при изменении скорости сдвига (органические вещества, суспензии и др.).
Ньютоновские жидкости	— жидкости с постоянной вязкостью (с простой внутренней структурой).
Неравномерное движение жидкости	— движение, при котором параметры потока переменные.
Неразрывное движение жидкости	— жидкости с постоянной вязкостью (с простой внутренней структурой). Вид движения, при котором жидкость движется сплошным потоком, образуя сплошную среду, заполняющую пространство.
Объемная подача насоса, Q (м ³ /с)	— объем жидкости, подаваемой насосом в единицу времени. Применяются также понятия

	массовая подача Q_m (кг/с) и весовая подача G (кг/с).
Объемный КПД	— обозначает соотношение между эффективным объемным потоком и теоретическим объемным потоком на основе кинематики водоизмещения и числа оборотов.
Оптимальный режим насоса	— режим работы насоса при наибольшем значении к. п. д. Номинальный режим насоса - режим работы насоса, обеспечивающий заданные технические показатели.
Остойчивость	— способность плавающих тел возвращаться в исходное положение после того, как они были выведены из этого положения вследствие воздействия каких-либо внешних сил.
Ось плавания	— ось, проходящая через центр масс плавающего тела и центр водоизмещения.
Плавучесть	— это способность тел плавать в погруженном состоянии.
Пневмопривод	— совокупность устройств, в число которых входит один или несколько объемных пневмодвигателей, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством газа под давлением.
Пьезометр	— вертикальная стеклянная трубка, верхний конец которой открыт в атмосферу, а нижний присоединен к сосуду в том месте, где требуется измерить избыточное давление.
Подача насоса	— объем жидкости, подаваемый насосом в напорный трубопровод в единицу времени.
Равномерное движение жидкости	— такой вид движения, при котором параметры, характеризующие это движение, не меняются по длине потока.
Разрежение (вакуумметрическое давление)	— давление меньше атмосферного.
Расход	— количество жидкости, проходящей через сечение потока за единицу времени. Объемный расход: $Q = W/t = v \cdot \omega$ Массовый расход: $Q_m = m/t = \rho \cdot v \cdot \omega$ Весовой расход: $Q_G = G/t = \rho \cdot g \cdot v \cdot \omega$
Расходомер	— для измерения расхода жидкости.
Реальная жидкость	— жидкость, которая обладает всеми

Рейнольдса критерий	физическими свойствами жидкости и является легко подвижной и однородной. — мера отношения сил инерции к силам трения в потоке ньютоновской жидкости.
Re	$Re = v \cdot d \cdot \rho / \eta = v \cdot d / \nu$
Рейнольдса критерий критический	— число Re , при котором происходит переход от ламинарного режима движения к турбулентному. $Re_{кр}$ зависит от формы сечения канала и от структуры жидкости.
$Re_{кр}$	
Сжимаемость жидкостей	— свойство жидкостей изменять свой объем при изменении давления.
Сила давления жидкости на плоскую поверхность	— мера взаимодействия между жидкостью и поверхностью, равна произведению давления в центре тяжести поверхности на ее площадь:
	$P = p_{ст} \cdot \omega$
Скорость средняя v	— скорость, с которой должны были бы двигаться все частицы через данное сечение потока, чтобы сохранился расход, соответствующий действительному распределению скоростей в сечении.
Скорость витания	— скорость осаждения твердой частицы в потоке жидкости.
Скорость звука	— одна из физических характеристик вещества. Для несжимаемой жидкости $c = \sqrt{\frac{E_c}{\rho}}$, где E_c - модуль упругости жидкости ; ρ - плотность. Со скоростью звука распространяется ударная волна (импульс давления) в абсолютно жестком трубопроводе при гидравлическом ударе. Со скоростью звука распространяются все малые возмущения в среде.
Температурное расширение	— свойство жидкости изменять свой объем при изменении температуры.
Турбулентное движение	— течение, сопровождающееся интенсивным перемешиванием жидкости и пульсацией скоростей и давления.
Удельный вес	— отношение веса жидкости к его объему.

Упругость жидкостей	— способность жидкости принимать свой прежний объем после снятия внешней нагрузки.
Установившееся движение жидкости	— такой вид движения, при котором параметры, характеризующие движение, не изменяются во времени.
Центр весового давления жидкости	— точка на поверхности, через которую проходит вектор силы весового давления жидкости. Для плоских поверхностей, симметричных относительно вертикальной оси, центр давления расположен на оси симметрии в общем случае ниже центра тяжести. Для горизонтальных поверхностей центр давления и центр тяжести совпадают.
Энергия	— определяет запас работы, которую может совершить тело, изменяя свое состояние. Энергия — это невостребованная работа, математическая абстракция, формула, по которой можно вычислить максимальную работу в реальных условиях функционирования конкретного механизма. Часть энергии теряется и переходит в тепло. Отношение полученной работы к затраченной энергии есть коэффициент полезного действия механизма.
Энергия кинетическая $m \cdot v^2/2$	— численно равна работе, которую нужно совершить, чтобы уменьшить скорость движущегося тела до нуля.
Энергия потенциальная $m \cdot g \cdot z$ — положения; $m \cdot p / \rho$ — давления	— $m \cdot g \cdot z$ - потенциальная энергия положения, такой энергией обладает тело массой m вследствие своего положения в поле силы тяжести. При падении с высоты z сила тяжести $G=mg$ совершает работу $m \cdot g \cdot z$. $m \cdot p / \rho$ - потенциальная энергия давления жидкости есть энергия упругой деформации, которая запасается в жидкости вследствие ее сжатия внешними силами (давление напряжение сжатия в жидкости). При расширении жидкости (уменьшении давления) может быть совершена работа, равная $m \cdot p / \rho$.

Энергия удельная

— это энергия, отнесенная к количеству вещества (объемному, массовому или весовому).

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица П1

Таблица соответствия единиц измерения физических величин в различных системах

Физические величины	Единицы измерения		
	СГС	МКГСС	СИ
Площадь S ,	см^2	м^2	м^2
Объем V	см^3	м^3	м^3
Скорость v	см/с	м/с	м/с
Ускорение a	см/с^2	м/с^2	м/с^2
Масса m	г	$\text{кгс с}^2/\text{м}$	Кг
Сила F	$\text{г см/с}^2 =$ = дина (дин)	кгс	$\text{кг м/с}^2 =$ = ньютон (Н)
Удельный вес γ	$\text{г/см}^2 \text{ с}^2 =$ = дин/см ³	кгс /м^3	$\text{кг/м}^2 \text{ с}^2 =$ = Н/м ³
Плотность ρ	г/см^3	$\text{кгс с}^2/\text{м}^4$	кг/м^3
Давление p	г/см с^2	кгс/см^2	$\text{кг/м с}^2 =$ Н/м ²
Напряжение τ	г/см с^2	кгс/см^2	$\text{кг/м с}^2 =$ Н/м ²
Динамический коэффициент вязкости μ	$\text{г/см с} =$ = пуаз (П)	кгс с/см^2	кг/м с
Кинематический коэффициент вязкости ν	$\text{см}^2/\text{с} =$ = стокс (Ст)	$\text{м}^2/\text{с}$	$\text{м}^2/\text{с}$

**Перевод некоторых величин, измеренных в единицах системы
МКГСС или во внесистемных единицах, в единицы
международной системы СИ**

Сила	1 кГс = 9,80665 Н
Плотность	1 кГс·с ² /м ⁴ = 9,80665 кг/м ³
Давление	1 кГс·м ⁻² = 9,80665 Н/м ²
Работа	1 кГс·м = 1/426,94 ккал = 9,80665 Дж
Теплота, энтальпия, внутренняя энергия,	1 ккал = 1/859,845 кВт·ч = 4,1868·10 ³ Дж
Энергия	1 Вт·ч = 3600 Дж

Соотношение между основными физическими единицами

Единицы длины:

1 дюйм (in) = 2,54 см;
1 фут (ft) = 12 in = 30,48 см;
1 м = 39,37 in = 3,28 ft.

Единицы объема:

1 куб. дюйм (in³) = 16,3871 см³;
1 куб. фут (ft³) = 28,3168 дм³;
1 галлон английский (gal UK) = 4,54609 л;
1 галлон США (gal US) = 3,78543 л;
1 баррель нефтяной США = 158,988 л.

Единицы массы:

1 фунт (lb) = 454 г;
1 унция (oz) = 28,35 г;
1 кг = 0,1012 кгс·с/м.

Единицы силы:

1 ньютон (Н) = 0,102 кгс;
1 дина (дин) = 10⁻⁵ Н;
1 фунт-сила (lbf) = 4,448 Н.

