

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный
технический университет»

Кафедра «Ракетные двигатели»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

по выполнению практических и самостоятельных работ
по дисциплине «Прикладная гидрогазодинамика» для
студентов специальности 160700.65, 24.05.02 «Проектирование
авиационных и ракетных двигателей» очной формы обучения



Воронеж 2015

Составители: д-р техн. наук И.Г. Дроздов
канд. техн. Наук Д.П. Шматов
аспирант И.В. Винокуров.

УДК 621.396

Методические указания по выполнению практических и самостоятельных работ по курсу «Прикладная гидрогазодинамика» для студентов специальности 160700.65, 24.05.02 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» очной формы обучения / ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет»; Сост. И.Г. Дроздов, Д.П. Шматов, И.В. Винокуров. Воронеж, 2015. 52 с.

В методических указаниях рассматриваются основные разделы механика жидкости и газа: гидростатика, гидродинамика, потери напора и гидравлические сопротивления, газодинамика. Каждый раздел снабжен набором типовых задач с ответами и методиками решения. Приведенный в методической разработке материал изложен ясно и доступно для понимания, что позволяет студентам использовать его для самостоятельной подготовки.

Табл.1. Ил. 14. Библиогр.: 5 назв. Прил. 5.

Рецензент д-р техн. наук, проф. А.Ф. Ефимочкин

Ответственный за выпуск зав. кафедрой д-р техн. наук,
проф. В.С. Рачук

Издается по решению редакционно-издательского совета Воронежского государственного технического университета

© ФГБОУ ВПО Воронежский
государственный технический
университет, 2015

1. ГИДРОСТАТИКА.

1.1. Физические свойства жидкостей.

Жидкостями называются тела, имеющие незначительные силы взаимной связи между частицами. Будучи, помещенными в сосуд, жидкости принимают его форму. При этом жидкости могут быть капельными (несжимаемыми) и газообразными (сжимаемыми). В капельных жидкостях имеют место силы сцепления между частицами, что приводит к появлению поверхности уровня. В газах силы сцепления между молекулами невелики и, как правило, не учитываются.

В гидродинамике используется понятие сплошности. Предполагается, что любая частица жидкости имеет те же свойства, что и весь объем.

Рассмотрим основные свойства жидкости.

Плотность характеризует инерционные качества жидкости. Плотностью ρ , [кг/м³] называют массу единицы объема жидкости:

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

где m - масса жидкости;

V - объем, занимаемый жидкостью.

В случае неоднородной жидкости, плотность определяется через предельный переход:

$$\rho = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta V},$$

В гидродинамике наряду с плотностью используется понятие удельного веса γ , [Н/м³] - веса единицы объема жидкости:

$$\gamma = \rho g,$$

При изучении поведения газов часто используют понятие, характеризующее плотностные качества, удельный объем v :

$$v = \frac{1}{\rho}.$$

Удельные веса и плотности некоторых жидкостей при различных температурах приведены в таблице (подробно физические свойства жидкостей изложены в [5]).

Таблица I.I

Физические свойства некоторых жидкостей

Наименование жидкости	t, °C	ρ, кг/м ³	μ, Па·с·10 ³	ν, м ² ·с·10 ⁶
Вода	0	999.87	1.792	1.792
	10	999.73	1.306	1.306
	20	998.23	1.004	1.006
	30	995.67	0.802	0.805
	40	992.24	0.654	0.659
	50	988.07	0.549	0.556
Бензин	15	680-740	0.650	0.930
Спирт этиловый		790.00	1.190	1.540
Ртуть		13546.5	1.540	0.110
Керосин		790-820	2.170	2.700
Масло:				
трансформаторное	90	887	27.50	31.00
турбинное		898	86.00	48.00

Вязкость характеризует свойство жидкости сопротивляться сдвигающим усилиям. По гипотезе И. Ньютона, подтвержденной многочисленными экспериментами, касательное усилие f между слоями жидкости, имеющими разную скорость, пропорционально площади соприкосновения слоев F и градиенту скорости v в поперечном направлении $\frac{dw}{dn}$:

$$f = -\mu F \frac{dw}{dn},$$

где μ - динамический коэффициент вязкости, [Па·с].

Наряду с динамическим коэффициентом вязкости часто используется кинематический коэффициент вязкости ν , [м²/с]:

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

Вязкость капельных жидкостей уменьшается с повышением температуры, что связано с уменьшением сил сцепления между частицами. Вязкость газов, наоборот, увеличивается с повышением температуры из-за увеличения скоростей хаотического движения молекул. В таблице 1.1 представлены вязкости некоторых жидкостей.

Уменьшение объема при увеличении давления характеризует сжимаемость жидкостей. По закону Гука, приращение объема жидкости dV , связанное с приращением давления dp , определяется зависимостью:

$$dV = -\frac{1}{E}Vdp,$$

где E - модуль объемной сжимаемости (модуль Юнга) жидкости.

Для воды, например, $E = 22 \cdot 10^5$ кПа. Модуль Юнга для газов зависит от термодинамического характера процесса сжатия. Обычно он в тысячи раз меньше, чем для капельных жидкостей. Для характеристики сжимаемости жидкости используют также обратную величину - коэффициент сжимаемости β :

$$\beta = \frac{1}{E}.$$

Поверхностное натяжение есть следствие действия в жидкости сил сцепления. Оно проявляется в местах, соприкосновения жидкости со стенками сосуда. В капиллярных трубах, поверхностное натяжение играет существенную роль. В крупных сосудах и трубопроводах, с которыми приходится иметь дело в ЖРД, силы поверхностного натяжения исчезающе малы по сравнению с другими силами (давления, тяжести и др.).

1.2. Основные понятия и уравнения гидростатики.

Гидростатика - раздел гидродинамики, изучающий случаи

равновесия жидкости под действием различных сил. В жидкостях существуют две категории сил: объемные и поверхностные.

Объемные (массовые) силы действуют на каждую частицу жидкости внутри данного объема. Таковыми являются силы тяжести и инерции. Объемные силы, отнесенные к единице массы жидкости, имеют размерность ускорения. Так, при действии силы тяжести объемная сила численно равна ускорению силы тяжести; при действии центробежной силы инерции объемная сила равна центробежному ускорению. Результат действия объемной силы на заданный объем жидкости определяется через произведение ее величины на массу жидкости внутри данного объема.

При использовании декартовой системы координат (x, y, z) рассматривают проекции объёмной силы на координатные оси, которые обозначаются X, Y, Z и также имеют размерность ускорения.

Поверхностные силы действуют на поверхностях, ограничивающих данный объем жидкости от атмосферы, стенок сосуда или соседних объемов жидкости. К поверхностным силам относятся нормальные силы (атмосферное давление, давление со стороны стенок сосуда) и касательные силы, возникающие при движении жидкости (силы трения).

Сила, действующая со стороны жидкости на единицу площади поверхности тела, соприкасающегося с ней, называется гидростатическим давлением p . Если на площадь F действует сила P , то гидростатическое давление:

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

Если площадка ω расположена в жидкости не горизонтально, то в разных, ее точках гидростатическое давление оказывается не одинаковым - оно зависит от глубины. В этом случае давление определяется через предельный переход:

$$p = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta F}.$$

Вектор силы давления на некоторую площадку направлен по

внутренней нормали к ней и не зависит от ориентации площадки. Единице измерения давления в системе СИ - Па.

Равновесие элементарного объема жидкости описывается системой дифференциальных уравнений Эйлера:

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} &= X, \\ \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} &= Y, \\ \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} &= Z. \end{aligned} \right\}.$$

Для описания равновесия также пользуются полным дифференциалом гидростатического давления, выражение для которого получают из системы дифференциальных уравнений Эйлера:

$$dp = \rho(X dx + Y dy + Z dz).$$

Интегрирование дифференциальных уравнений равновесия жидкости для случая действия только силы тяжести позволяет получить основное уравнение гидростатики, из которого определяется абсолютное давление в жидкости p_a :

$$p_a = p_o + \gamma h,$$

где p_o - давление на свободной поверхности жидкости;

h - высота столба жидкости.

Давление столба жидкости называется избыточным давлением $p_{изб}$:

$$p_{изб} = \gamma h.$$

Если слагаемое γh в основном уравнении гидростатики имеет

знак минус, то оно называется - вакуумом или вакуумметрическим давлением $p_{\text{вак}}$:

$$p_{\text{вак}} = -\mathcal{H}.$$

Давление жидкости на стенки. Сила давления жидкости на стенку может быть найдена суммированием произведений гидростатического давления на величину элементарной площадки или, в пределе, интегрированием сил давления по площади стенки F .

Величина избыточного давления на элементарную площадку dF (рис. 1.1) равна:

$$dP = p_{\text{изб}} dF = \gamma h dF.$$

Сила давления на всю площадку определяется интегрированием элементарного давления по площади F :

$$P = \int_F \gamma h dF = \gamma \int_F h dF.$$

Но $\int_F h dF$ есть статический момент фигуры F относительно свободной поверхности жидкости, равный согласно выводам теоретической механики произведению площади F на глубину h_c погружения центра тяжести фигуры C :

$$\int_F h dF = h_c F;$$

$$P = \gamma h_c F = p_{\text{изб}c} F.$$

Где $p_{\text{изб}c}$ — гидростатическое давление в центре тяжести фигуры.

Выясним, где находится точка приложения равнодействующей сил давления, называемая центром давления.

Определим момент сил давления на стенку относительно линии ее пересечения с поверхностью жидкости. Элементарный момент

dM равен силе давления на элементарную площадку $yhdF$, умноженной на плечо l (рис. 1.1):

$$dM = \gamma h dF l = \gamma^2 dF \sin \alpha .$$

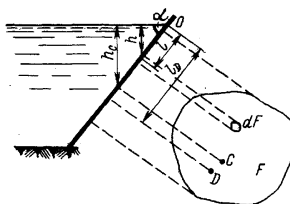


Рис. 3

Суммарный момент сил давления на фигуру определится в результате интегрирования этого выражения по площади F :

$$M = \int_F \gamma^2 \sin \alpha dF l^2 = \gamma \sin \alpha \int_F l^2 dF ;$$

Выражение $\int_F l^2 dF$ представляет собой момент инерции фигуры F относительно линии пересечения поверхности жидкости со стенкой

$$M = \gamma J_x \sin \alpha .$$

Но, с другой стороны, момент инерции M равен произведению равнодействующей сил давления P на искомое плечо (координату центра давления)

$$M = P l_D = \gamma F h_c l_D = \gamma F l_C l_D \sin \alpha .$$

Приравняем полученные моменты

$$M = \gamma J_x \sin \alpha = \gamma F l_C l_D \sin \alpha ,$$

откуда расстояние до центра давления равно

$$l_D = \frac{J_x}{F l_C} ,$$

здесь l_C - координата центра тяжести.

Представляется целесообразным заменить в полученной формуле момент инерции фигуры относительно линии пересечения поверхности жидкости со стенкой J_x через ее момент инерции относительно оси, проходящей через центр тяжести C параллельно поверхности жидкости, по известной формуле механики:

$$J_x = J_C + Fl_C^2;$$

$$l_D = \frac{J_C + Fl_C^2}{Fl_C} = l_C + \frac{J_C}{Fl_C}.$$

Из полученной формулы видно, что центр давления D (рис. 1.1) лежит ниже центра тяжести C на величину

$$e = \frac{J_C}{Fl_C},$$

называемую эксцентриситетом давления.

Например, для прямоугольного щита шириной b , длиной l , координата центра давления l_D равна:

$$l_D = l_C + \frac{J_C}{Fl_C} = \frac{l}{2} + \frac{bl}{12} \cdot \frac{1}{bl} \cdot \frac{2}{l} = \frac{2}{3}l.$$

Таким образом, точка приложения равнодействующей сил давления на прямоугольную стенку лежит ниже ее центра тяжести на $1/6 l$.

Момент инерции для прямоугольника $J_C = \frac{bl^3}{12}$;

для треугольника $J_C = \frac{bl^3}{36}$;

для круга $J_C = \frac{\pi R^4}{4}$.

Равнодействующая сил давления на криволинейную стенку

может быть определена суммированием сил давления на элементарные площадки, которые можно считать плоскими. Обычно задача определения равнодействующей давления на криволинейную стенку сводится к нахождению ее составляющих по координатным осям.

1.3. Практические занятия

1.1. Определить заглубление h точки под уровнем воды в водоеме, если избыточное давление в этой точке равно $p_{изб} = 100$ кПа (Ответ: $h = 10$ м).

1.2. Для условия, задачи 1 определить заглубления точки под уровнем масла.

1.3. Для условия задачи 1 определить заглубления точки под уровнем ртути.