Таблица П4

Единицы динамической вязкости

1 Па·с = 10 П

1 П = 0,1 Па·с

1 Па·с = 0,102 кгс·с/м²1 кгс·с/м² = 9,81 Па·с

Единицы кинематической вязкости

1 м²/с = 10⁴ Ст1 Ст = 10⁻⁴ м²/с1 м²/с = 10⁶ сСт1 сСт = 10⁻⁶ м²/с1 мм²/с = 1 сСт = 10⁻⁶ м²/с1 сСт = 1 мм²/с

Единицы расхода и подачи насоса

1 м³/с = 6·10⁴ л/мин1 л/мин = 1,67·10⁻⁵ м³/с1 дм³/с = 60 л/мин1 л/мин = 1,67·10⁻² дм³/с

Таблица П5

Соотношение между единицами измерения энергии

Единицы измерения	Килоджоули, кДж	Килокалории, ккал	Киловатт-часы, кВт·ч	Килограммометры, кгс·м	Лошадиные силочасы, л.с·ч
10 кДж	10,0000	2,38846	0,002778	1019,72	0,0037767
10 ккал	41,868	10	0,011630	4269,4	0,015813
1 кВт·ч	3600	859,845	1	367098	1,35962
100 кгс·м	0,980665	0,23423	0,00027239	100	0,00037037
1 л.с·ч	2647,80	632,41	0,73550	270000	1

Таблица П6

Зависимость плотности воды от температуры

Температура t, °С	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Плотность ρ, кг/м ³	1000	1000	998	996	992	988	983	978	972	965	958

Соотношения между физическими единицами

Соотношения между единицами силы

1 килограмм-сила (кгс) = 9,81 Н

*Соотношения между единицами давления*1 мм рт. ст. = 133 Па (Н/м²)1 атм = 1,01325·10⁵ Па1 кгс/м² = 9,81 Па*Соотношения между единицами динамической вязкости*1 Па·с [кг/(м·с)] = 10 Пз (Пуаз) = 10³ сПз (сантипуаз) = 1,02·10⁻¹ кгс·с/м²*Соотношения между единицами кинематической вязкости*1 м²/с = 10⁴ Ст (Стокс) = 10⁶ сСт (сантистокс)*Соотношения между единицами температуры*

0°C = 273,16 К; T = (t°C + 273,16) К

Средние значения плотности ρ твердых тел (при 20 °С)

Металлы и сплавы		Различные материалы	
Вещество	ρ , кг/м ³	Вещество	ρ , кг/м ³
Алюминий	2700	Воск	950
Бронза	8800	Кость	1900
Вольфрам	19340	Лед	917
Железо	7880	Стекло обычн.	2500
Золото	19310	Фарфор	2300
Латунь	8550	Янтарь	1100
Медь	8930	Бетон	2500
Никель	8900	Дерево	800
Олово	7290	Бумага	800
Платина	21460	Земля	1800
Свинец	11350	Кирпич	2000
Серебро	10500	Мрамор	2700
Уран	19100	Нафталин	1100
Цинк	7150	Песок	1500
Сталь	7800	Асфальт	2500
Чугун	7600	Графит	2300

Таблица П19

Средние значения плотности ρ жидкостей (при 20 °С)

Вещество	ρ , кг/м ³	Вещество	ρ , кг/м ³
Ацетон	791	Молоко	1030
Бензин	700	Вода морская	1030
Вода	1000	Ртуть	13550
Нефть	870	Масло машинное	900
Глицерин	1260	Керосин	800
Серная кислота	1840	Соляная кислота	1200
Спирт	790	Хлороформ	1500
Азотная кислота	1500	Уксус	1020

Таблица П10

Средние значения плотности ρ некоторых газов и паров
(при 0 °С и 760 мм рт. ст.)

Вещество	ρ , кг/м ³
Азот	1,251
Аммиак	0,771
Аргон	1,783
Ацетилен	1,173
Бензол (насыщенный при 0 °С)	0,012
Водород	0,0899
Водяной пар (насыщенный при 0 °С)	0,484
Воздух	1,293
Гелий	0,1785
Двуокись углерода	1,977
Кислород	1,429
Криптон	3,74
Неон	0,900
Метан	0,700
Озон	2,139
Окись углерода	1,25
Сероводород	1,500
Хлор	3,22
Этиловый спирт (насыщенный при 0 °С)	0,033
Этиловый эфир (насыщенный при 0 °С)	0,83

Таблица плотностей ρ различных органических веществ

№ п/п	Наименование	ρ , кг/м ³ · 10 ³ (лето)	ρ , кг/м ³ · 10 ³ (зима)
1	Ацетон технический	0,79	0,81
2	Бензол технический	0,88	0,90
3	Бутанол технический	0,81	0,83
4	Бутилацетат технический	0,88	0,90
5	Диэтиленгликоль	1,12	1,14
6	Дихлорэтан	1,25	—
7	Изобутиловый спирт технический	0,80	0,82
8	Изопропиловый спирт абс.	0,79	0,81
9	Изопропиловый спирт технический	0,82	0,84
11	Ксилол нефтяной	0,87	0,89
12	Ксилол технический	0,88	0,90
13	Метиленхлорид технический	1,34	1,36
14	Метилэтилкетон	0,81	0,83
16	Растворитель 646	0,865	0,885
17	Растворитель 647	0,87	0,89
18	Сольвент каменноугольный	0,88	0,90
19	Сольвент нефтяной	0,87	0,89
20	Толуол каменноугольный технический	0,87	0,89
21	Толуол нефтяной технический	0,87	0,89
22	Трихлорэтилен	1,47	1,49
23	Триэтиленгликоль	1,12	1,49
24	Уайт-спирит	0,79	0,81
25	Углерод четыреххлористый	1,60	1,62
28	Этиленгликоль	1,11	1,13

Таблица П12

Зависимость плотности воды от температуры

Температура t , °C	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Плотность ρ , кг/м ³	1000	1000	998	996	992	988	983	978	972	965	958

Таблица П13

Кинематическая вязкость ν масел при различных температурах

Масло		$\nu, 10^4, \text{м}^2/\text{с при } ^\circ\text{C}$					
		100	50	10	0	-5	-10
веретенное АУ		0,036	0,13	0,90	1,80	2,80	4,40
для гидравлических систем АМГ-30		0,047	0,11	0,30	0,44	0,54	0,67
индустри- альное	И-20	0,048	0,18	1,13	2,75	4,20	6,40
	И-45	0,081	0,42	5,01	11,90	19,50	59,90
	И-50 (машинное)	0,085	0,50	8,33	22,90	41,70	83,80
трансформаторное с присадкой ионол		0,030	0,09	0,05	0,89	1,24	1,77
турбинное	ТП-22	0,060	0,22	2,13	4,76	7,73	9,10
	ТП-22 (из сернистых нефтей)	0,050	0,21	1,72	3,75	5,68	25,30
	ТП-30УТ	0,060	0,42	3,59	8,63	14,40	33,10

Таблица П14

Коэффициент объемного сжатия воды

$t, ^\circ\text{C}$	$\beta_p \cdot 10^{10}, \text{Па}^{-1}$ при давлении, $\text{Па} \cdot 10^{-4}$				
	50	100	200	390	780
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 П15

Модуль упругости воды

$t, ^\circ\text{C}$	$K, \text{Па} \cdot 10^4$ при давлении, $\text{Па} \cdot 10^{-4}$				
	50	100	200	390	780
0	185 400	186 400	188 400	191 300	197 300
5	189 300	191 300	193 300	197 200	203 100
10	191 300	193 300	197 200	201 100	208 000
15	193 300	196 200	199 100	205 000	212 900
20	194 200	198 200	202 100	208 000	217 800

Таблица П16

Давление насыщенного пара p_n воды

Температура $t, ^\circ\text{C}$	0,0	5,00	10,0	20,0	30,0	40,0	50,0	60,0	80,0
Давление, кПа	0,588	0,882	1,18	2,35	4,19	7,29	12,1	19,6	46,0

Таблица П17

Средние значения модуля упругости E жидких и твердых тел

Жидкость	Модуль упругости $E \cdot 10^9 \text{ Па}$	Твердые тела	Модуль упругости $E \cdot 10^9 \text{ Па}$
Вода	2,06	Сталь углеродистая	206
Нефть	1,28	Сталь легированная	216

Керосин	1,37	Чугун черный	152
Спирт	0,98	Чугун белый	134
Масло турбинное 30	1,72	Дюралюминий	70
Глицерин	4,08	Латунь, бронза	118
Ртуть	24,6	Алюминий вальцованный	68

Таблица П18

Коэффициент температурного расширения воды при различных температурах и давлениях

$t, ^\circ\text{C}$	$\beta \cdot 10^6, ^\circ\text{C}^{-1}$ при давлении, Па $\cdot 10^{-4}$				
	1	100	200	500	900
1-10	14	43	72	149	229
10-20	150	165	183	236	289
40-50	422	422	426	429	437
60-70	556	548	539	523	514
90-100	719	704	-	661	621