1.4. Определить абсолютное p_a и избыточное $p_{изб}$ давления в точке дна открытого сосуда, наполненного водой; глубина воды в сосуде

$h = 2$ м. (Ответ: $p_a = 120$ кПа; $p_{изб} = 20$ кПа).

1.5. Найти силу P_a абсолютного гидростатического давления, действующего на дно сосуда, описанного, в задаче 4, если площадь дна сосуда $0,1$ м². (Ответ: $P_a = 12$ кН).

1.6. Найти силу P_a абсолютного гидростатического давления, действующего на дно сосуда, описанного в задаче 4, если площадь дна сосуда $0,1$ м², сосуд закрыт герметичной крышкой, а внешнее поверхностное давление равно $p_0 = 250$ кПа. (Ответ: $P_a = 27$ кН).

1.7. Определить значение внешнего поверхностного давления p_0 в закрытом сосуде, если горизонт воды в открытом пьезометре, подключенном к сосуду, возвышается над горизонтом воды в сосуде на высоту $h = 3$ м. (Ответ: $p_0 = 130$ кПа).

1.8. Определить высоту вакуума $h_{вак}$, если абсолютное гидростатическое давление в точке подключения вакуумметра равно $p_a = 30$ кПа, а атмосферное давление $p_A = 100$ кПа. (Ответ: $h_{вак} = 7$ м).

1.9. Определить максимальное P_{max} и P_{min} абсолютное гидростатическое давление, действующее на дно цилиндрического сосуда площадью $F=0,1$ м², вращающегося вокруг своей оси с угловой скоростью $\omega=10$ с⁻¹, если объем воды $V=10^{-2}$ м³. Показание барометра 600 мм. рт. ст.

1.10. В U – образную трубку залито 2 жидкости плотностью ρ_1 и ρ_2 . Над поверхностями жидкостей давления соответственно равны P_1

и P_2 . Определить разность высот столбов жидкостей, если высота жидкости в первом колене H_1 .

1.11. Определить силу P_a абсолютного гидростатического давления, действующего на дно сосуда площадью $F = 0,15 \text{ м}^2$, сосуд закрыт крышкой, а внешнее поверхностное давление равно $p_0 = 300 \text{ кПа}$, глубина воды в сосуде $h = 3,5 \text{ м}$. Показания барометра – 740 мм. рт. ст.

1.12. Определить силу P_a абсолютного гидростатического давления, действующего на дно сосуда площадью $F = 0,2 \text{ м}^2$, закрытого герметичной крышкой, если высота вакуума $h_{\text{вак}} = 7 \text{ м}$, а дно находится ниже точки подключения вакуумметра на 3 м . Показание барометра 760 мм. рт. ст.

1.13. Определить силу P_a абсолютного гидростатического давления, действующего на дно сосуда площадью $F = 0,1 \text{ м}^2$, закрытого герметичной крышкой, если горизонт масла в открытом пьезометре, подключенный к сосуду, возвышается над горизонтом масла в сосуде на высоту $h_n = 8 \text{ м}$, высота столба масла $h_m = 4 \text{ м}$. Показание барометра 730 мм. рт. ст.

1.14. Определить значение внешнего поверхностного давления P_0 в закрытом сосуде, если горизонт воды в открытом пьезометре, подключенном к сосуду, возвышается над горизонтом воды в сосуде на высоту $h = 3 \text{ м}$.

1.15. Определить силу $P_{\text{изб.}}$ избыточного давления и направление ее действия, для цилиндрической поверхности длиной $l = 3 \text{ м}$ и $R = 2 \text{ м}$, если $h_1 = 3R$, а $h_2 = 3,25 R$, жидкость – вода.

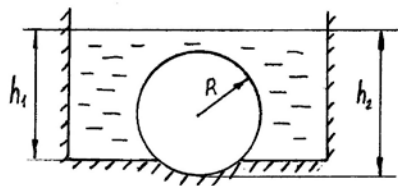


Рис. 1.2

1.16. Определить силу $P_{изб.}$ избыточного гидростатического давления и направление ее действия для цилиндрической поверхности длиной $l = 2$ м и $R = 1$ м, если $h_1 = 3/2R$, а $h_2 = 1/2R$, жидкость – вода.

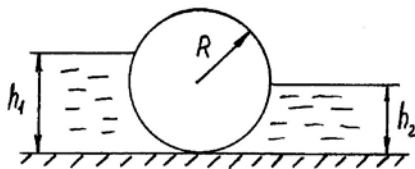


Рис. 1.3

1.17. Определить силу $P_{изб.}$ избыточного гидростатического давления и направление ее действия для цилиндрической поверхности длиной $l = 2$ и образующими $l_{AB} = 1$ м, $l_{BC} = 2$ м, $l_{CD} = 3$ м или $h_1 = 5$ м, $h_2 = 4$ м, $\gamma_1 = 10^4$ Н/м, $\gamma_2 = 8 \cdot 10^3$ Н/м.

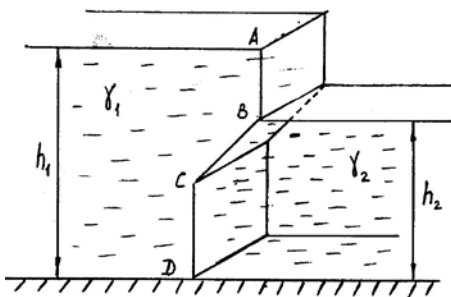


Рис. 1.4

1.18. Определить силу P_a и эксцентриситет e силы абсолютного гидростатического давления, действующего на треугольный щит ABC, находящийся под углом $\alpha = 45^\circ$ к горизонту воды открытого водоема, если вершина A заглублена на $h_A = 4$ м, $b = 3$ м, $l = 3$ м.

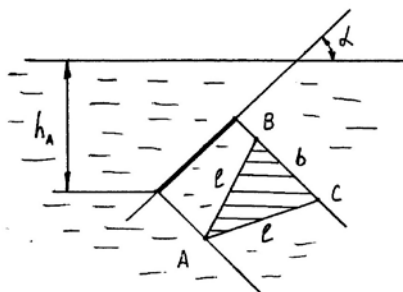


Рис. 1.5

1.19. Определить силу P_a и эксцентриситет e силы абсолютного гидростатического давления, действующего на прямоугольный щит ABCD, находящийся под углом $\alpha = 30^\circ$ к горизонту воды открытого водоема, если грань АВ заглублена на $h_{AB} = 1,5$ м, а $b = 0,5$ м, $l = 1,3$ м.

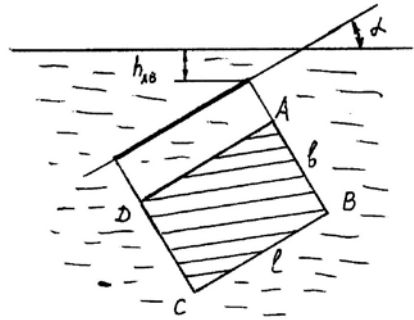


Рис.1.6

1.20. Определить силу P_a и эксцентриситет e силы абсолютного гидростатического давления, действующего на треугольный щит ABC, находящийся под углом $\alpha = 45^\circ$ к горизонту воды открытого водоема, если вершина А заглублена на $h_A = 2$ м, а $b = 2$ м, $l = 2$ м.

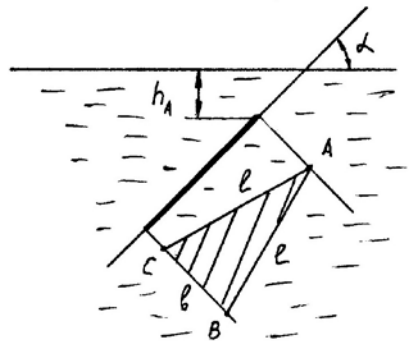


Рис. 1.7

1.21. Определить силу P_a и эксцентриситет e силы абсолютного гидростатического давления, действующего на круглый щит АВ радиусом $R = 1$ м, находящийся под углом $\alpha = 30^\circ$ к горизонту воды открытого водоема, если точка А заглублена на $h_A = 5$ м.

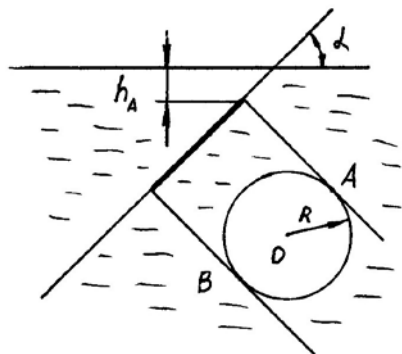


Рис.1.8

1.22. Определить силу P_a абсолютного гидростатического давления и направление ее действия, для цилиндрической поверхности длиной $l = 3$ м и образующими $l_{AB} = 2$ м, $l_{BC} = 3$ м, $l_{CD} = 3$ м, если $h_1 = 7$ м, $h_2 = 5$ м, $\gamma_1 = 10^4$, $\gamma_2 = 10^5$, $P_{01} = 100$ кПа, $P_{02} = 10$ кПа.

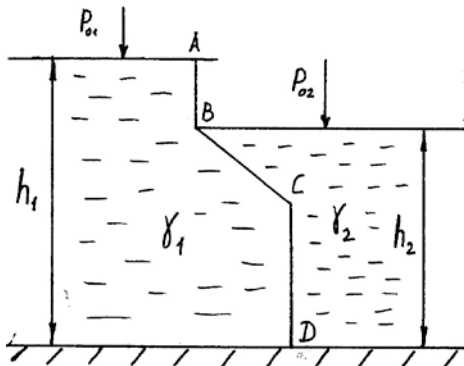


Рис. 1.9

2. ГИДРОДИНАМИКА.

2.1. Основные определения.

Задачей гидродинамики является определение скоростей и давлений жидкости в различных точках потока и в различные моменты времени τ . В общем случае вектор скорости w и давление p являются функциями четырех переменных:

$$w = w(x, y, z, \tau), \quad p = p(x, y, z, \tau).$$

Если скорость и давление в любой фиксированной точке потока остаются неизменными во времени, то течение называется установившимся. Если скорость и давление меняются со временем, то течение - неустановившееся.

Физическую картину течения представляют линии тока. Семейство линий тока, ограниченных элементарным контуром, представляют собой элементарную струйку жидкости. Объем жидкости, протекающий через сечение струйки в единицу времени, называют элементарным расходом dQ :

$$dQ = wdF.$$

Расход потока Q складывается из суммы расходов элементарных струек:

$$Q = \int_F wdF.$$

При известном расходе легко определить среднюю скорость потока в данном сечении через суммарную площадь:

$$\omega_{cp} = \frac{Q}{F}.$$

2.2. Уравнение неразрывности.

Если в потоке между двумя сечениями количество жидкости не пополняется извне и не убывает (нет источников и стоков), то масса

протекающей через эти два сечения жидкости сохраняется неизменной.

Для случая установившегося одномерного течения жидкости уравнение неразрывности имеет вид:

для элементарной струйки несжимаемой жидкости:

$$dQ = \omega dF ;$$

для потока в трубе или канале:

$$Q = \omega_{cp} F ;$$

для сжимаемой жидкости требуется постоянство массового расхода:

$$m = \rho \omega_{cp} F .$$

Для описания трехмерного установившегося течения несжимаемой жидкости используется уравнение неразрывности в дифференциальной форме:

$$\frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \frac{\partial \omega_z}{\partial z} = 0 ;$$

Для общего случая неустановившегося течения сжимаемой жидкости уравнение неразрывности имеет вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \omega_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \omega_z)}{\partial z} = 0 .$$

2.3. Уравнения Эйлера

Идеальной жидкости, не имеющей вязкости, в природе не существует. Многочисленные исследования показали, что при обтекании тел маловязкими жидкостями торможение из-за вязкого

трения охватывает лишь тонкий пристеночный слой, - называемый пограничным. Поэтому для изучения внешнего потока можно использовать методы динамики идеальной жидкости.

Уравнения Эйлера выражают второй закон Ньютона в применении к жидкой частице: "Ускорение жидкой частицы обусловлено перепадом давления и действием внешних объемных сил":

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\omega_x}{dt} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + X, \\ \frac{d\omega_y}{dt} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + Y, \\ \frac{d\omega_z}{dt} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + Z. \end{aligned} \right\}.$$

Уравнения Эйлера совместно с уравнением неразрывности образуют систему четырех уравнений, из которой при заданных начальных и граничных условиях можно определить скорость и давление в любой точке потока и в любой момент времени.

2.4. Уравнение Бернулли.

Пусть при установившемся движении идеальной жидкости из внешних сил на жидкость действует только сила тяжести. Проинтегрируем систему уравнений Эйлера для некоторой линии тока. Получим уравнение Бернулли для идеальной жидкости, из которого следует, что при возрастании скорости в струйке давление уменьшается. Для двух сечений струйки уравнение имеет вид:

$$\frac{\omega_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{\omega_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2.$$

При движении реальной жидкости механическая энергия не остается постоянной вдоль струйки. Она постепенно переходит в теплоту вследствие процессов вязкого трения. Потеря механической энергии на участке струйки между двумя сечениями учитывается

введением в правую часть уравнения Бернулли слагаемого h_w численно равного потерям напора.

Для потока реальной жидкости уравнения Бернулли имеет вид:

$$\frac{\alpha \omega_{cp1}^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{\alpha \omega_{cp2}^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_w, ,$$

где ω_{cp} - средняя скорость в сечении потока; α - коэффициент, учитывающий неравномерности скорости по сечению потока (для ламинарного течения $\alpha = 2$; для турбулентного $\alpha = 1,05 - 1,10$).

2.5. Уравнение количества движения.

Уравнение количества движения используется для определения силовых и временных характеристик потока. Оно выводится из теоремы механики о сохранении импульса силы. Согласно данной теореме векторное приращение количеств движения двух сечений струйки, отнесенное ко времени, равно результирующей внешних сил, действующих на выделенный объем между сечениями:

$$\frac{\Delta(mw)}{\Delta t} = \rho_1 F_1 \omega_1 w_1 - \rho_2 F_2 \omega_2 w_2 = m(w_1 - w_2) = f, ,$$

где w - вектор скорости; f - вектор результирующей силы.

2.6. Практические занятия.

2.1. Вода вытекает из открытого бака большого объема в атмосферу через короткое сопло. Уровень вода в баке над соплом $h = 3\text{м}$ поддерживается постоянным.

Найти массовый расход m воды через сопло, если выходная площадь сопла $F = 10 \text{ см}^2$. (Ответ: $m = 7,67 \text{ кг/с}$).

Решение: Скорость истечения воды из сопла $\omega = (2gh)^{0.5}$. Массовый расход вода через сопло $m = \rho F \omega$.

2.2. Вода вытекает из большого закрытого бака в атмосферу

(давление $p_a = 10^5$ Па) через сопло с выходной площадью $F = 10 \text{ см}^2$. Высота воды в баке над соплом $h = 12$ м. Над уровнем воды находится воздух с давлением $5 \cdot 10^5$ Па.

Определить скорость ω истечения воды из бака. (Ответ: $\omega = 32,2$ м/с).

2.3. Несжимаемая жидкость плотностью ρ течет по горизонтальной трубе переменной площади поперечного сечения. Разность давлений $p_1 - p_2$ жидкости между сечениями площадями F_1 и F_2 измеряется с помощью дифференциального манометра.

Найти массовый расход m жидкости. Трением пренебречь, течение считать одномерным.

Решение: уравнение Бернулли для двух сечений:

$$0,5(\omega_1^2 - \omega_2^2) = \frac{(p - p)}{\rho}.$$

Уравнение неразрывности:

$$m = \rho \omega_1 F_1 = \rho \omega_2 F_2.$$

Решая совместно оба уравнения, получим выражение для определения массового расхода.

2.4. Уровень воды в водонапорном баке превышает уровень вода 8 горизонтальном трубопроводе на величину $h = 2$ м. Вода течет по трубопроводу диаметром $d_1 = 50$ мм. На трубопроводе имеется местное сужение диаметром $d_2 = 40$ мм, к которому подсоединена трубка диаметром d_3 опущенная в резервуар с водой, расположенный ниже уровня воды в трубопроводе на величину $h = 2$ м.

Определить направление движения вода по трубке. Трением пренебречь, течение считать одномерным. (Ответ: вода движется по трубке 3 вверх).

Решение: получаем с привлечением уравнений неразрывности и Бернулли.

2.5. Цистерна объемом $V = 20 \text{ м}^3$ находится на глубине $h = 12$ м пресного водоема. Вода из цистерны вытесняется сжатым воздухом с

давлением $p = 3,5 \cdot 10^5$ Па через насадок площадью сечения $F = 0,02$ м².

Сколько времени τ потребуется, чтобы вытеснить из цистерны всю воду? (Ответ: $\tau = 61,5$ с).

2.6. Открытый бак имеет форму усеченного конуса и отверстие внизу радиусом r . Уровень вода в баке находится на высоте h над отверстием, а радиус баке на поверхности вода $R \gg z$.

Найти время τ истечения воды из бака до момента, когда высота вода станет равной $h_1 = 0,5h$.

Решение: Площадь поперечного сечения бака на высоте z , измеряемой от плоскости отверстия

$$F(z) = \pi \left(\frac{z(R-r)}{h+r} \right)^2.$$

В частности, площадь отверстия $F(0) = \pi r^2$. При квазистатической постановке задачи скорость струи, вытекающей из отверстия, определяем аналогично задаче 1. Далее приравниваем объемы воды, вытекающей из бака и прошедшей через отверстие за время $d\tau$:

$$-F(z)dz = \mu F(0)\omega d\tau,$$

где знак минус поставлен, так как при $d\tau > 0$ имеем $dz < 0$, μ - коэффициент расхода через отверстие, учитывающий конусность стенок.

После интегрирования и преобразований получим время и стечения воды из бака:

$$\tau = \frac{1}{\mu} \sqrt{\frac{h}{g}} \left(\frac{1}{20} \left(\frac{R}{r} \right)^2 + \frac{7}{30} \frac{R}{r} + \frac{43}{60} \right).$$

2.7. В открытый бак большого размера налита вода, уровень которой поддерживается постоянным. На глубине h , измеряемой от уровня воды, к баку присоединена горизонтальная труба длиной l (с

задвигкой на конце). В некоторый момент времени задвигка мгновенно открывается, и вода через трубу вытекает в атмосферу.

Определить закономерность изменения скорости в трубе во времени τ . Найти предельное значение скорости ω_∞ и время τ , в течение которого скорость в трубе достигнет 99% предельного значения, если $h = 4$ м и $l = 18$ м. Течение считать одномерным, трением пренебречь. (Ответ: $\tau = 10,77$ с).

Решение: проводим с привлечением уравнения количества движения для контрольных сечений на входе в трубу и выходе из нее:

$F(p - p_a) = m$, где $p = p_a + \rho g h - 0,5\omega^2$ - статическое давление на входе в трубу;

p_a - статическое давление на выходе из трубы; $m = \rho l p$ - масса жидкости в трубе.

После преобразования получим дифференциальное уравнение, описывающее изменение скорости в трубе во времени:

$$\frac{d\omega}{d\tau} + \frac{0,5\omega^2}{1} = \frac{gh}{1}.$$

Проинтегрируем уравнение при начальных условиях $\tau = 0$ и $\omega = 0$:

$$\omega = (2gh) \operatorname{th} \left(\tau \left(0,5 \frac{gh}{1^2} \right) \right).$$

Отсюда определяем предельные значения скорости при $\tau \rightarrow \infty$ и время, в течение которого скорость составит 99 % от предельного значения с помощью соотношения $\omega/\omega_\infty = 0,99$.

2.8. Вода с массовым расходом $m = 35 \cdot 10^3$ кг/ч течет по трубе диаметром $d_1 = 50$ мм, соединенной без перехода с трубой диаметром $d_2 = 80$ мм.

Определить потери давления вследствие внезапного изменения диаметра трубы. Рассчитать коэффициент потерь ζ , т.е. отношение

потерь давления к кинетической энергии потока. (Ответ: $\Delta p = 4,55$ кПа, $\zeta=0,371$).

2.9. Вода вытекает из закрытого бака в атмосферу ($p_a = 10^5$ Па) через короткий насадок с выходной площадью поперечного сечения $F = 100$ см². Высота от уровня воды в баке до центра насадки $h = 5,5$ м.

Давление воздуха над уровнем воде $p_0 = 2 \cdot 10^5$ Па.

Определить реактивную силу струи L , действующую на бак.

Решение: реактивная сила в проекции на направление, противоположное скорости истечения вода из бака, $l = \rho \omega^2 F = 3062,5$ Н. Скорость истечения определяется из уравнения Бернулли.

2.10. Вода по трубе Т подается в резервуар А, откуда из сделанного в стенке отверстия диаметром d_1 перетекает в резервуар В. Далее через отверстие диаметром d_2 вода попадает в резервуар С и, наконец, вытекает в атмосферу через короткую трубу диаметром d_3 и длиной l_3 .

Найти: 1) Объемный расход Q .

2) Перепады уровней Δh_1 и Δh_2 .

Если $d_1=30$ мм; $d_2=15$ мм; $d_3=20$ мм; $l_3=9$ см; $h_3=1$ м.

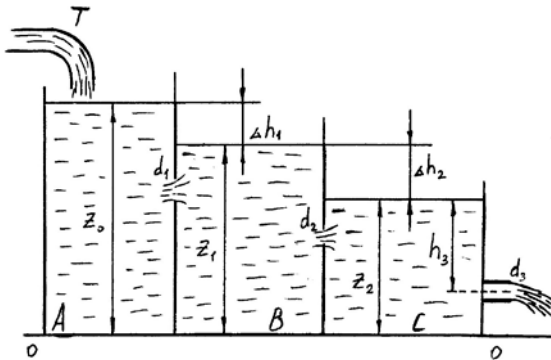


Рис. 2.1

2.11. Струя воды из сопла ударяется в стену. При этом сила давления струи = P . В подающем трубопроводе имеется местное плавное сужение, в котором установлен вакуумметр. Течение установившееся, потерями пренебречь.

Определить: 1) Показания вакуумметра $h_{\text{вак}}$.

2) Объемный расход Q .

Если $d_1 = d_3 = 100$ мм; $d_2 = 50$ мм; $d_4 = 30$ мм; $P = 1000$ Н; $p_{\text{атм}} = 1$ бар.

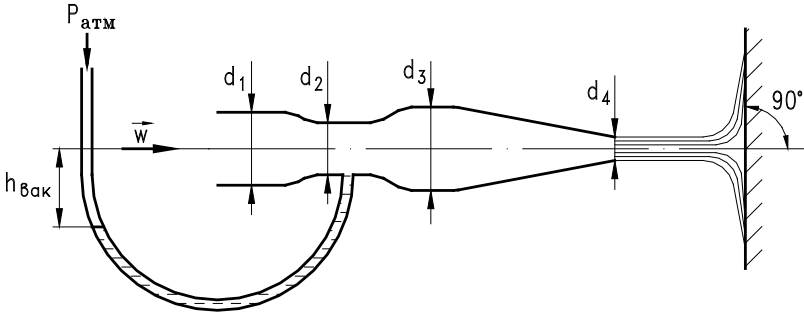


Рис. 2.2

2.12. Жидкость плотностью ρ налита в цилиндрический сосуд радиусом R и вращается с ним вокруг вертикальной оси, совпадающей с осью цилиндра. Частота вращения ω .

Получить уравнение свободной поверхности жидкости и максимальное давления p_{max} , если над поверхностью жидкости давление равно p_a . При неподвижном цилиндре он наполнен жидкостью до высоты h . Решить задачу в числах для ртути и вода при

$R = 0,5$ м, $h = 1$ м, $\omega = 81\text{с}^{-1}$.

2.13. Расход жидкости измеряется с помощью водомера Вентури, представляющий собой местное сужение на круглом трубопроводе.

1) Определить расход Q (объемный), пренебрегая потерями напора ($h_w = 0$) и считая движение жидкости установившимися.

$d_1 = 0,1$ м;

$d_2 = 0,05$ м;

$\Delta h = 1,0$ м;

$p_{\text{атм}} = 1$ бар;

$d_3 = 0,03$ м.

2) Определить реактивную силу струи воды.