Таблица П19

Значение коэффициентов объемного сжатия и объемного модуля упругости наиболее распространенных жидкостей

Жидкость	$\beta_p, \text{Па}^{-1}$	$E_p, \text{МПа}$	Жидкость	$\beta_p, \text{Па}^{-1}$	$E_p, \text{МПа}$
Алкоголь (спирт)	$7,843 \cdot 10^{-10}$	1275	Масло:		
Бензин авиационный	$7,663 \cdot 10^{-10}$	1305	АМГ-10	$7,663 \cdot 10^{-10}$	1305
Вода	$4,854 \cdot 10^{-10}$	2060	индустриальное 20	$7,342 \cdot 10^{-10}$	1362
Глицерин	$2,240 \cdot 10^{-10}$	4464	индустриальное 50	$6,789 \cdot 10^{-10}$	1473
Керосин	$7,843 \cdot 10^{-10}$	1275	касторовое	$5,149 \cdot 10^{-10}$	1942
Силиконовая жидкость	$9,709 \cdot 10^{-10}$	1030	сурепное	$5,679 \cdot 10^{-10}$	1761
Ртуть	$0,309 \cdot 10^{-10}$	32373	турбинное	$5,824 \cdot 10^{-10}$	1717
Нефть	$7,407 \cdot 10^{-10}$	1350	цилиндровое 11	$0,850 \cdot 10^{-10}$	11768

Соответствие единиц измерения давления в различных системах

Единицы давления	Па	бар	кгс/м ²	кгс/см ²	мм. рт.ст.	м. вод.ст.	Атмосфера техн., ат.	Атмосфера физич., атм.
Па	1	0,00001	0,102	$1,02 \cdot 10^{-5}$	0,0075	$1,02 \cdot 10^{-4}$	$1,02 \cdot 10^{-5}$	$0,987 \cdot 10^{-5}$
бар	100000	1	10200	1,02	750	10,2	1,02	0,987
кгс/м ²	9,81	0,0000981	1	0,0001	0,0735	0,001	0,0001	$0,968 \cdot 10^{-4}$
кгс/см ²	98100	0,981	100000	1	735,6	10	1	0,968
мм. рт.ст.	133,3	0,00133	13,6	0,00136	1	0,0136	0,00136	0,001316
м. вод.ст.	9810	0,0981	1000	0,100	73,556	1	0,1	0,0968
Атмосфера техн., ат	98100	0,981	10000	1	735,6	10	1	0,968
Атмосфера физич., атм	101325	1,01325	10332	1,0332	760	10,332	1,0332	1

Таблица П21

Динамическая вязкость масел μ при различных температурах и давлениях

Жидкость	°C	10 ⁻¹ Па с при давлении Мпа					
		0,1	10	20	30	40	50
Автомобильная	37	1,440	1,940	2,450	3,030	3,672	4,896
Машинное	22	2,890	3,416	4,176	5,184	6,822	8,640
Трансформаторное	22	0,346	0,374	0,418	0,489	0,562	0,650

Таблица П22

Значения кинематического коэффициента вязкости ν , см²/сек.
для воды, в зависимости от температуры

$t, ^\circ$	ν	$t, ^\circ$	ν	$t, ^\circ$	ν
1	0,017321	12	0,012396	26	0,008774
2	0,016740	13	0,012067	28	0,008394
3	0,016193	14	0,011756	30	0,008032
4	0,015676	15	0,011463	35	0,007251
5	0,015188	16	0,011177	40	0,006587
6	0,014726	17	0,010888	45	0,006029
7	0,014289	18	0,010617	50	0,005558
8	0,013873	19	0,010356	55	0,005147
9	0,013479	20	0,010105	60	0,004779
10	0,013101	22	0,009892		
11	0,012740	24	0,009186		

Таблица П23

Давление насыщения паров, МПа (абс.)

Вещество	Температура, $^{\circ}\text{C}$				
	20	40	60	80	100
Бензин Б-70	0,0163	0,0332	0,056	0,1	-
Керосин Т-1	0,0035	0,0058	0,0075	0,0012	0,02
Вода	0,0033	0,008	0,02	0,048	0,1
Спирт	0,008	0,02	0,049	-	-

Таблица П24

**Значения коэффициентов μ и ν для наиболее
распространенных жидкостей**

Жидкость	$t, ^\circ\text{C}$	μ		ν	
		Па·с	П	$\text{м}^2/\text{с}$	Ст
Бензин	15	0,00065	0,0065	$0,93 \cdot 10^{-6}$	0,0093
Глицерин:					
50 %-ный водный раствор	20	0,00603	0,0603	$5,98 \cdot 10^{-6}$	0,0598
86 %-ный водный раствор	20	0,1297	1,297	$105,9 \cdot 10^{-6}$	1,0590
безводный	20	1,499	14,99	$1189 \cdot 10^{-6}$	11,890
Керосин	15	0,00217	0,0217	$2,70 \cdot 10^{-6}$	0,0270
Мазут	18	3,870	38,70	$2000 \cdot 10^{-6}$	20,000
Молоко цельное	20	0,00183	0,0183	$1,74 \cdot 10^{-6}$	0,0174
Нефть легкая	18	0,0178	0,178	$25 \cdot 10^{-6}$	0,250
Нефть тяжелая	18	0,1284	1,284	$140 \cdot 10^{-6}$	1,400
Патока	18	88,8	888	$60000 \cdot 10^{-6}$	600
Ртуть	15	0,00154	0,0154	$0,11 \cdot 10^{-6}$	0,0011
Скипидар	16	0,0016	0,016	$1,83 \cdot 10^{-6}$	0,0183
Спирт этиловый	20	0,00119	0,0119	$15,4 \cdot 10^{-6}$	0,154
Эфир	20	0,00246	0,0246	$0,327 \cdot 10^{-6}$	0,00327

Таблица П25

Средние значения эквивалентной шероховатости Δ_s

Материал труб, способ изготовления	$\Delta_s, \text{мм}$
Новые холоднотянутые и горячекатанные стальные трубы	0,060
" стальные сварные трубы	0,070
" обычные оцинкованные стальные трубы	0,12
Старые стальные сварные трубы	0,75
Сварные трубы из нержавеющей стали	0,075
Новые холоднотянутые алюминиевые трубы и трубы из алюминиевого сплава (дюралюминия)	0,030
Новые чугунные трубы	0,60
Бывшие в употреблении, но очищенные чугунные трубы	0,90

**Значения эквивалентной шероховатости для труб
(по А.Д. Альтшулю)¹**

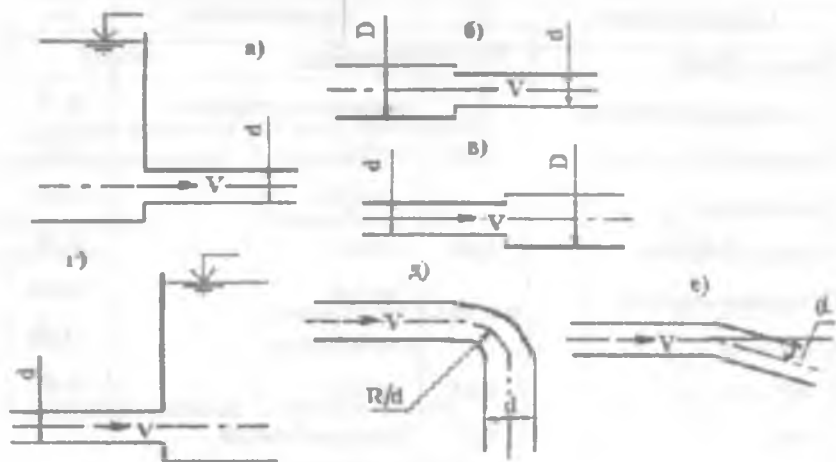
Трубы	Состояние труб	Δ , мм
1. Тянутые из стекла и цветных металлов	Новые, технически гладкие	$\frac{0-0,002}{0,001}$
	Новые и чистые	$\frac{0,01-0,02}{0,014}$
2. Бесшовные стальные	После нескольких лет эксплуатации	$\frac{0,15-0,3}{0,2}$
	Новые и чистые	$\frac{0,03-0,1}{0,06}$
	С незначительной коррозией после очистки	$\frac{0,1-0,2}{0,15}$
	Умеренно заржавевшие	$\frac{0,3-0,7}{0,5}$
	Старые заржавевшие	$\frac{0,5-1,5}{1}$
3. Стальные сварные	Новые асфальтированные	$\frac{0-0,16}{0,12}$
	Новые без покрытия	$\frac{0,2-0,5}{0,3}$
	Бывшие в употреблении	$\frac{0,8-1,5}{1}$
	Очень старые	до 3 мм
4. Чугунные	Новые асфальтированные	$\frac{0-0,16}{0,12}$
	Новые без покрытия	$\frac{0,2-0,5}{0,3}$
	Бывшие в употреблении	$\frac{0,8-1,5}{1}$
	Очень старые	до 3 мм