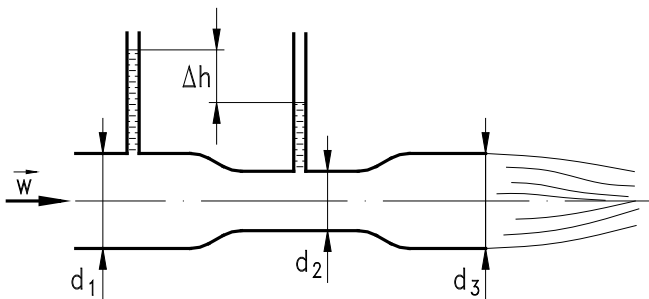


Рис. 2.3

2.14. Представлен сосуд, от которого отходит труба. Истечение жидкости происходит в атмосферу ($p_{атм} = 1$ бар). Предполагаем, что течение жидкости установившееся. Потерями можно пренебречь. Найти:

- 1) Объемный расход жидкости Q .
- 2) Напор h_i и скорости w_i в сечениях 1, 2, 3, 4.

$$Z_1 = 4 \text{ м};$$

$$Z_2 = 2 \text{ м};$$

$$Z_3 = 0,5 \text{ м};$$

$$Z_4 = 0 \text{ м};$$

$$F_1 = \infty;$$

$$F_2 = 0,015$$

$$\text{м}^2;$$

$$F_3 = 0,04 \text{ м}^2;$$

$$F_4 = 0,02 \text{ м}^2.$$

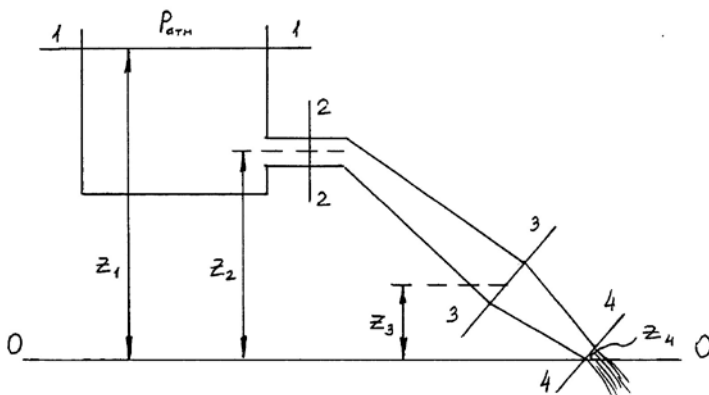


Рис. 2.4

2.15. Масло трансформаторное с температурой $t = 90$ °C течет вверх по круглой латунной трубе диаметром $d = 150$ мм, расположенной под углом $\alpha = 30^\circ$ к горизонту.

Определить перепад высот показаний пьезометров, установленных на расстоянии $l = 3$ м, если массовый расход масла

$$m = 2 \text{ кг/с.}$$

3. ПОТЕРИ НАПОРА И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ.

3.1. Режимы движения вязкой жидкости по трубам.

Опыт показывает, что при движении вязкой жидкости вдоль твердой поверхности возможны две качественно отличные формы течения. Условия для их существования и взаимного перехода были исследованы Рейнольдсом (1883 г.).

Опыты показали, что при малых скоростях течения ω струйка красителя распространяется вдоль трубы, в виде нити, не перемешиваясь с соседними объемами жидкости. Жидкость движется слоями, скорость поперек трубы меняется плавно. Сила трения между слоями определяется формулой Ньютона. Такой режим течения был назван ламинарным.

Если скорость течения делается больше некоторой критической скорости $\omega_{кр}$, окрашенная струйка начинает колебаться и размываться. В поперечной эпюре скоростей появляются разрывы, скорости отдельных частиц изменяются при их перемещении; в фиксированной точке потока появляются пульсации скорости и давления. Такое течение называется турбулентным.

Рейнольдс показал, что режим движения в трубе определяется величиной безразмерного соотношения, названного впоследствии числом Рейнольдса Re :

$$Re = \frac{\omega d}{\nu}.$$

Согласно опытным данным, при $Re < 2300$ течение всегда ламинарное. В этом случае возмущения, вносимые в поток жидкости, затухают из-за действия сил вязкого трения. При больших значениях числа Рейнольдса внесенные в поток возмущения приводят к потере его устойчивости, и наблюдается турбулизация потока.

Значение $Re_{кр} = 2300$ называют поэтому критическим числом Рейнольдса.

Физический смысл числа Re трактуют как соотношение между силой инерции, опрокидывающей частицу, и силой вязкого трения,

препятствующей такому опрокидыванию.

3.2. Потери напора по длине трубы.

Твердые поверхности, с которыми соприкасается поток жидкости, оказывают на него тормозящее влияние, что с механической точки зрения эквивалентно действию напряжений, непрерывно распределенных по внешним границам потока. Касательные составляющие этих напряжений (напряжение трения) создают сопротивление движению потока, называемое сопротивлением трения. Потеря механической энергии потока на преодоление сопротивления трения называется потерей энергии на трение по длине.

Для круглых труб формула потерь по длине известна в литературе под названием формулы Дарси-Вейсбаха и имеет вид:

$$h_1 = \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{\omega^2}{2g},$$

где λ - коэффициент гидравлического трения, который зависит от числа Re и от безразмерной величины, характеризующей пограничную геометрию трубы.

Под пограничной геометрией следует понимать не только форму живого сечения, но и геометрические характеристики поверхности трубы - относительную шероховатость $\Delta = \Delta/d$ или относительную гладкость d/Δ , где Δ - средняя высота выступа шероховатости. Абсолютная шероховатость различных трубопроводов приведена в Приложении I.

Зависимость $\lambda = f(Re, \Delta/d)$ впервые была установлена в опытах Никурадзе и Зегджи, выполненных для плотной, однородной, равномерной шероховатости из песка, сформированной на поверхности круглых труб. При этом были выведены четыре характерные области зависимости λ от Re и Δ :

1 - область ламинарного течения ($Re < 2300$). В этом случае справедлива формула Пуазейля:

$$\lambda = \frac{64}{Re};$$

2 - область гладкостенного режима течения и область гидравлически гладких труб ($4000 < Re < 10 \cdot (d/\Delta)$). В этой области вязкий подслои, в котором течение практически можно считать ламинарным, полностью закрывает выступы шероховатости стенки, и движение турбулентного ядра потока происходит как бы в гладкой трубе.

Для коэффициента гидравлического трения справедлива формула Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}.$$

Здесь коэффициент λ зависит только от Re , однако граница области для каждой данной трубы зависит от $\left(\frac{d}{\Delta}\right)$;

3 - область до квадратичного сопротивления:

$$\left(10 \cdot \left(\frac{d}{\Delta}\right) < Re < 500 \cdot \left(\frac{d}{\Delta}\right)\right).$$

Коэффициент λ рассчитывается по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,1 \left(\left(1,46 \cdot \frac{2\Delta}{d} \right) + \frac{100}{Re} \right)^{0,25}.$$

4 - область квадратичного сопротивления

$$\left(Re > 500 \cdot \left(\frac{d}{\Delta}\right) \right).$$

Коэффициент λ рассчитывается по зависимости Прандтля-Никурадзе.

$$\lambda = \frac{1}{\left(2 \lg \frac{d}{2\Delta} + 1,74\right)^2}.$$

3.3. Местные потери капора

Отличительной особенностью потока на участках местных сопротивлений является его сильная неравномерность. По длине такого потока наблюдается либо заметные изменения средней скорости течения и распределение скоростей по сечению (например, на входных участках трубопровода или на плавных его поворотах).

Таким образом, в потоке на местных сопротивлениях происходит значительная перестройка поля скоростей, изменяются градиенты скорости, а, следовательно, и величины касательных напряжений в потоке между отдельными струйками.

Наряду с изменением поля скоростей на местных сопротивлениях могут возникать отрывы потока от твердых поверхностей, приводящие к образованию циркуляционных зон. В циркуляционной зоне легко различить прямую ветвь, где направления течения совпадает с направлением движения транзитного потока, и обратную ветвь, в которой жидкость движется противоположно. Отрыв потока, за редким исключением, наблюдается при всех видах местных сопротивлений.

Следовательно, потери энергии на местных сопротивлениях связаны с энергетическими затратами на создание и поддержание движения в циркуляционных зонах и с затратами на изменение средней скорости при переформировании поля скоростей, причем первая составляющая этих затрат обычно существенно превышает вторую.

В практических расчетах для определения потерь механической энергии на местных сопротивлениях следует использовать формулу Вейсбаха, выражающую потери в долях от скоростного напора:

$$h_i = \xi_\mu \cdot \left(\frac{\omega^2}{2g}\right),$$

где ξ_μ - коэффициент местного сопротивления.

Если скорости в граничных сечениях участка местного сопротивления различны, то в качестве ω в формуле можно принять скорость в любом из граничных сечений. От этого будет зависеть только численная величина коэффициента сопротивления, и поэтому всегда необходимо оговаривать - по отношению к какой скорости этот коэффициент вычислен. Можно записать:

$$h_{\mu} = \xi_{\mu 1} \cdot \left(\frac{\omega_{\mu 1}}{2g} \right) = \xi_{\mu 2} \cdot \left(\frac{\omega_2^2}{2g} \right),$$

откуда следует, что

$$\xi_{\mu 2} = \xi_{\mu 1} \cdot \left(\frac{\omega_1^2}{\omega_2^2} \right) = \xi_{\mu 1} \cdot \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2.$$

Следовательно, если найден коэффициент $\xi_{\mu 1}$, то при необходимости можно вычислить и коэффициент $\xi_{\mu 2}$.

Коэффициенты местных гидравлических сопротивлений, полученные экспериментально для изолированных местных сопротивлений различного вида, могут быть найдены в гидравлических справочниках. Изолированными (не влияющие друг на друга) местные сопротивления являются тогда, когда их разделяют участки прямых труб постоянного сечения длиной не менее 30 - 50 диаметров трубы.

В действительных условиях расстояние между отдельными местными сопротивлениями могут быть незначительными. В этом случае возможно взаимное влияние местных сопротивлений друг на друга и их коэффициенты сопротивлений могут существенно отличаться от табличных. Тогда необходимо рассматривать их как единое сложное местное сопротивление и потери напора в них (или коэффициент сопротивления) определять экспериментальным путём.

Основные виды местных гидравлических сопротивлений можно условно разделить на следующие группы:

местные гидравлические сопротивления, связанные с изменением сечения потока (или его средней емкости). Сюда относятся внезапные расширения или сужения, постепенное сужение или расширение потока, вход в трубу;

местные гидравлические сопротивления, связанные с протеканием рабочей среды через арматуру различного типа: вентили, краны, обратные клапаны, отборы, дроссель-клапаны;

местные гидравлические потери, обусловленные отделением одной части потока от другой или слиянием двух потоков в один. К ним относятся тройники, крестовины и отверстия в стенке трубопровода при наличии транзитного потока.

В Приложении 2 приведены зависимости для расчета потерь на наиболее часто встречающихся местных сопротивлениях.

3.4. Практические занятия.

3.1. По круглой горизонтальной трубе диаметром d_1 течет ламинарный поток несжимаемой жидкости с перепадом давления Δp на мерном участке.

Будет ли течение ламинарным, если жидкость с этим же расходом течет по трубе диаметром $d_2 = 2d_1$? Если ответ утвердительный, то какой будет перепад давлений на мерном

участке? (Ответ: $\Delta p_2 = \frac{P_1}{16}$).

3.2. В круглой горизонтальной трубе диаметром d_1 при некотором расходе жидкости течение турбулентное. Перепад давлений, измеренный на мерном участке, равен Δp . Прежний расход той же жидкости течет по трубе диаметром $d_2 = 0,5d_1$.

Можно ли утверждать, что в этом случае перепад давлений на мерном участке той же длины $\Delta p_2 < 32\Delta p$? (Ответ: «да»).

3.3. Турбинное масло течет по длинной круглой сварной гладкой горизонтальной трубе диаметром $d = 25$ мм. Массовый расход $m = 0,35$ кг/с.

Определить падение давления, отнесенное к единице длины трубы, $\Delta p/l$. Физические свойства турбинного масла приведены в табл. 1.1. Температура масла $T = 293$ К.

Решение. Так как число Рейнольдса $Re = 208 < 2300$, то течение в трубе – ламинарное и коэффициент трения $\lambda = 64/Re = 0,301$.

Следовательно, $\frac{\Delta p}{l} = 3525 \text{ Па} / \text{ м}$.

3.4. Вода течет по длинной круглой цельнотянутой стальной горизонтальной трубе диаметром $d = 200$ мм.

Определить падение давления, отнесенное к единице длины трубы, $\Delta p/l$ при массовом расходе $m = 150$ кг/с и температуре воды $T = 313$ К. Какой будет величина $\Delta p_2/l$ при уменьшении расхода в 2 раза.

(Ответ: $\frac{\Delta p}{l} = 625 \text{ Па} / \text{м}$; $\frac{\Delta p_2}{l} = 176 \text{ Па} / \text{м}$).

3.5. Жидкость динамической вязкостью $\mu = 30 \cdot 10^{-3}$ Па·с и плотностью $\rho = 900$ кг/м³ течет по горизонтальной круглой чугунной трубе диаметром $d = 30$ мм. Перепад давлений, вызванный силами сопротивления на участке длиной $l = 2$ м, $\Delta p = 4270$ Па.

Определить массовый расход m жидкости, построить эпюру распределения скорости жидкости в трубе. Определить максимальное p_{max} и минимальное p_{min} давления торможения в сечении I , если статическое давление $p_i = 2 \cdot 10^3$ Па.

3.6. Вода течет по круглой горизонтальной трубе диаметром $d = 25$ мм. Измеренный перепад статических давлений между двумя сечениями, на участке длиной $l = 3$ м составляет $\Delta p = 11 \cdot 10^3$ Па. Температура воды $T = 293$ К.

Определить среднерасходную скорость u в трубе.

Решение проводится методом последовательных приближений по следующей схеме: принимаем, что режим течения ламинарный; определяем скорость потока из формулы Вейсбаха-Дарси; проверяем соответствие числа Рейнольдса режиму течения; в случае несоответствия переходим к следующему режиму.

3.7. По горизонтальной круглой трубе диаметром $d = 50$ мм течет вода температурой $T = 313$ К и расходом $m = 37 \cdot 10^3$ кг/ч.

Определить падение давления на единицу длины трубы, если она гидравлически гладкая. Каким будет падение давления, если на стенках трубы появятся отложения песочного типа с высотой выступов 0,2 мм.

3.8. Масло турбинное течет из одного сосуда в другой по двум параллельным трубопроводам диаметрами $d_1 = 40$ мм и $d_2 = 30$ мм.

Общий объемный расход масла $Q = 4$ л/с.

Как распределяется расход масла между трубками? Как распределится расход воде между трубками при том же объемном расходе? Температура воды и масла $T = 293$ К.

Ответ: для масла – $Q_1 = 3,04$ л/с; $Q_2 = 0,96$ л/с;
для воды – $Q_1 = 2,75$ л/с; $Q_2 = 1,25$ л/с.

3.9. Вода с расходом $m = 35 \cdot 10^3$ кг/ч течет по трубе диаметром $d_1 = 50$ мм, соединенной без перехода с трубой диаметром $d_2 = 80$ мм.

Определить потери давления вследствие внезапного расширения трубы. (Ответ: $\Delta p = 4,55$ кПа).

3.10. Стальной шарик диаметром $d = 1,5$ мм за время τ погружается на дно сосуда, наполненного смазочным маслом. Высота уровня масла в сосуде $h = 0,5$ м. Диаметр сосуда много больше диаметра шарика.

Оценить коэффициент динамической вязкости μ масла. Плотность стали $p_0 = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³, масла $p_m = 0,9 \cdot 10^3$ кг/м³. Время погружения по пяти измерениям следующее: $\tau_1 = 20$ с; $\tau_2 = 22$ с; $\tau_3 = 21$ с; $\tau_4 = 20$ с; $\tau_5 = 21$ с.

Ответ: $\mu = (3,52 \pm 0,16) \cdot 10^{-1}$ Па·с.

3.11. Вода с температурой $T = 303$ К течет вверх по круглой чугунной трубе диаметром $d = 100$ мм, расположенной вертикально. Определить падение давления, отнесенное к единице длины трубы $\Delta p/l$, при массовом расходе $m = 10$ кг/с.

3.12. Жидкость динамической вязкостью $\mu = 30 \cdot 10^{-3}$ Па·с и плотностью 900 кг/м³ течет по горизонтальной круглой стальной трубе диаметром $d = 50$ мм.

Перепад давлений, вызванный силами сопротивления на участке длиной $l = 4$ м, $\Delta p = 3000$ Па.

Определить среднерасходную скорость w_{cp} в трубе и массовый расход жидкости m .

3.13. Турбинное масло течет по длинной круглой сварной гладкой горизонтальной трубе диаметром $d = 25$ мм. Массовый

расход

$m = 0,35$ кг/с. Определить падение давления, отнесенное к единице длины трубы, $\Delta p/l$. Физические свойства турбинного масла: $\rho = 898$ кг/м³; $\mu = 86 \cdot 10^{-3}$ Па•с; $\nu = 48 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Температура масла $T=293$ К.

4. ГАЗОДИНАМИКА.

4.1. Основные определения.

При решении задач по газодинамике удобно пользоваться безразмерными скоростями: числом Маха $M = V/a$, и коэффициентом скорости $\lambda = V/a_{кр}$. Здесь V — скорость газового потока в данном сечении, a — местная скорость звука (в данном сечении), $a_{кр}$ — скорость звука в том сечении потока, где скорость потока становится равной скорости звука. Это состояние потока называется критическим (см. рис. 4.1).

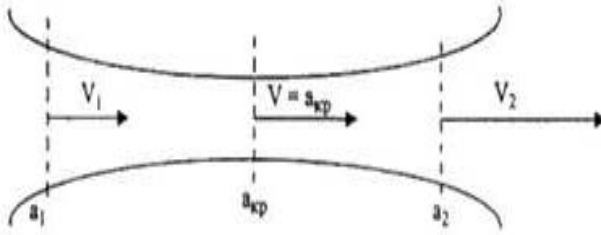


Рис. 4.1

В докритическом состоянии поток называется дозвуковым ($V_1 < a_1$, $M_1 < 1$, $\lambda < 1$). В критическом состоянии поток имеет скорость звука ($V = a = a_{кр}$, $M = 1$, $\lambda = 1$). Если поток переходит критическое состояние, он становится сверхзвуковым ($V_2 > a_2$, $M_2 > 1$, $\lambda_2 > 1$).

Важно знать, что значение скорости звука в газе зависит от его температуры: $a = \sqrt{\kappa RT}$ или для воздуха $a = 20,1\sqrt{T}$, поскольку $\kappa = 1.4$; $R = 287$ Дж/кгград. Соответственно имеем $a_{кр} = \sqrt{\kappa RT_{кр}}$. Очевидно, что между T и $T_{кр}$ имеется тесная связь, поэтому и числа M и λ связаны между собой:

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

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

В расчетах одномерных адиабатических течений идеального газа большую роль играет уравнение сохранения энергии:

$$i_1 + \frac{V_1^2}{2} = i_2 + \frac{V_2^2}{2} = i_0, \quad (2)$$

где $i = C_p T$ — энтальпия в потоке, $i_0 = C_p T_0$ — энтальпия замороженного потока.

Используя это уравнение и уравнение адиабаты, легко получить связь между параметрами в потоке (T, P, ρ) и параметрами замороженного потока (T_0, P_0, ρ_0):

$$\tau = \frac{T}{T_0} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M^2\right)^{-1} = 1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda^2;$$

$$\pi = \frac{P}{P_0} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M^2\right)^{\frac{\kappa}{1-\kappa}} = \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}};$$

$$\varepsilon = \frac{\rho}{\rho_0} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{1-\kappa}} = \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{\kappa-1}}.$$

При подсчете секундного расхода газа удобно пользоваться приведенным секундным расходом:

$$q = \frac{\rho V}{\rho_{kp} V_{kp}} = \frac{F_{kp}}{F} = \lambda \left(\frac{\frac{2}{\kappa + 1}}{1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda^2} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}}. \quad (4)$$

Здесь F — площадь сечения,

V - скорость,
 $F_{кр}$ - площадь критического сечения.

Функции τ , π , ε , q называются газодинамическими функциями. Они затабулированы и широко используются в расчетах.

4.2. Практические занятия.

4.1. Тело движется в стратосфере на высоте 20 км со скоростью $V = 1000$ км/ч. Определить значение критерия Маха и коэффициента λ , если давление воздуха $P = 54,4$ мбар, плотность $\rho = 90$ г/м³.

4.2. Определить повышение температуры воздуха ΔT перед движущимся в нем со скоростью $V = 1000$ м/с артиллерийским снарядом.

4.3. Метан при давлении $P = 1$ МПа имеет плотность $\rho = 6,29$ кг/м³. Скорость течения газа $V = 80$ м/с. Определить температуру, которую покажет термометр, поставленный в потоке газа. Теплоемкость метана $C_p = 0,53$ ккал/(кг °С).

4.4. Поток воздуха при давлении $P = 1$ МПа и температуре $t = -8$ °С течет со скоростью $V = 100$ м/с. Определить температуру T_o , давление P_o и плотность ρ_o этого потока при адиабатическом торможении до состояния покоя, а также найти скорость звука в потоке.

4.5. Трубка Пито-Прандтля вмонтирована в крыло самолета, летящего на высоте 3000 м. На этой высоте атмосферное давление составляет 0,07 МПа и скорость звука 329 м/с. Давление торможения на носике трубки оказалось равным 0,11 МПа. Какова скорость полета самолета?

4.6. Сопло Лавалья, имеющее диаметр критического сечения 50 мм и диаметр выходного сечения 75 мм, подсоединено к баллону, в котором температура $T_o = 400$ °К и абсолютное давление $P_o = 1,2$ МПа. Работает ли сопло в расчетном режиме, если наружное давление равно 0,1 МПа? Какова скорость истечения из сопла и каков секундный расход воздуха?

4.7. Определить теоретическую скорость адиабатического истечения кислорода, находящегося под давлением $P_1 = 7$ МПа, в среду с противодавлением $P_2 = 0,2$ МПа при температуре $t = -50$ °С. Найти также критическую скорость звука $a_{кр}$.

4.8. Известны параметры в заводской воздушной магистрали $P_o = 0.5$ МПа и $T_o = 300$ °К. Суммарная площадь щелей и неплотностей соединений, способствующих утечке воздуха, составляет 5 см². Определить массовый расход утечки воздуха из воздухопровода в атмосферу.

4.9. Для получения сверхзвукового потока воздух с коэффициентом скорости $\lambda = 1,65$ на выходе применяют сопло Лаваля. Площадь критического сечения сопла 20 см². Воздух вытекает в свободную атмосферу с давлением $0,1$ МПа. Какой должно быть расчетное давление в ресивере, откуда происходит истечение. Температура в ресивере $T_o = 300$ °К.

4.10. Определить скорость потока после прямого скачка уплотнения при течении воздуха по трубе со скоростью до скачка $V_1 = 600$ м/с при давлении $P_1 = 3$ МПа и температуре $t_1 = 27$ °С, а также определить параметры заторможенного потока.

4.11. В одном из сечений идеального сверхзвукового сопла давление в потоке P_1 температура торможения T_o и коэффициент скорости λ . Найти значения давления и коэффициента скорости λ_2 воздуха ($\kappa = 1,4$) в сечении 2, где температура равна T_2 ; определить безразмерные значения площадей сечений 1 и 2 и их соотношение.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М.: Дрофа, 2003. 840 с.
2. Гидравлические расчеты в теплоэнергетических системах: Учеб.пособие /В.В. Фалеев, И.Г. Дроздов, С.В. Фалеев - Воронеж: Изд-во ВГТУ, 2000. 109 с.
3. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. 2-е изд. - М.: Недра, 1982. - 223 с.
4. Сборник задач по гидроаэромеханике: Учеб. пособие/ Г.С. Самойлович. В.В. Нитусов. - М.: Машиностроение, 1986. - 162 с.
5. Теплофизические свойства веществ. Справочник. - М.: Энергоиздат, 1982. - 406 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Внутренние диаметры, принятые при составлении таблиц для гидравлического расчета стальных и
чугунных водопроводных труб (размеры в мм)

Трубы стальные водогазопроводные (ГОСТ 3262-75)				Условный проход d , d	Трубы стальные электросварные (ГОСТ 10704-76 и ГОСТ 8696-74)			Трубы чугунные напорные (ГОСТ 9583-75)				
Условный проход d , d	Наружный диаметр	Расчетный внутренний диаметр труб, d_p			Наружный диаметр	Толщина стенки	Расчетный внутренний диаметр труб, d_p	класс ЛА		класс А		
		Новых	неновых					Расчетный внутренний диаметр труб, d_p				
							новых	неновых				

6	10,2	6,2	5,2	50	70	2,5	65	64	-	-	-	-
8	13,5	9,1	8,1	60	76	2,5	71	70	-	-	-	-
10	17,0	12,6	11,6	75/65	89	2,5	84	83	67,6	66,6	-	-
15	21,3	15,7	14,7	80	102	3,0	96	95	83,6	82,6	-	-
20	26,8	21,2	20,2	100	121	3,0	115	114	103,0	102,0	-	-
25	33,5	27,1	26,1	125	140	3,0	134	133	128,2	127,2	-	-
32	42,3	35,9	34,9	150	168	4,5	159	158	153,4	152,4	-	-
40	48,0	41,0	40,0	175	180	4,5	171	170	-	-	-	-
50	60,0	53,0	52,0	200	219	4,5	210	209	203,6	202,6	-	-
65	75,5	67,5	66,5	250	273	6,0	261	260	254,0	253,0	-	-
80	88,5	80,5	79,5	300	325	7,0	311	311	304,4	304,4	-	-
90	101,3	93,3	92,3	350	377	7,0	363	363	-	-	352,4	352,4
100	114,0	105,0	104,0	400	426	7,0	412	412	-	-	401,4	401,4
125	140,0	131,0	130,0	450	480	7,0	466	466	-	-	450,6	450,6
150	165,0	156,0	155,0	500	530	7,0	516	516	-	-	500,8	500,8
-	-	-	-	600	630	7,0	616	616	-	-	600,2	600,2
-	-	-	-	700	720	7,0	706	706	-	-	699,4	699,4
-	-	-	-	800	820	8,0	804	804	-	-	799,8	799,8
-	-	-	-	900	920	8,0	904	904	-	-	899,2	899,2
-	-	-	-	1000	1020	8,0	1004	1004	-	-	998,4	998,4
-	-	-	-	1200	1220	9,0	1202	1202	-	-	-	-
-	-	-	-	1400	1420	10,0	1400	1400	-	-	-	-
-	-	-	-	1500	1500	10,0	1500	1500	-	-	-	-
-	-	-	-	1600	1620	10,0	1600	1600	-	-	-	-