(¹ В знаменателе – среднее значение Δ)

**Значения усредненных коэффициентов местных сопротивлений
(квадратичная зона)**

Сопротивление	$\zeta_{\text{мс}}$	Сопротивление	$\zeta_{\text{мс}}$
Вход в трубу:		Задвижка:	
с острыми кромками	0,5	полностью открытая	0,15
вдающийся внутрь	1,00	($n=1$)	0,20
резервуара		$n=0,75$	2,00
Выход из трубы	1,00	$n=0,5$	4,60
Угольник с углом		$n=0,4$	10,00
поворота:		$n=0,3$	35,00
45°	0,44	$n=0,2$	0,40
90°	1,32	Кран пробковый	
Колено плавное (90°)	0,23	Фильтры для	
Тройник	0,32	нефтепродуктов:	1,70
Шаровой кран	45,00	светлых	1,20
		темных	
Вентиль обычный	4,00	Диафрагма с острыми	
Прижимная коробка		кромками	7,00
трубы с клапаном и		при $n = S_{\text{отс}}/S_{\text{пер}}$:	
сеткой при $d_{\text{тр}}$, мм:		0,4	7,00
100	7,00	0,5	4,00
150	6,00	0,6	2,00
200	5,20	0,7	0,97
300	3,70		

Значение коэффициентов ξ некоторых местных сопротивлений



Тип препятствия	Схема сопротивл. по рисунку	Значение коэффициентов ξ
Вход в трубу	а	0,50
Внезапное сужение	б	$0,50 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]$
Внезапное расширение	в	$\left[\left(\frac{D}{d} \right)^2 - 1 \right]^2$
Выход из трубы	г	1,0
Плавный поворот (см. схему на рис. д)	Крутой поворот (см. схему на рис. е)	

Таблица П29

Модуль упругости металлов, МПа

Сталь $2 \cdot 10^5$
 Чугун 10^5

Таблица П30

Модуль упругости жидкостей (при $t = 50^\circ \text{C}$, МПа)

Жидкость	Модуль упругости	Жидкость	Модуль упругости
Вода	2100	Турбинное масло	1750
		Спирт	1000
Нефть	1300	Глицерин	4150
Керосин	1400		
Ртуть	25100		

Таблица П31

Значения $\beta_{p=\text{const}}$ для воды при нормальном атмосферном давлении в различных температурах

$t, ^\circ\text{C}$	1 – 10	10 – 20	40 – 50	60 – 70	90 – 100
$\beta_{p=\text{const}}, 1/^\circ\text{C}$	0,000014	0,00015	0,000422	0,000556	0,000719

Таблица П32

Значения $\beta_{p=\text{const}}$ для некоторых жидкостей (при 20°C и нормальном атмосферном давлении)

Жидкость	$\beta_{p=\text{const}}, 1/^\circ\text{C}$	Жидкость	$\beta_{p=\text{const}}, 1/^\circ\text{C}$
Вода	0,00015	Нефть	0,00060
Глицерин	0,00050	Ртуть	0,00018
Спирт	0,00110	Масло	0,00080

Таблица П33

Коэффициенты расхода, скорости и сжатия струи для различных типов насадков

Тип насадка	Коэффициенты		
	ϵ	φ	μ
Внешний цилиндрический	1	0,82	0,82
Внутренний цилиндрический	1	0,71	0,71
Конический сходящийся (угол конусности 12-15°)	0,98	0,96	0,94
Конический расходящийся (угол конусности 5 -7°)	1	0,45...0,5	0,45...0,5 (по $S_{\text{мк}}$) 1...1,05 (по $S_{\text{вых}}$)
Конoidalный (сопло)	1	0,98	0,98

Таблица П34

Коэффициенты скорости φ , сжатия струи ε и расхода μ для круглого отверстия и насадков различной формы

Тип насадков или отверстия	φ	ε	μ
Круглое отверстие в тонкой стенке	0,97	0,64	0,62
Внешний цилиндрический насадок	0,82	1	0,82
Внутренний цилиндрический насадок	0,71	1	0,71
Конический сходящийся насадок при $\theta = 13^\circ 24'$	0,963	0,982	0,946
Конический расходящийся насадок при $\theta = 7^\circ$	0,50	1	0,50

Примечание. Значения коэффициентов φ и ε относятся к выходному сечению.

Таблица П35

Определение площади, момента инерции относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести, координаты центра тяжести (для плоских фигур)

Схема	Форма фигуры	Площадь S	Момент инерции I	Глубина погружения центра тяжести h_c
	Прямоугольник	ba	$\frac{ba^3}{12}$	$h + \frac{a}{2}$
	Треугольник вершиной вниз	$\frac{ba}{2}$	$\frac{ba^3}{36}$	$h + \frac{1}{3}a$
	Треугольник вершиной вверх	$\frac{ba}{2}$	$\frac{ba^3}{36}$	$h + \frac{2}{3}a$

Схема	Форма фигуры	Площадь S	Момент инерции I	Глубина погружения центра тяжести h_0
	Квадрат	a^2	$\frac{a^4}{12}$	$h_0 = \frac{h}{2}$
	Трапеция	$\frac{B+b}{2} a$	$\frac{a^3}{36} \frac{B^2 + 4Bb + b^2}{B+b}$	$h_0 = \frac{a}{3} \frac{B+2b}{B+b}$
	Эллипс	$\frac{\pi ab}{4}$	$\frac{\pi ab^3}{64}$	$h_0 = \frac{a}{2}$

	Правильный шестиуголь- ник	$0,866a^2 =$ $= 2,598R^2$	$0,06a^4 =$ $= 0,543R^4$	$h_0 = \frac{a}{2}$
	Правильный восьмиуголь- ник	$0,828a^2$	$0,0547a^4 =$ $= 0,638R^4$	$h_0 = \frac{a}{2}$
	Правильный n-угольник	$\frac{\pi r^2}{4}$ $= \frac{1}{4} \pi a^2 \sin \alpha$	$\frac{\pi r^4}{96} (2r^2 + a^2)$	$h_0 = r$

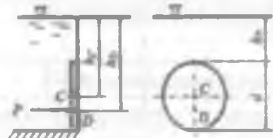
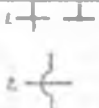
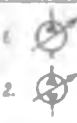
Сечение	Формы двух углы	Площадь, м	Момент инерции I	Глубина погружения центра тяжести h_c
	Круг	$\frac{\pi d^2}{4}$	$\frac{\pi d^4}{64}$	$h_c + \frac{d}{2}$
	Полукруг	$\frac{\pi d^2}{8}$	$\frac{9\pi - 64}{1152} d^4 \approx 0,00686 d^4$	$h_c + \frac{2d}{3}$
	Кольцо	$\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2)$	$\frac{\pi (d_1^4 - d_2^4)}{64}$	$h_c + \frac{d}{2}$

Таблица П36

Условные обозначения гидравлических элементов
гидропривода

Линии связи (трубопроводы)		
	1. Всасывания, напора, слива 2. Управления 3. Дренажные	1. Соединения трубопроводов 2. Перекрещивание
Насосы		
	Постоянной подачи 1. С постоянным направлением потока 2. Реверсивные	Регулируемой подачи
Гидромоторы		

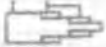
	Нерегулируемые 1. С постоянным направлением вращения 2. Реверсивные	Регулируемые
Гидроцилиндры		1.  2. 
	Двустороннего действия с односторонним штоком	Одностороннего действия 1. Плунжерный 2. Телескопический
Гидроцилиндры		
	Двустороннего действия с двусторонним штоком	Телескопический
Дроссели		
	Неуправляемый	Управляемый
Гидроклапаны		
	Обратный неуправляемый	Обратный управляемый (односторонний гидрозамок)
		
	Предохранительный	Редукционный
Распределители		
	Ручной	С электромагнитным управлением
Вспомогательная гидроаппаратура		
	Гидропневмоаккумулятор	Фильтр
		
		Теплообменник

Таблица П37

Значения коэффициентов объемного сжатия и объемного модуля упругости наиболее распространенных жидкостей

Жидкость	$\beta_p, \text{Па}^{-1}$	$E_p, \text{МПа}$	Жидкость	$\beta_p, \text{Па}^{-1}$	$E_p, \text{МПа}$
Алкоголь (спирт)	$7,843 \cdot 10^{-10}$	1275	Масло:		
Бензин авиационный	$7,663 \cdot 10^{-10}$	1305	АМГ-10	$7,663 \cdot 10^{-10}$	1305
Вода	$4,854 \cdot 10^{-10}$	2060	индустриальное 20	$7,342 \cdot 10^{-10}$	1362
Глицерин	$2,240 \cdot 10^{-10}$	4464	индустриальное 50	$6,789 \cdot 10^{-10}$	1473
Керосин	$7,843 \cdot 10^{-10}$	1275	касторовое	$5,149 \cdot 10^{-10}$	1942
Силиконовая жидкость	$9,709 \cdot 10^{-10}$	1030	сурепное	$5,679 \cdot 10^{-10}$	1761
Ртуть	$0,309 \cdot 10^{-10}$	32373	турбинное	$5,824 \cdot 10^{-10}$	1717
Нефть	$7,407 \cdot 10^{-10}$	1350	цилиндровое 11	$0,850 \cdot 10^{-10}$	11768

Таблица П38

Значения давления насыщенных паров, Па, некоторых жидкостей в зависимости от температуры

Жидкость	Температура жидкости $t, ^\circ\text{C}$							
	0	10	20	30	40	50	60	80
Легкая нефть	3430	—	7840	—	13720	—	37240	85260
Бензин	6468	7938	10682	16562	22538	31948	—	—
Глинистый раствор	—	1764	3136	5390	8320	13720	—	—

Таблица П39

Значения давления насыщенных паров воды в зависимости от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	$p_{\text{н.п.}}, \text{МПа}$	$t, ^\circ\text{C}$	$p_{\text{н.п.}}, \text{МПа}$
0	0,0006	60	0,0202
5	0,0009	70	0,0317
10	0,0012	75	0,0392
20	0,0024	80	0,0482
25	0,0032	90	0,0714
30	0,0043	100	0,1033
40	0,0075	125	0,2370
50	0,0126	150	0,4850

Таблица П40

Значения коэффициентов μ и ν для наиболее распространенных жидкостей

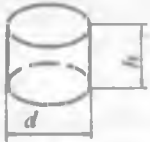
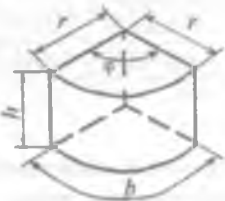
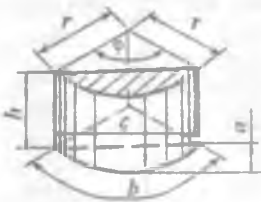
Жидкость	$t, ^\circ\text{C}$	μ		ν	
		Па·с	П	$\text{м}^2/\text{с}$	Ст
Бензин	15	0,00065	0,0065	$0,93 \cdot 10^{-4}$	0,0093
Глицерин:					
50 %-ный водный раствор	20	0,00603	0,0603	$5,98 \cdot 10^{-6}$	0,0598
86 %-ный водный раствор	20	0,1297	1,297	$105,9 \cdot 10^{-6}$	1,0590
безводный	20	1,499	14,99	$1189 \cdot 10^{-6}$	11,890
Керосин	15	0,00217	0,0217	$2,70 \cdot 10^{-4}$	0,0270
Мазут	18	3,870	38,70	$2000 \cdot 10^{-6}$	20,000
Молоко цельное	20	0,00183	0,0183	$1,74 \cdot 10^{-6}$	0,0174
Нефть легкая	18	0,0178	0,178	$25 \cdot 10^{-6}$	0,250
Нефть тяжелая	18	0,1284	1,284	$140 \cdot 10^{-6}$	1,400
Патока	18	88,8	888	$60000 \cdot 10^{-6}$	600
Ртуть	15	0,00154	0,0154	$0,11 \cdot 10^{-6}$	0,0011
Скипидар	16	0,0016	0,016	$1,83 \cdot 10^{-6}$	0,0183
Спирт этиловый	20	0,00119	0,0119	$15,4 \cdot 10^{-6}$	0,154
Эфир	20	0,00246	0,0246	$0,327 \cdot 10^{-6}$	0,00327

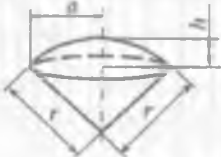
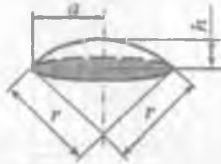
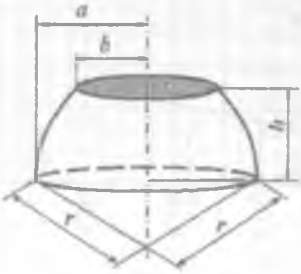
Таблица П41

Атмосферное давление в зависимости от высоты над уровнем моря

Высота над уровнем моря, м	Атмосферное давление, кПа	Высота над уровнем моря, м	Атмосферное давление, кПа
0	101,3	500	95,0
100	100,0	800	92,0
200	99,0	1000	90,0
300	97,5	1500	84,5
400	96,5	2000	80,0

Объемы геометрических тел

Наименование	Эскиз	Объем, м ³
Прямая призма		$V = ah$
Пирамида		$V = \frac{1}{3}ah$
Цилиндр		$V = \frac{\pi d^2}{4}h$
Цилиндрический сектор		$V = \frac{1}{2}brh = \frac{\varphi}{360} \pi r^2 h$ (φ – в градусах)
Цилиндрический сегмент		$V = \frac{r^2 h}{2} \left(\frac{\pi \varphi}{180} - \sin \varphi \right) = \frac{r(b-c) + ca}{2} h$ (φ – в градусах)

Наименование	Эскиз	Объем, м ³
Конус		$V = \frac{1}{3} \pi r^2 h$
Шар		$V = \frac{4}{3} \pi r^3 = 4,189 r^3 =$ $= \frac{1}{6} \pi d^3 = 0,5236 d^3$
Шаровой сектор		$V = \frac{2}{3} \pi r^2 h$
Шаровой сегмент		$V = \frac{\pi h}{6} (3a^2 + h^2) =$ $= \frac{\pi h^3}{3} (3r - h)$
Шаровой пояс		$V = \frac{\pi h}{6} (3a^2 + 3b^2 + h^2)$

**Основные технические данные некоторых типов
радиальных роторно-поршневых насосов**

Марка насоса, типоразмер	Поддача, л/с	Давление, МПа (кгс/см ²)	Частота вращения, об/мин	Потребляе- мая мощ- ность, кВт	КПД насоса	
					η_0	η
Насосы регулируемые						
НПД-50М	0,76...0,25	6...20 (60...200)	960	12	—	—
НПД-713С	3,60...0,83	2...7,5 (20...75)	960	28	—	—
НПД-100	1,53...0,76	6...20 (60...200)	960	26	—	—
НПД-200М	3,08...1,33	8...20 (80...200)	960	55	—	—
НПД-1-200М	3,60...0,33	0,5...1,0 (5...10)	960	85	—	—
НПД-400М	6,56...1,53	10...20 (100...200)	960	70	—	—
НПМ, НПС, НТР сло- дующих типоразмеров:						
705	1,66	10 (100)	960	23	0,90	0,77
713	3,33	10 (100)	960	42	0,90; 0,93	0,77
715	6,60	10 (100)	960	75	0,93	0,85
50	0,83	20 (200)	960	25	0,75	0,67
100	1,66	20 (200)	960	45	0,75	0,67
200	3,33	20 (200)	960	85	0,75	0,67
400	6,60	20 (200)	960	182	0,80	0,72
НПМ-713В	3,33; 1,16	3,5 (35) 10 (100)	960	14	0,90	0,85
Насосы нерегулируемые						
Н-400	0,083	20 (200)	1450	2,8	—	—
Н-401	0,3	32 (320)	1450	11,5	—	—
Н-403	0,5	32 (320)	1450	23,5	—	—
Н-450	0,05	50 (500)	980	3,8	0,70	—
Н-451А	0,083	50 (500)	980	5,7	0,80	—
Н-451	0,133	50 (500)	980	9,0	0,80	—
Н-518	14	16 (160)	1000	360	—	—
НП-500	0,027	40 (400)	1420	1,7	—	—

Примечания: 1. Высота всасывания приведенных насосов 0,5 м.

2. Способы регулирования насосов: НПД – гидравлическое по давлению; НПМ – электрогидравлическое дистанционное; НПС – следящее гидравлическое; НТР – с ручным механическим управлением.