Абсолютная шероховатость Δ_3 труб и каналов

Характеристика поверхности труб и каналов	Δ_3 , мм
1. Цельнотянутые трубы	
Технические гладкие из латуни, меди, свинца	0,0015-0,0100
Новые стальные	0,020 – 0,10
Стальные, очищенные после многих лет эксплуатации	До 0,040
Стальные водяные системы отопления	0,020
Стальные нефтепроводы для средних условий эксплуатации	0,020
Стальные водопроводные, находящиеся в эксплуатации	1,20
2. Цельносварные стальные трубы	
Новые или старые в лучшем состоянии, сварные или клепанные соединения	0,04 – 0,10
Новые битумизированные	0,05
Бывшие в эксплуатации	0,10 – 0,15
Изнутри покрытие лаком, но не свободные от окисления, загрязненные в процессе эксплуатации на воде, но не корродированные	0,95 – 1,00
С двойной поперечной клепкой, некорродированные; загрязненные в процессе эксплуатации на воде	1,20 – 1,50
С двойной поперечной клепкой, сильно корродированные	2,0
Со значительными отложениями	2,0 – 4,0
3. Клепанные стальные трубы	
Клепанные вдоль и поперек по одному ряду заклепок; изнутри покрытые лаком; хорошее состояние поверхности	0,30 – 0,40
С двойной продольной клепкой и простой поперечной клепкой; изнутри покрытые лаком или без лака, но некорродированные	0,60 – 0,70
С простой поперечной и двойной продольной	1,20 – 1,30

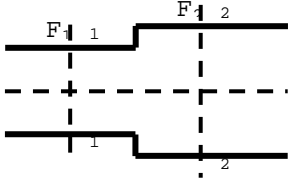
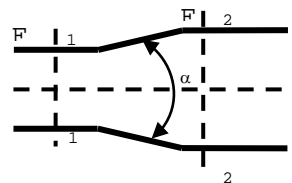
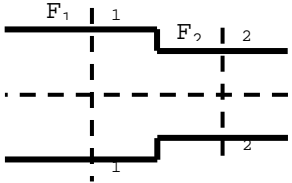
Характеристика поверхности труб и каналов	Δ_3 , мм
клепкой; изнутри просмоленные	
С четырьмя- шестью продольными рядами клепки; длительное время в эксплуатации	2,0
С четырьмя поперечными и шестью продольными рядами клепки; соединения изнутри перекрыты	4,0
4. Оцинкованные стальные трубы	
Чистая оцинковка, новые трубы	0,07 – 0,10
Обычная оцинковка, новые трубы	0,10 – 0,15
5. Трубы, оцинкованные из листовой стали	
Новые	0,15
Бывшие в эксплуатации на воде	0,18
6. Чугунные трубы	
Новые	0,25 – 1,00
Новые битумизированные	0,10 – 0,15
Асфальтированные	0,12 – 0,30
Водопроводные, бывшие в эксплуатации	1,4
Бывшие в эксплуатации, корродированные	1,0 – 1,5
С отложениями	1,0 – 1,5
Со значительными отложениями	2,0 – 4,0
Очищенные после многолетней эксплуатации	0,3 – 1,5
Сильно корродированные	До 3,0
7. Бетонные, цементные и другие трубы	
Бетонные трубы при хорошей поверхности с затиркой	0,3 – 0,8
Бетонные трубы при среднем качестве работ	2,5
Бетонные трубы с грубой (шероховатой) поверхностью	3,0 – 9,0
Железобетонные трубы	2,5
Асбоцементные трубы, новые	0,05 – 0,10
Асбоцементные трубы, бывшие в эксплуатации	0,60
Цементные трубы при сглаженной поверхности	0,3 – 0,8
Цементные Трубы при необработанной поверхности	1,0 – 2,0
Цементные труб с несглаженным цементным раствором в местах соединений	1,9 – 6,4

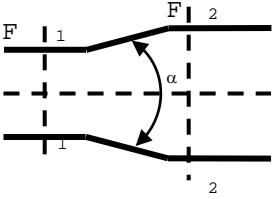
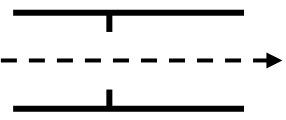

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

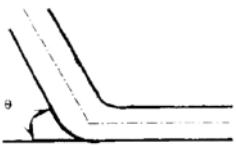
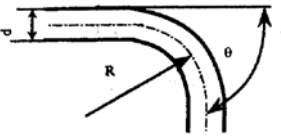
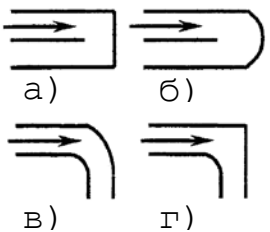
Значения модулей расхода круглых труб для квадратичной области

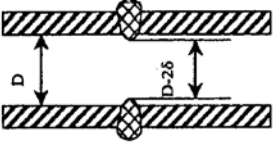
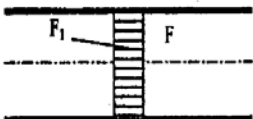
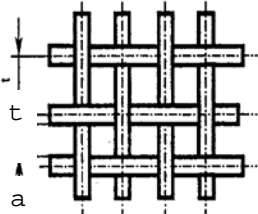
d, мм	Новые стальные			Нормальные			Новые чугунные		
	K , л/с	$K^2/1000$	$1000/K^2$	K , л/с	$K^2/1000$	$1000/K^2$	K , л/с	$K^2/1000$	$1000/K^2$
50	8,313	0,0691	14,482	9,948	0,0989	10,111	10,10	0,1020	9,804
75	24,77	0,6136	1,6297	29,27	0,8567	1,1682	29,80	0,8821	1,1337
100	53,61	2,874	0,34795	62,85	3,950	0,25316	63,83	4,061	0,24624
125	97,39	9,485	0,10543	113,5	12,885	0,07763	115,1	13,248	0,07548
150	158,4	25,091	0,03985	183,9	33,819	0,02958	186,3	34,708	0,028811
200	340,8	116,15	0,00861	393,0	154,45	0,00647	398,0	158,40	0,00631
250	616,4	379,0	0,00263	707,6	500,70	0,00200	716,3	512,09	0,00195
300	999,03	998,6	0,00100	1143	1306	$0,766 \times 10^{-3}$	1157	1339	$0,747 \times 10^{-3}$
350	1503	2259	$0,443 \times 10^{-3}$	1715	2941	$0,340 \times 10^{-3}$	1835	3007	$0,333 \times 10^{-3}$
400	2140	4580	$0,218 \times 10^{-3}$	2435	5929	$0,169 \times 10^{-3}$	2463	6066	$0,165 \times 10^{-3}$
450	2920	8526	$0,117 \times 10^{-3}$	3316	10996	$0,909 \times 10^{-4}$	3354	11249	$0,889 \times 10^{-4}$
500	3857	14876	$0,672 \times 10^{-4}$	4374	19132	$0,523 \times 10^{-4}$	4423	19563	$0,511 \times 10^{-4}$
600	6239	98925	$0,57 \times 10^{-4}$	7053	49745	$0,201 \times 10^{-4}$	7131	50851	$0,197 \times 10^{-4}$
700	9362	87647	$0,114 \times 10^{-4}$	10560	111514	$0,897 \times 10^{-4}$	10644	113934	$0,878 \times 10^{-5}$
800	13301	176918	$0,565 \times 10^{-5}$	14983	224191	$0,446 \times 10^{-5}$	15132	228977	$0,437 \times 10^{-5}$
900	18129	328661	$0,304 \times 10^{-5}$	20373	415059	$0,241 \times 10^{-5}$	20587	423825	$0,126 \times 10^{-5}$
1000	23911	571736	$0,175 \times 10^{-5}$	26832	719956	$0,139 \times 10^{-5}$	27110	725006	$0,136 \times 10^{-5}$
1100	30709	943043	$0,106 \times 10^{-5}$	34416	1184461	$0,844 \times 10^{-6}$	34769	1208883	$0,827 \times 10^{-6}$
1200	38601	1490037	$0,671 \times 10^{-6}$	43211	1867191	$0,536 \times 10^{-6}$	43650	1905323	$0,525 \times 10^{-6}$
1300	47604	2266140	$0,441 \times 10^{-6}$	53232	2833646	$0,353 \times 10^{-6}$	53769	2891105	$0,346 \times 10^{-6}$
1400	57807	3341649	$0,299 \times 10^{-6}$	64581	4170705	$0,24 \times 10^{-6}$	65260	4254431	$0,235 \times 10^{-6}$

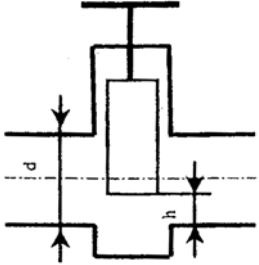
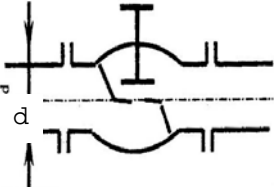
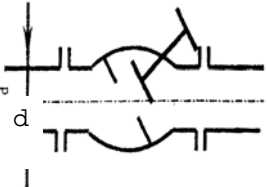
Таблица КМС

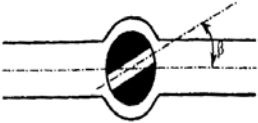
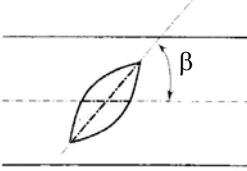
Наименование местного сопротивления	Коэффициент местного сопротивления (КМС)																
<p>Внезапное расширение потока</p> 	$\xi_1 = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2 \quad (Re_1 > 10^4)$ <p>ξ_1 - отнесено к средней скорости перед сопротивлением; ξ_2 - отнесено к средней скорости за сопротивлением</p>																
<p>Плавное расширение (диффузор)</p> 	$\xi = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \ell \frac{1}{n^2}\right) + k \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2$ <table border="1" data-bbox="468 826 1013 917"> <tr> <td>α^0</td> <td>8</td> <td>10</td> <td>12</td> <td>15</td> <td>20</td> <td>25</td> <td>60</td> </tr> <tr> <td>k</td> <td>0.14</td> <td>0.16</td> <td>0.22</td> <td>0.30</td> <td>0.42</td> <td>0.62</td> <td>0.90</td> </tr> </table>	α^0	8	10	12	15	20	25	60	k	0.14	0.16	0.22	0.30	0.42	0.62	0.90
α^0	8	10	12	15	20	25	60										
k	0.14	0.16	0.22	0.30	0.42	0.62	0.90										
<p>Внезапное сужение</p> 	$\xi_2 = 0,5 \left(1 - \frac{F_2}{F_1}\right)$																

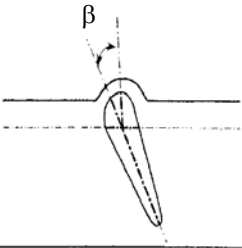
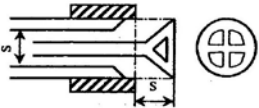
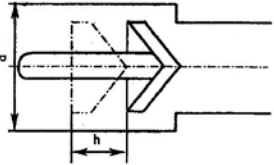
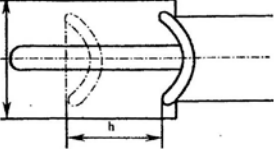
Наименование местного сопротивления	Коэффициент местного сопротивления (КМС)												
<p>Плавное сужение (конфузор)</p> 	$\xi = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \ell \frac{1}{n^2} \right) + k \left(0,5 \left(1 - \frac{1}{n} \right) \right)$ <table border="1" data-bbox="468 411 969 499"> <tr> <td>α^0</td> <td>0</td> <td>12</td> <td>20</td> <td>40</td> <td>60</td> </tr> <tr> <td>k</td> <td>0,80</td> <td>0,40</td> <td>0,24</td> <td>0,18</td> <td>0,20</td> </tr> </table>	α^0	0	12	20	40	60	k	0,80	0,40	0,24	0,18	0,20
α^0	0	12	20	40	60								
k	0,80	0,40	0,24	0,18	0,20								
<p>Диафрагма в трубе постоянного сечения</p> 	$\xi = \left(1 - \frac{0,707}{\sqrt{1 - \frac{F}{F_1}}} \right)^2 \left(\frac{F_1}{F} - 1 \right)^2$												
<p>Колено без закруглений</p> 	$\xi_2 = 0,95 \sin^2 \frac{\theta}{2} + 2 < 0,5 \sin^4 \frac{\theta}{2}$ <p style="text-align: center;">$(\text{Re} > 2 \cdot 10^5)$</p>												