**Основные технические данные некоторых типов
аксиально – поршневых насосов**

Марка насоса, типоразмер, номер	Подача, л/с	Давление, МПа (кгс/см ²)	Частота вращения, об/мин	Потребляемая мощность, кВт	КПД насоса	
					η ₀	η
Насосы регулируемые						
4МГ 15-13	0,583	5 (50)	1000	3,7	0,98	0,80
4МГ 15-14	1,166	5 (50)	1000	7,4	0,98	0,80
11Д, 11Р						
№ 0,5	0,15	10 (100)	2950	2,35	0,98	0,82
№ 1,5	0,442	10 (100)	2950	7,0	0,98	0,82
№ 2,5	0,783	10 (100)	2950	12,3	0,98	0,82
№ 5	1,7	10 (100)	1440	26,5	0,97	0,93
№ 10	3,4	10 (100)	1440	53,0	0,97	0,93
№ 20	6,017	10 (100)	1440	93,0	0,97	0,93
№ 30	8,183	10 (100)	980	129	0,97	0,91
№ 50	12,9	10 (100)	980	201	0,97	0,91
НА-0, 04/16 модификации: НАР, НАС, НАМ, НАД	0,833	16 (160)	1500	15,5...16	0,90... 0,92	0,85
НА-0, 125/16 модификации: НАР, НАС, НАМ, НАД	3,333	16 (160)	1500	62...63	0,91... 0,93	0,85
Насосы нерегулируемые						
НА-Г 0, 004/32	0,0845	32 (320)	1500	3,8	0,84	0,75
НА-0,016/32	0,342	32 (320)	1500	14	0,86	0,77
НА-0,032/32	0,705	32 (320)	1500	27,6	0,88	0,72

Примечания: 1. Для всех регулируемых насосов приведенные подачи являются максимальными; для насосов 11Д и 11Р – теоретическими.

2. Способы регулирования насосов: МГ, 11Д, 11Р, НАР – ручное; НАС – следящее гидравлическое; НАМ – электрогидравлическое дистанционное; НАД – автоматическое в зависимости от давления.

3. Высота всасывания насосов 4МГ и НА всех типоразмеров 0,5 м.

График определения коэффициентов гидравлического трения (λ) для новых стальных труб

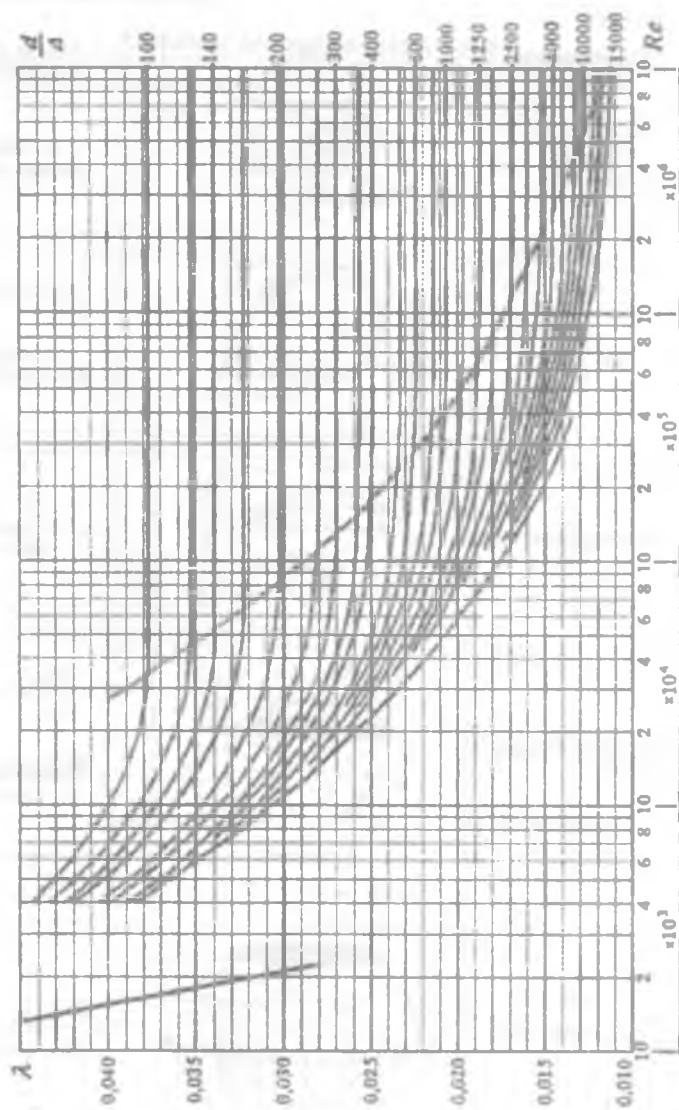


Таблица П44

Коэффициенты скорости φ , сжатия ε , расхода μ при истечении
жидкости через отверстия и насадки

Тип отверстия или насадка	φ	ε	μ
Малое отверстие в тонкой стенке	0,97	0,64	0,62
Внешний цилиндрический насадок	0,82	1,00	0,82
Внутренний цилиндрический насадок	0,71	1,00	0,71
Конический сходящийся на- садок	0,96	0,98	0,95
Конический расходящийся насадок	0,45	1,00	0,45
Конический насадок	0,98	1,00	0,98

Таблица П45

Основные геометрические и гидравлические элементы лотков
параболического поперечного сечения при различном наполнении

$\Delta = \frac{h}{P}$	$B' = \frac{B}{P}$	$\alpha' = \frac{\omega}{P^3}$	$\chi' = \frac{X}{P}$	$R' = \frac{R}{P}$	$\Delta = \frac{h}{P}$	$B' = \frac{B}{P}$	$\alpha' = \frac{\omega}{P^3}$	$\chi' = \frac{X}{P}$	$R' = \frac{R}{P}$
0,1	0,89	0,06	0,92	0,065	2,4	4,38	7,01	6,8	1,03
0,2	1,26	0,17	1,34	0,125	2,6	4,56	7,91	7,24	1,09
0,3	1,55	0,31	1,69	0,183	2,8	4,74	8,89	7,68	1,15
0,4	1,79	0,48	2	0,238	3	4,9	9,8	8,11	1,21
0,5	2	0,67	2,3	0,29	3,2	5,06	10,8	8,54	1,27
0,6	2,19	0,88	2,57	0,341	3,4	5,22	11,85	8,97	1,32
0,7	2,37	1,1	2,84	0,389	3,6	5,37	12,88	9,4	1,37
0,8	2,53	1,35	3,1	0,436	3,8	5,52	13,97	9,82	1,42
0,9	2,68	1,61	3,35	0,481	4	5,66	15,09	10,25	1,47
1	2,83	1,89	3,6	0,524	4,2	5,8	16,26	10,67	1,52
1,1	2,97	2,18	3,84	0,567	4,4	5,94	17,4	11,1	1,57
1,2	3,1	2,48	4,08	0,608	4,6	6,07	18,6	11,52	1,62
1,3	3,22	2,79	4,31	0,647	4,8	6,2	19,83	11,94	1,66
1,4	3,35	3,12	4,55	0,687	5	6,33	21,08	12,36	1,71
1,5	3,46	3,46	4,78	0,725	5,2	6,45	22,35	12,78	1,75
1,6	3,58	3,82	5,01	0,76	5,4	6,57	23,65	13,2	1,8
1,8	3,8	4,55	5,47	0,83	5,6	6,7	25	13,61	1,84
2	4	5,33	5,92	0,9	5,8	6,81	26,35	14,03	1,88

Таблица П48

Основные технические данные некоторых типов шестерных насосов

Марка насоса	Подача, л/с	Давление нагнетания, МПа (кгс/см ²)	Число оборотов в минуту, об/мин	Мощность на валу, кВт	Объемный КПД	Высота всасывания, м
ЭНН-60 / 20-1	16,6	0,2 (2)	730	14	—	7,5
ЭНН-120/5	33,2	0,5 (5)	730	45	—	7,5
РЗ-3	0,35	1,4 (14)	1450	1,1	—	5
РЗ-4,5	0,91	0,3 (3)	1500	1	—	7
РЗ-7,5	1,38	0,3...0,4 (3...4)	1450	1,5	—	7
РЗ-30	4,56	0,2...0,3 (2...3)	940...970	3,2...5,8	—	6
ШФ 2-25А	0,39	1,6 (16)	1430	1,1	—	5
ШФ 3,2-25А	0,64	0,6 (6)	1430	0,8	—	5
ШФ 5-25А	1,00	0,4 (4)	1430	1	—	5
ШФ 8-25А	1,60	0,25 (2,5)	1430	1	—	5
ШФ 20-25А	4,56	0,4...0,6 (4...6)	1430	4,2...5,2	—	5
ШГ 8-25А	1,60	1,0 (10)	1420...1450	2,7	—	5
ШГ 20-25А	3,87	1,0 (10)	1430...1460	6,7...7,2	—	5
Г11-11А; Г11-11	0,083; 0,133	0,5 (5)	1450	0,12; 0,18	0,70; 0,72	0,5
Г11-22А; Г11-22	0,2; 0,3	2,5 (25)	1450	0,9; 1,3	0,76; 0,78	0,5

Таблица П49

Характеристики консольных и консольно-моноблочных центробежных насосов типов К и КМ