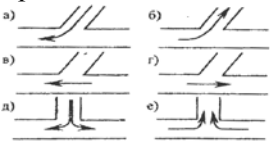
Наименование местного сопротивления	Коэффициент местного сопротивления (КМС)										
Закругленное колено, отвод 	$\xi_2 = a \left(0,05 + 1,19 \frac{d}{R} \right)$ а) $\theta < 90^\circ$ $a = \sin \theta$ б) $\theta > 90^\circ$ $a = 0,7 + 0,35 \frac{\theta}{90^\circ}$										
Сегментное колено (5- 6 звеньев) 	$\xi = 0,008\theta^{0,75} \left(\frac{d}{R} \right)^{0,6}$										
Колена 	<table border="1" data-bbox="468 1177 960 1265"> <thead> <tr> <th>Вид</th> <th>а</th> <th>б</th> <th>в</th> <th>г</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>ξ_2</td> <td>4,01</td> <td>4,51</td> <td>2,705</td> <td>0,996</td> </tr> </tbody> </table>	Вид	а	б	в	г	ξ_2	4,01	4,51	2,705	0,996
Вид	а	б	в	г							
ξ_2	4,01	4,51	2,705	0,996							

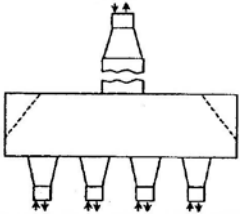
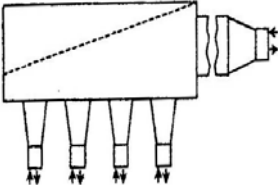
Наименование местного сопротивления	Коэффициент местного сопротивления (КМС)
<p>Сварные стыки в трубах</p> 	$\xi_2 = 13,8 \left(\frac{\delta}{D} \right)^{1,5}$
<p>Решетка внутри канала (отверстия с острыми краями)</p> 	$\xi_2 = \left(\frac{F}{F_1} - 1 + 0,707 \frac{F}{F_1} \sqrt{1 - \frac{F_1}{F}} \right)^2$
<p>Сетчатые фильтры: а) на входных отверстиях труб; б) сетка с квадратными ячейками</p> 	<p>а) $\xi_2 = (0,675 \div 1,575) \frac{F_1}{F}$</p> <p>$F_1$ - суммарная площадь отверстий сетки;</p> <p>б) $\xi_2 = \frac{92 - 78m}{Re} + 0,7(1,05 - m),$</p> $Re = \frac{v_1 a}{\nu}$ $v_1 = \frac{v}{m}$

Наименование местного сопротивления	Коэффициент местного сопротивления (КМС)																																																								
Задвижка 	Значения $\xi(d, n)$ <table border="1" data-bbox="465 288 997 568"> <thead> <tr> <th></th> <th colspan="6">n</th> </tr> <tr> <th>d</th> <th>1</th> <th>3/4</th> <th>1/2</th> <th>3/8</th> <th>1/4</th> <th>1/8</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>25</td> <td>0.23</td> <td>0.90</td> <td>4.1</td> <td>9.0</td> <td>32</td> <td>230</td> </tr> <tr> <td>50</td> <td>0.15</td> <td>0.68</td> <td>3.0</td> <td>6.5</td> <td>20</td> <td>140</td> </tr> <tr> <td>100</td> <td>0.14</td> <td>0.55</td> <td>2.6</td> <td>5.5</td> <td>16</td> <td>92</td> </tr> <tr> <td>150</td> <td>0.12</td> <td>0.49</td> <td>2.4</td> <td>5.3</td> <td>14</td> <td>73</td> </tr> <tr> <td>200</td> <td>0.10</td> <td>0.46</td> <td>2.3</td> <td>5.2</td> <td>13</td> <td>66</td> </tr> <tr> <td>300</td> <td>0.07</td> <td>0.42</td> <td>2.2</td> <td>5.1</td> <td>12</td> <td>56</td> </tr> </tbody> </table>		n						d	1	3/4	1/2	3/8	1/4	1/8	25	0.23	0.90	4.1	9.0	32	230	50	0.15	0.68	3.0	6.5	20	140	100	0.14	0.55	2.6	5.5	16	92	150	0.12	0.49	2.4	5.3	14	73	200	0.10	0.46	2.3	5.2	13	66	300	0.07	0.42	2.2	5.1	12	56
	n																																																								
d	1	3/4	1/2	3/8	1/4	1/8																																																			
25	0.23	0.90	4.1	9.0	32	230																																																			
50	0.15	0.68	3.0	6.5	20	140																																																			
100	0.14	0.55	2.6	5.5	16	92																																																			
150	0.12	0.49	2.4	5.3	14	73																																																			
200	0.10	0.46	2.3	5.2	13	66																																																			
300	0.07	0.42	2.2	5.1	12	56																																																			
Вентиль обыкновенный 	При полном открытии <table border="1" data-bbox="465 699 1014 788"> <thead> <tr> <th>d</th> <th>13</th> <th>19</th> <th>25</th> <th>32</th> <th>38</th> <th>50</th> <th>75</th> <th>100</th> <th>200</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>ξ</td> <td>10,8</td> <td>6,9</td> <td>6,1</td> <td>6,0</td> <td>5,8</td> <td>4,6</td> <td>3,6</td> <td>4,1</td> <td>4,7</td> </tr> </tbody> </table>	d	13	19	25	32	38	50	75	100	200	ξ	10,8	6,9	6,1	6,0	5,8	4,6	3,6	4,1	4,7																																				
d	13	19	25	32	38	50	75	100	200																																																
ξ	10,8	6,9	6,1	6,0	5,8	4,6	3,6	4,1	4,7																																																
Вентиль прямоточный 	При полном открытии <table border="1" data-bbox="465 979 1005 1069"> <thead> <tr> <th>d</th> <th>25</th> <th>50</th> <th>75</th> <th>100</th> <th>150</th> <th>175</th> <th>200</th> <th>250</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>ξ</td> <td>1,03</td> <td>0,75</td> <td>0,60</td> <td>0,51</td> <td>0,40</td> <td>0,37</td> <td>0,34</td> <td>0,31</td> </tr> </tbody> </table>	d	25	50	75	100	150	175	200	250	ξ	1,03	0,75	0,60	0,51	0,40	0,37	0,34	0,31																																						
d	25	50	75	100	150	175	200	250																																																	
ξ	1,03	0,75	0,60	0,51	0,40	0,37	0,34	0,31																																																	
Вентиль Косва (полное открытие)	$\xi = 1,4 \div 2,5$																																																								
Вентиль Рей (полное открытие)	$\xi = 2,0 \div 2,7$																																																								

Наименование местного сопротивления	Коэффициент местного сопротивления (КМС)																																																																																																														
Пробковый кран 	<table border="1" data-bbox="468 288 1014 496"> <tr> <td>β^0</td> <td>5</td> <td>10</td> <td>15</td> <td>20</td> <td>25</td> <td>30</td> <td></td> </tr> <tr> <td>ξ</td> <td>0,05</td> <td>0,29</td> <td>0,75</td> <td>1,56</td> <td>3,10</td> <td>5,47</td> <td></td> </tr> <tr> <td>β^0</td> <td>40</td> <td>45</td> <td>50</td> <td>55</td> <td>60</td> <td>67</td> <td></td> </tr> <tr> <td>ξ</td> <td>17,3</td> <td>31,2</td> <td>52,6</td> <td>103</td> <td>216</td> <td>∞</td> <td></td> </tr> </table>							β^0	5	10	15	20	25	30		ξ	0,05	0,29	0,75	1,56	3,10	5,47		β^0	40	45	50	55	60	67		ξ	17,3	31,2	52,6	103	216	∞																																																																									
β^0	5	10	15	20	25	30																																																																																																									
ξ	0,05	0,29	0,75	1,56	3,10	5,47																																																																																																									
β^0	40	45	50	55	60	67																																																																																																									
ξ	17,3	31,2	52,6	103	216	∞																																																																																																									
Кран двойной регулировки при полном открытии	$\xi = 2 \div 4$																																																																																																														
Дисковый (дроссельный, поворотный) клапан 	<table border="1" data-bbox="468 639 1014 791"> <tr> <td colspan="8">$m = 0,10$</td> </tr> <tr> <td>β^0</td> <td>0</td> <td>5</td> <td>10</td> <td>20</td> <td>30</td> <td>40</td> <td>50</td> <td>60</td> </tr> <tr> <td>ξ</td> <td>0,05</td> <td>0,23</td> <td>0,48</td> <td>1,63</td> <td>4,0</td> <td>10,8</td> <td>32</td> <td>131</td> </tr> </table> <table border="1" data-bbox="468 823 1014 975"> <tr> <td colspan="8">$m = 0,15$</td> </tr> <tr> <td>β^0</td> <td>0</td> <td>5</td> <td>10</td> <td>20</td> <td>30</td> <td>40</td> <td>50</td> <td>60</td> </tr> <tr> <td>ξ</td> <td>0,15</td> <td>0,30</td> <td>0,52</td> <td>1,63</td> <td>4,0</td> <td>10,8</td> <td>32</td> <td>131</td> </tr> </table> <table border="1" data-bbox="468 1007 1014 1158"> <tr> <td colspan="8">$m = 0,20$</td> </tr> <tr> <td>β^0</td> <td>0</td> <td>5</td> <td>10</td> <td>20</td> <td>30</td> <td>40</td> <td>50</td> <td>60</td> </tr> <tr> <td>ξ</td> <td>0,27</td> <td>0,31</td> <td>0,58</td> <td>1,63</td> <td>4,0</td> <td>10,8</td> <td>32</td> <td>131</td> </tr> </table> <table border="1" data-bbox="468 1190 1014 1342"> <tr> <td colspan="8">$m = 0,25$</td> </tr> <tr> <td>β^0</td> <td>0</td> <td>5</td> <td>10</td> <td>20</td> <td>30</td> <td>40</td> <td>50</td> <td>60</td> </tr> <tr> <td>ξ</td> <td>0,35</td> <td>0,45</td> <td>0,63</td> <td>1,63</td> <td>4,0</td> <td>10,8</td> <td>32</td> <td>131</td> </tr> </table>							$m = 0,10$								β^0	0	5	10	20	30	40	50	60	ξ	0,05	0,23	0,48	1,63	4,0	10,8	32	131	$m = 0,15$								β^0	0	5	10	20	30	40	50	60	ξ	0,15	0,30	0,52	1,63	4,0	10,8	32	131	$m = 0,20$								β^0	0	5	10	20	30	40	50	60	ξ	0,27	0,31	0,58	1,63	4,0	10,8	32	131	$m = 0,25$								β^0	0	5	10	20	30	40	50	60	ξ	0,35	0,45	0,63	1,63	4,0	10,8	32	131
$m = 0,10$																																																																																																															
β^0	0	5	10	20	30	40	50	60																																																																																																							
ξ	0,05	0,23	0,48	1,63	4,0	10,8	32	131																																																																																																							
$m = 0,15$																																																																																																															
β^0	0	5	10	20	30	40	50	60																																																																																																							
ξ	0,15	0,30	0,52	1,63	4,0	10,8	32	131																																																																																																							
$m = 0,20$																																																																																																															
β^0	0	5	10	20	30	40	50	60																																																																																																							
ξ	0,27	0,31	0,58	1,63	4,0	10,8	32	131																																																																																																							
$m = 0,25$																																																																																																															
β^0	0	5	10	20	30	40	50	60																																																																																																							
ξ	0,35	0,45	0,63	1,63	4,0	10,8	32	131																																																																																																							