Марка насоса	Подача, л/с	Напор, м ст. жидкости	Частота вращения, об/мин	Мощность электродвигателя, кВт	Род перекачиваемой жидкости и назначение насоса
1,5К-6; 1,5К-6а; 1,5К-66	3,06; 2,64; 2,50	17; 14; 11	2900	1,5; 1,5; 1,1	Вода и другие химические нейтральные жидкости до 105 °С
2К-6; 2К-6А; 2К-66	5,56	31; 25; 19	2900	4,3; 2,2	
2К-9; 2К-9а; 2К-96	5,56; 4,72; 4,17	19,5; 15; 12	2900	2,2; 1,5; 1,5	
3К-6; 3К-6а	12,5; 11,1	45; 41,5	2920	15; 14	
3К-6И; 3К-6И/1; 3К-6И/2	11,9; 10,0; 11,9	51,5; 48; 51,5	2900	17; 14; 14	
3К-9; 3К-9а	12,5; 9,72	31; 22,5	2900	7,5; 5,5	
3КМ-6; 3КМ-6а	12,5; 11,1	54; 41,5	2900	14; 10	
4К-18; 4К-18а	22,2; 19,4	23; 18	2900	7,5; 5,5	
4К-6; 4К-6а	24,5; 23,9	87; 76	2920; 2900	55; 40	
4К-8; 4К-8а	25,0	55; 43	2900; 2920	20	
4К-12; 4К-12а	25,0; 23,6	34; 28,5	2900	14	
4КМ-8; 4КМ-8а	25,0	55; 43	2900	22; 17	
4КМ-12; 4КМ-12а	25,0; 23,6	34; 28,5	2900	14; 10	
6К-8; 6К-8а; 6К-86	45,0; 38,9; 38,9	32,5; 28,5; 22	1450	30; 22; 17	
6К-12; 6К-12а	45,0; 41,7	20; 15	1450	14,5; 10	
6КМ-12; 6КМ-12а	45,0; 41,7	20; 15	1450	13; 8	
8К-12; 8К-12а	80,0; 69,4	29; 24	1460	30; 22	
8К-18; 8К-18а	80,0; 72,2	17,5; 15,5	1450	20; 17	

Таблица П150

**Основные технические данные пластинчатых насосов
двукратного действия**

Марка насоса, типоразмер	Подача, л/с	Мощность на валу, кВт	КПД насоса	
			η_0	η
Г12-21А	0,083 / 0,133	1,12 / 1,93	0,62	0,50 / 0,54
Г12-21	0,133 / 0,2	1,5 / 2,2	0,71	0,55 / 0,66
Г12-22А	0,2 / 0,3	2,0 / 3,04	0,77	0,65 / 0,72
Г12-22	0,3 / 0,41	2,8 / 4,04	0,79	0,70 / 0,79
Г12-23А	0,41 / 0,583	3,6 / 5,41	0,85	0,75 / 0,81
Г12-23	0,583 / 0,83	4,65 / 7,5	0,88	0,80 / 0,82
Г12-24А	0,83 / 1,166	7,4 / 11,2	0,85	0,70 / 0,70
Г12-24	1,166 / -	9,6 / -	0,86 / -	0,75 / -
Г12-25А	1,66 / -	12,9 / -	0,88 / -	0,80 / -
Г12-25	2,32 / -	21,2 / -	0,90 / -	0,70 / -
Г12-26А	3,33 / -	28,0 / -	0,91 / -	0,75 / -

Примечания: 1. Максимальное рабочее давление для всех типоразмеров $p = 6,3 \text{ МПа}$ (63 кгс/см^2).

2. Данные в числителе соответствуют $n = 950 \text{ об/мин}$; в знаменателе – $n = 1440 \text{ об/мин}$.

3. Высота всасывания для всех типоразмеров $h_{вс} = 0,5 \text{ м}$.

Схема к определению потерь в открытых трубах

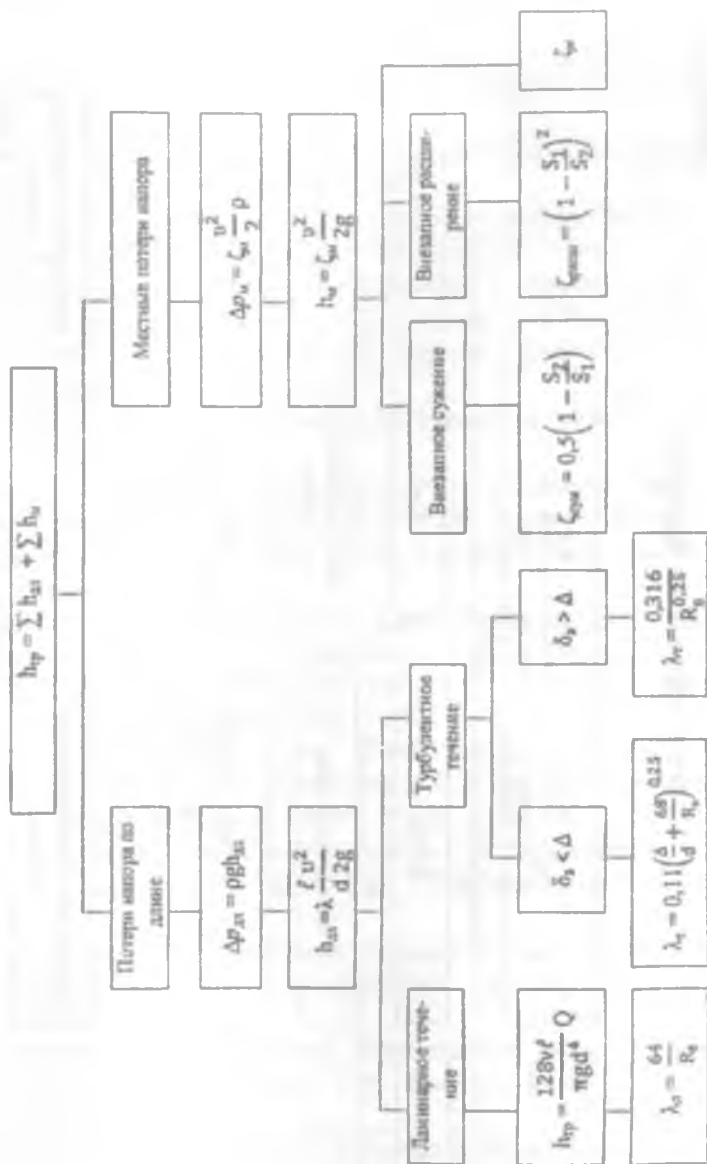
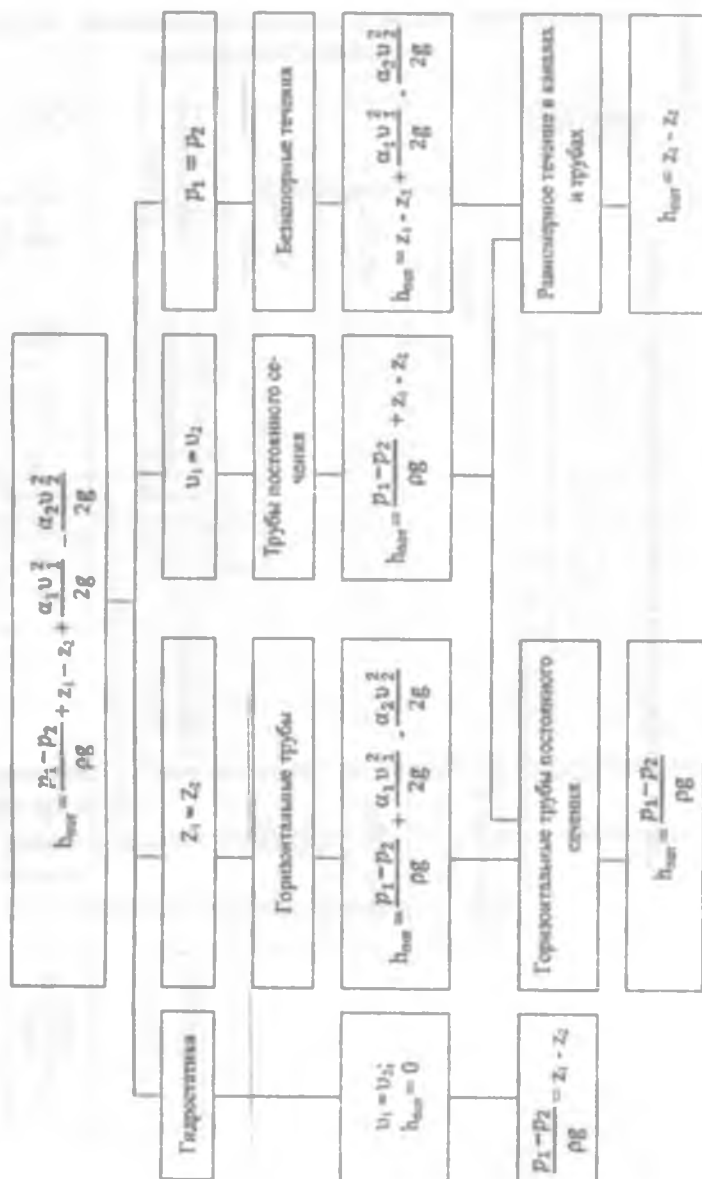