Наименование местного сопротивления	Коэффициент местного сопротивления (КМС)																																		
<p>Шарнирный клапан</p> 	<table border="1" data-bbox="468 312 960 416"> <tr> <td>β^0</td> <td>70</td> <td>65</td> <td>60</td> <td>55</td> <td>50</td> <td>45</td> </tr> <tr> <td>ξ</td> <td>1,7</td> <td>2,3</td> <td>3,2</td> <td>4,6</td> <td>6,6</td> <td>9,5</td> </tr> </table> <table border="1" data-bbox="468 451 960 555"> <tr> <td>β^0</td> <td>40</td> <td>35</td> <td>30</td> <td>25</td> <td>20</td> <td>15</td> </tr> <tr> <td>ξ</td> <td>14</td> <td>20</td> <td>30</td> <td>42</td> <td>62</td> <td>90</td> </tr> </table>							β^0	70	65	60	55	50	45	ξ	1,7	2,3	3,2	4,6	6,6	9,5	β^0	40	35	30	25	20	15	ξ	14	20	30	42	62	90
β^0	70	65	60	55	50	45																													
ξ	1,7	2,3	3,2	4,6	6,6	9,5																													
β^0	40	35	30	25	20	15																													
ξ	14	20	30	42	62	90																													
<p>Кольцевой затвор</p> 	<table border="1" data-bbox="468 632 992 735"> <tr> <td>β^0</td> <td>10</td> <td>20</td> <td>30</td> <td>40</td> <td>50</td> <td>60</td> <td>70</td> <td>80</td> <td>90</td> </tr> <tr> <td>ξ</td> <td>33</td> <td>9,4</td> <td>4,1</td> <td>2,3</td> <td>1,45</td> <td>0,92</td> <td>0,70</td> <td>0,67</td> <td>0,69</td> </tr> </table> $v = \frac{2S}{d} \cdot 100\%$							β^0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	ξ	33	9,4	4,1	2,3	1,45	0,92	0,70	0,67	0,69								
β^0	10	20	30	40	50	60	70	80	90																										
ξ	33	9,4	4,1	2,3	1,45	0,92	0,70	0,67	0,69																										
<p>Конусный клапан</p> 	$\xi = 0,6 + \frac{0,15}{\left(\frac{h}{d}\right)^2}$																																		
<p>Шаровый клапан</p> 	$\xi = 2,7 - \frac{0,8}{\frac{h}{d}} + \frac{0,14}{\left(\frac{h}{d}\right)^2}$																																		

Наименование местного сопротивления	Коэффициент местного сопротивления (КМС)																
Приемные клапаны насосов	$\xi = 5 \div 6$																
Обратный клапан (d – диаметр трубы, мм)	<table border="1"> <tr> <td>d</td> <td>40</td> <td>70</td> <td>100</td> <td>200</td> <td>300</td> <td>500</td> <td>750</td> </tr> <tr> <td>ξ</td> <td>1,3</td> <td>1,4</td> <td>1,5</td> <td>1,9</td> <td>2,1</td> <td>2,5</td> <td>2,9</td> </tr> </table>	d	40	70	100	200	300	500	750	ξ	1,3	1,4	1,5	1,9	2,1	2,5	2,9
d	40	70	100	200	300	500	750										
ξ	1,3	1,4	1,5	1,9	2,1	2,5	2,9										
Компенсаторы: а) сальниковый разгруженный; б) П-образный гладкий (d – диаметр трубы, мм); в) лирообразный гладкий; г) лирообразный с фальцами	<p>а) $\xi = 0,2$ б)</p> <table border="1"> <tr> <td>d</td> <td>50</td> <td>100</td> <td>200</td> <td>300</td> <td>400</td> <td>500</td> </tr> <tr> <td>ξ</td> <td>2,0</td> <td>2,1</td> <td>2,3</td> <td>2,5</td> <td>2,7</td> <td>2,9</td> </tr> </table> <p>в) $\xi = 1,7 \div 2,6$ г) $\xi = 2,0 \div 3,5$</p>	d	50	100	200	300	400	500	ξ	2,0	2,1	2,3	2,5	2,7	2,9		
d	50	100	200	300	400	500											
ξ	2,0	2,1	2,3	2,5	2,7	2,9											
Водоотделитель	$\xi = 8 \div 12$																
Грязевик	$\xi = 4 \div 6$																
Тройники: 	<table border="1"> <tr> <td>а) $\xi = 0,5$</td> <td>б) $\xi = 1,0$</td> </tr> <tr> <td>в) $\xi = 0,05$</td> <td>г) $\xi = 0,15$</td> </tr> <tr> <td>д) $\xi = 1,5$</td> <td>е) $\xi = 3,0$</td> </tr> </table>	а) $\xi = 0,5$	б) $\xi = 1,0$	в) $\xi = 0,05$	г) $\xi = 0,15$	д) $\xi = 1,5$	е) $\xi = 3,0$										
а) $\xi = 0,5$	б) $\xi = 1,0$																
в) $\xi = 0,05$	г) $\xi = 0,15$																
д) $\xi = 1,5$	е) $\xi = 3,0$																
Крестовины: а) на проходе б) на повороте	<p>а) $\xi = 2,0$ б) $\xi = 3,0$</p>																

Наименование местного сопротивления	Коэффициент местного сопротивления (КМС)
<p>Коробы с центральной подводом (отводом)</p> 	<p>а) раздающие коробы $\xi = 1,1 + 0,7(F_n / F_0)^2$</p> <p>б) собирающие $\xi = 1,1 + 0,7(F_n / F_0)^2$</p> <p>$F_n / F_0$ суммарные площади сечения подводящих и отводящих каналов</p>
<p>Коробы с торцевым подводом (отводом)</p> 	<p>а) раздающие коробы $\xi = 0,7 + (0,5 - 0,7(F_n / F_0))^2 + 0,7(F_n / F_0)^2$</p> <p>б) собирающие коробы $\xi = 1,1 + 0,9(F_n / F_0)^2 + 0,5(1 - F_0 / F_k)(F_n / F_0)^2$</p> <p>где F_k - площадь поперечного сечения короба</p>

Наименование местного сопротивления	Коэффициент местного сопротивления (КМС)
<p>Элементы теплообменных аппаратов:</p> <p>а) входная и выходная камеры (удар и поворот);</p> <p>б) поворот на 180⁰ из одной секции в другую через промежуточную камеру;</p> <p>в) то же, через колено в секционных подогревателях;</p> <p>г) вход в межтрубное пространство под углом 90⁰ к рабочему потоку;</p> <p>д) поворот на 180⁰ в U-образной трубке;</p> <p>е) переход из одной секции в другую (межтрубный поток);</p> <p>ж) поворот на 180⁰ через перегородку в межтрубном пространстве;</p> <p>з) огибание перегородок, поддерживающих трубы;</p> <p>и) выход из межтрубного</p>	<p>$\xi = 1,5$</p> <p>$\xi = 2,5$</p> <p>$\xi = 2,0$</p> <p>$\xi = 1,5$</p> <p>$\xi = 0,5$</p> <p>$\xi = 2,5$</p> <p>$\xi = 1,5$</p> <p>$\xi = 0,5$</p> <p>$\xi = 1,0$</p>

Наименование местного сопротивления	Коэффициент местного сопротивления (КМС)
пространства под углом 90^0	

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Таблица насосов

№ п/п	Марка насоса	Подача, Q		Полный напор, Н, м	Допустимая вакуумметрическая высота всасывания
		в м ³ /час	в л/сек		
1	1 ½К –6 и Е1 ½КМ-6	6	1,6	20,3	6,6
		11	3,0	17,4	6,7
		14	3,9	14	6,0
2	1 ½К – 6а	5	1,4	16	6,5
		9,5	2,6	14,2	6,9
		13,5	3,8	11,2	6,1
3	1 ½К – 6б	4,5	1,3	12,8	6,4
		9	2,5	11,4	7,0
		13	3,6	8,8	6,3
4	2К-6а и 2КМ-6а	10	2,8	28,5	8,7
		20	5,5	25,2	7,2
		30	8,3	20	5,7
5	2К-6б и 2КМ-6б	10	2,8	22,0	8,7
		20	5,5	18,8	7,2
		25	6,9	16,4	6,6
6	2К-9 и У2КМ-9	11	3	21	8
		20	5,5	18,5	6,8
		22	6,1	17,5	6,4
7	2К-9а	10	2,8	16,8	8,1
		17	4,7	15	7,3
		21	5,8	13,2	6,6
8	2К-9б	10	2,8	13	8,1
		15	4,2	12	7,6
		20	5,5	10,3	6,8
9	3К-6 и 3КМ-6	30	8,3	62	7,7
		45	12,5	57	6,7
		60	16,7	50	5,6
		70	19,5	44,5	4,7
10	3К-6а и 3КМ-6а	30	8,3	45	7,5
		40	11,1	41,5	7,1
		50	13,9	37,5	6,4
		65	18	30,0	5,3
11	3К-9	30	8,3	34,8	7
		45	12,5	31	6
		54	15	27	2,9
12	3К-9а	25	7	24,2	7
		35	9,7	22,5	6,9
		45	12,5	19,5	6,0

№ п/п	Марка насоса	Подача, Q		Полный напор, Н, м	Допустимая вакуумметрическая высота всасывания
		в м ³ /час	в л/сек		
13	4К-6 и 4КМ-6	65	18	98	7,1
		90	25	91	6,2
		115	32	81	5,1
		135	37,5	72,5	4
14	4К-6а и 4КМ-6а	65	18,0	82,0	7,1
		85	23,6	76,0	6,4
		105	29,2	69,5	5,5
		125	34,7	61,6	4,6
15	4К-8 и 4КМ-8	70	19,4	59	5,3
		90	25	54,9	5
		109	30,4	47,8	4
		120	33,4	43	3,8
16	4К-8а и 4КМ-8а	70	19,4	48	5,3
		90	25	43	5
		109	30,4	36,8	4
17	4К-12 и 4КМ-12	65	18	37,7	6,7
		90	25	34,6	5,8
		120	33,3	28	3,3
18	4К-12а и 4КМ-12а	60	16,7	31,6	6,9
		85	23,6	28,6	6
		110	23,3	23,3	4,5
19	4К-18	60	16,7	25,7	5,4
		80	22,2	22,8	5,3
		100	27,8	18,9	4,2
20	4К-18а	50	13,9	20,7	5,4
		70	19,5	18,2	5,3
		90	25,0	14,3	5,2
21	6К-8 и 6КМ-8	110	30,6	36,5	6,6
		140	38,8	35,9	6,3
		170	47,2	32,5	5,9
		190	52,8	31	5,4
22	6К-8а и 6ЛБ-8а	110	30,6	30,5	6,6
		140	38,8	28,6	6,3
		170	47,2	25,8	5,9
		180	50	25	5,8
23	6Л-8б и 6КМ-8б	110	30,6	24,4	6,6
		140	38,8	22	6,3
		180	50	18	5,9
24	6К-12 и 6КМ-12	110	30,6	22,7	8,5
		160	44,5	20,1	7,9
		200	55,6	17,1	7

№ п/п	Марка насоса	Подача, Q		Полный напор, Н, м	Допустимая вакуумметрическая высота всасывания
		в м ³ /час	в л/сек		
25	6К-12а и 6КМ-12а	95	26,4	17,8	8,6
		150	41,7	15	8
		180	50	12,6	7,6
26	8К-12 и 8КМ-12	220	61,1	32	6,5
		280	77,8	29,4	5,6
		340	94,5	25,4	4,7
27	8К-12а и 8КМ-12а	200	55,6	26	6,7
		250	69,5	24	6,1
		290	80,5	21,8	5,5
28	8К-18 и 8КМ-18	220	61	20,7	6,2
		285	79,1	18,9	5,5
		360	100	15	5
29	8К-18а и 8КМ-18а	200	55,5	17,5	6,5
		260	72,2	15,7	5,7
		320	89	12,7	5,2

СОДЕРЖАНИЕ

1. ГИДРОСТАТИКА.....	3
1.1. Физические свойства жидкостей.....	3
1.2. Основные понятия и уравнения гидростатики.....	5
1.3. Практические занятия.....	11
2. ГИДРОДИНАМИКА.....	15
2.1. Основные определения.....	15
2.2. Уравнение неразрывности.....	15
2.3. Уравнения Эйлера.....	16
2.4. Уравнение Бернулли.....	17
2.5. Уравнение количества движения.....	18
2.6. Практические занятия.....	18
3. ПОТЕРИ НАПОРА И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ	25
3.1. Режимы движения вязкой жидкости по трубам.....	25
3.2. Потери напора по длине трубы.....	26
3.3. Местные потери напора.....	28
3.4. Практические занятия.....	30
4. ГАЗОДИНАМИКА.....	31
4.1. Основные определения.....	31
4.2. Практические занятия.....	35
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	38

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Методические указания по выполнению практических и самостоятельных работ по дисциплине «Прикладная гидрогазодинамика» для студентов специальности 160700.65 «Проектирование авиационных и ракетных двигателей» очной формы обучения

Составители: Дроздов Игорь Геннадьевич
Шматов Дмитрий Павлович
Винокуров Иван Владимирович

В авторской редакции

Подписано в печать __.__.2015

Формат 60×84/16. Бумага для множительных аппаратов.

Усл. печ. л. 3,3 . Уч. изд. л. 2,4 . Тираж 50 экз. "С"

Зак. №

ГОУВПО «Воронежский государственный технический университет»

394026 Воронеж, Московский просп.,14