Схема к уравнению Бернулли



ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Лебедев Н.И. Гидравлика, гидравлические машины и объемный гидропривод [Текст]: учебник / Н.И. Лебедев. – М.: Изд-во Моск. гос. ун-та леса, 2003. – 232 с.
2. Латипов Қ.Ш. Гидравлика, гидромашиналар ва гидро-юритмалар. – Т.: «Ўқитувчи», 1992. – 336 б.
3. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 1. Основы механики жидкости и газа. – М.: МГИУ, 2005. – 192 с.
4. Гидравлика и гидропривод в примерах и задачах: учеб. пособие. / Г.Я. Суров, А.Н. Вихарев, И.И. Долгова, В.А. Барабанов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Архангельск: Северный (Арктический) федеральный университет, 2010. – 338 с.
5. Турсунова Э.А., Мукольянц А.А. Механика жидкости и газа. – Т.: ТАСИ, 2012. – 150 с.
6. Кудинов В.А. Гидравлика [Текст]: учеб. пособие для студ. вузов, обучающихся по направлениям подготовки (спец.) в области техники и технологии / В.А. Кудинов, Э.М. Карташов. – М.: Высш. шк., 2006. – 175 с.
7. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод: Учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Т.В.Артемяева, Т.В. Лысенко, А.Н.Румянцева, С.П.Стесин; Под ред. С.П.Стесина. – М.: Издательский центр «Академия», 2005. – 336 с.
8. Гидравлика и гидропривод: Учеб. пособие для вузов/ Гудилин Н.С., Кривенко Е.М., Маховиков В.С. и др.; ред. Пастоев И.Л. – 3-е изд., стер. – М.: Изд-во МГТУ, 2001. – 519 с.
9. Схиртладзе А.Г., Иванов В.И., Кареев В.Н. Гидравлические и пневматические системы. – М.: ИЦ МГТУ «Станкин», Янус-К, 2003. – 544с.
10. Мукольянц А.А. Гидравлика, гидравлические машины и гидропневмоприводы.: Учебно-методическое пособие. – Т.: ТашГТУ, 2010. – 160 с.
11. Артемяева, Т.В. Гидравлика, гидромашины гидропневмопривод [Текст] / Т.В. Артемяева, Т.М. Лысенко [и др]. – М.: «Академия», 2005. – 336 с.
12. Семенова И.А., Галдин Н.С. Сборник задач по гидравлике, гидропневмоприводу: Учебное пособие. – Омск: Изд-во СиБАДИ, 2008. – 105 с.

13. Иванов В.И., Навроцкий В.К., Сазанов И.И., Трифонов О.Н. Гидравлика и объемный гидропривод. Учебное пособие. – М.: ИЦ МГТУ «СТАНКИН», 2003. – 154 с.

14. Вихарев А.Н. Решение прикладных задач по гидромеханике: учеб. пособие/ А.Н. Вихарев. – Архангельск, 2000. – 76с.

15. Лапшев, Н. Н. Гидравлика [Текст]: учеб. для студ. вузов, обучающихся по направлению подготовки «Строительство» / Н. Н. Лапшев. – М.: Академия, 2007. - 270 с.: ил. – (Высшее профессиональное образование. Строительство).

16. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод: Учебник. Ч. 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод / Под ред. А.А. Шейпака. – М.: МГИУ, 2003. – 352 с.

17. Константинова Ю.М., Гиза О.О. Інженерна гідравліка. – К.: Видавничий Дім «Слово», 2006.- 432 с.

18. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу [Текст]: учебное пособие для вузов / Б.Б. Некрасов, И.В. Фатеев, Ю.А. Беленко и др.; под ред. Б.Б. Некрасова. – Минск: Высшая школа, 2007. - 192 с.

19. Галдин Н.С. Элементы объемных гидроприводов мобильных машин. Справочные материалы: Учебное пособие. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2008. – 127 с.

20. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов / В.В. Вакина, И.Д. Денисенко, А.Л. Столяров и др. – Киев: Выща шк., 1986. - 280 с.

21. Свешников, К.В. Гидрооборудование: междунар. справ. Кн. 1. Насосы и гидродвигатели: Номенклатура, параметры, взаимозаменяемость / К.В. Свешников. – М.: Издат. Центр «Техинформ» - 2001. - 360 с.

22. Никитин, О.Ф. Гидравлика и гидропневмопривод: Учебное пособие / О.Ф. Никитин. – М.: МГТУ им. Баумана, 2012. - 430 с.

23. Исаев Ю.М., Коренев В.П., Гидравлика и гидропневмопривод: учебник. 4-е изд., стер. Издательство: ACADEMIA, 2014.- 176.

Интернет ресурсы:

1. <http://www.techgidravlika.ru>
2. <http://www.zadachi.gidravlika.info>
3. <http://www.wmcentre.net>
4. <http://www.twirpx.com/files/hydro/hidrop>
5. <http://www.bek.sibadi.org/fulltext>

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
Список основных принятых обозначений.....	5
Правила использования единиц физических величин.....	6

РАЗДЕЛ I. ГИДРАВЛИКА

Глава 1. Основные физические свойства жидкости и газа.	
Гидростатика.....	14
1.1 Основные свойства жидкости	14
1.2 Основные физические свойства газа.....	23
Примеры решения задач	29
Задачи для самостоятельного решения	34
Глава 2. Давление в покоящейся жидкости.....	42
2.1 Общие сведения	42
Примеры решения задач	49
Задачи для самостоятельного решения	53
Глава 3. Сила статического давления жидкости на	
плоскую стенку.....	56
3.1 Общие сведения	56
Примеры решения задач	61
Задачи для самостоятельного решения	65
Глава 4. Сила статического давления жидкости на	
криволинейные стенки.....	75
4.1 Общие сведения	75
Примеры решения задач	80
Задачи для самостоятельного решения	84
Глава 5. Относительное равновесие жидкостей.....	90
5.1 Общие сведения	90
Примеры решения задач	97
Задачи для самостоятельного решения	101
Глава 6. Плавание тел. Закон Архимеда.....	108
6.1 Общие сведения	108
Примеры решения задач	110
Задачи для самостоятельного решения	113
Глава 7. Режимы движения жидкости.....	120
7.1 Общие сведения	120
Примеры решения задач	126
Задачи для самостоятельного решения	128

Глава 8.	Уравнение Бернулли.....	136
8.1	Общие сведения	136
	Примеры решения задач	139
	Задачи для самостоятельного решения	142
Глава 9.	Гидравлические сопротивления.....	153
9.1	Общие сведения	153
	Примеры решения задач	160
	Задачи для самостоятельного решения	167
Глава 10.	Истечение жидкости через отверстия и насадки... ..	179
10.1	Общие сведения	179
	Примеры решения задач	186
	Задачи для самостоятельного решения	189
Глава 11.	Равномерное движение жидкости в открытых руслах (каналах)..... ..	199
11.1	Общие сведения	199
	Примеры решения задач	204
	Задачи для самостоятельного решения	206
Глава 12.	Трубопроводы.....	212
12.1	Общие сведения	212
	Примеры решения задач	220
	Задачи для самостоятельного решения	226

РАЗДЕЛ II. ГИДРОПНЕВМОПРИВОДЫ

Глава 13.	Насосы.....	239
13.1	Общие сведения	239
	Примеры решения задач	268
	Задачи для самостоятельного решения	278
Глава 14.	Гидравлический и пневматический привод....	286
14.1	Общие сведения о гидроприводе.....	286
14.2	Общие сведения о пневмоприводе.....	290
	Примеры решения задач	301
	Задачи для самостоятельного решения	302
Глоссарий.....		309
Приложения.....		318
Использованная литература.....		351

А.А. МУКОЛЬЯНЦ

СБОРНИК ЗАДАЧ ПО ГИДРАВЛИКЕ И ГИДРОПНЕВМОПРИВОДУ

Ташкент – «Fan va texnologiya» – 2016

Редактор: Ш.Кушербаева
Тех. редактор: М.Холмухамедов
Художник: Д.Азизов
Компьютерная
вёрстка: Н.Рахматуллаева

**E-mail: tipografiyacent@mail.ru Тел: 245-57-63, 245-61-61.
Изд.лиц. АІ№149, 14.08.09. Разрешено в печать: 14.11.2016.
Формат 60x84 1/16. Гарнитура «Times New Roman».
Офсетная печать. Усл. печ.л. 22,0. Изд. печ.л. 22,25.
Тираж 200. Заказ №217.**

**Отпечатано в типографии
«Fan va texnologiyalar Markazining bosmaxonasi».
100066, г. Ташкент, ул. Алмазар, 171.**

FAN VA
TEKNOLOGIYALAR

ISBN 978-9943-11-347-3



9 789943 113473