МЧС РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Уральский институт Государственной противопожарной службы
Министерства Российской Федерации по делам гражданской обороны,
чрезвычайным ситуациям и ликвидации последствий стихийных бедствий»

ГИДРАВЛИКА
Часть 2
ГИДРОДИНАМИКА

Методические рекомендации
по самостоятельному изучению дисциплины

Специальность
20.05.01 Пожарная безопасность
(уровень специалитета)

Екатеринбург
2022

Гидравлика. Гидродинамика. Ч.2 [Текст]: методические рекомендации по самостоятельному изучению дисциплины по направлению подготовки 20.05.01 Пожарная безопасность (уровень специалитета) / О.Ю.Баранова, А.А.Сушкевич, М. Р. Шавалеев. – Екатеринбург: Уральский институт ГПС МЧС России, 2022. - 105 с.

Авторы-составители:

Баранова О.Ю., доцент кафедры физико-технических основ безопасности Уральского института ГПС МЧС России, кандидат технических наук, доцент;

Сушкевич А.А., заведующий кафедрой физико-технических основ безопасности Уральского института ГПС МЧС России, кандидат технических наук, доцент;

Шавалеев М.Р., старший преподаватель кафедры пожаротушения и аварийно-спасательных работ Уральского института ГПС МЧС России, кандидат технических наук, доцент.

Методические рекомендации по самостоятельному изучению дисциплины «Гидравлика» по направлению подготовки 20.05.01 Пожарная безопасность (уровень специалитета).

Настоящие методические рекомендации предназначены для оказания помощи при самостоятельном изучении дисциплины, представляют собой комплекс рекомендаций и разъяснений, позволяющих обучаемым оптимальным образом организовать процесс самостоятельного изучения дисциплины «Гидравлика». Сформулированы цель и задачи дисциплины, вопросы для самоконтроля по каждой теме, задания и задачи. Дан список литературы.

Методические рекомендации предназначены для обучаемых по очной и заочной форме обучения ФГБОУ ВО УрИ ГПС МЧС России.

© УрИ ГПС МЧС России, 2022

Содержание

Общие указания 5
Методические рекомендации по изучению дисциплины 6
Тема 1. Основы гидродинамики 7
1.1. Основные понятия гидродинамикии виды движения жидкости 7
1.2. Уравнение неразрывности потока 10
1.3. Ламинарный и турбулентный режимы движения жидкости 11
1.4. Уравнение Бернулли 13
1.5. Практическое применение уравнения Бернулли 15
Тема 2. Движение жидкости по трубам и пожарным рукавам 21
2.1. Виды гидравлических сопротивлений 21
2.2. Потери напора по длине трубопровода 22
2.3. Потери напора в местных сопротивлениях 24
2.4. Потери напора в пожарных рукавах 28
2.5.Гидравлический удар в трубах и пожарных рукавах 29
Тема 3. Истечение жидкости из отверстий, насадков и через короткие трубопроводы 35
3.1. Истечение жидкости из круглого отверстия в тонкой стенке 36
3.2. Истечение жидкости из насадков 39
3.3. Насадки для пожарных стволов 43
3.4. Истечение жидкости через короткие трубопроводы 45
Тема 4. Гидравлические струи 47
4.1. Сплошные водяные струи 47
4.2. Расчет сплошной струи 48
4.3. Вертикальные струи 50
4.4. Наклонные струи 53
4.5. Реакция струи 55
4.6. Распыленные струи и способы их получения 59
Тема 5. Насосно-рукавные системы 62
5.1. Классификация насосов и их применение в пожарном деле 62
5.2. Классификация, устройство и принцип действия центробежных насосов 63
5.3. Основные рабочие параметры насосов 65
5.4. Характеристики насосов 70
5.5. Работа насосов на сеть 72
5.6. Расчет насосно-рукавных систем 75
5.7. Перекачка воды автонасосами 80
5.8. Параллельная работа насосов на лафетные стволы 82
Тема 6. Основы гидрогазодинамики 84
6.1. Уравнение неразрывности и уравнение Бернулли для газа 84
6.2. Расчет трубопроводов для газа 86
6.2.1. Расчет газопроводов при малых перепадах давления 90

6.2.2. Расчет газопроводов при больших перепадах давления 92
6.2.3. Истечение газов из отверстий 94
6.3. Задачи 97
6.4. Газодинамические функции 100
Справочный материал 104

ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

В соответствии с рабочим учебным планом учебная дисциплина «Гидравлика» относится к направлению подготовки 20.05.01 Пожарная безопасность (уровень специалитета). Знание основных законов гидравлики необходимо при разработке систем водоснабжения и канализации, при экспертизе проектов и обследовании систем противопожарного водоснабжения, автоматических установок пожаротушения, систем аварийного слива легковоспламеняющихся и горючих жидкостей, при определении радиуса действия струй применяемых в пожарном деле, и их реакции, для правильной эксплуатации и выбора типа пожарных насосов. Гидравлика является одной из фундаментальных дисциплин, знание которой необходимо инженеру пожарной безопасности.

Гидравлика – наука, изучающая законы равновесия и движения жидкостей и способы приложения этих законов к решению практических и инженерных задач.

Гидравлика делится на гидростатику и гидродинамику. Гидростатика изучает законы равновесия жидкостей, гидродинамика – законы движения жидкостей.

Гидравлика является одной из базовых дисциплин при подготовке специалистов, базируется на ряде других общенаучных и общетехнических дисциплинах.

Прежде чем приступить к изучению дисциплины, необходимо ознакомиться с методическими рекомендациями, вопросами и задачами, подобрать рекомендуемую литературу и нормативные документы, просмотреть записи, сделанные на установочных лекциях.

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ИЗУЧЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ

Приступая к изучению учебной дисциплины, необходимо ознакомиться с содержанием тем и методическими рекомендациями по их изучению.

Изучение тем учебной дисциплины рекомендуется вести в той последовательности, в которой они представлены в таблице 1 методических рекомендациях по изучению дисциплины.

При проработке теоретического курса внимательно изучить выводы основных формул, обращая при этом особое внимание на применяемые при выводе этих формул законы физики. Особо важно помнить допущения, сделанные в ходе вывода формул, так как они ограничивают применимость полученных закономерностей. В конце каждой темы приведены контрольные вопросы для самопроверки, на которые необходимо ответить.

Работа над учебником обязательно должна сопровождаться решением задач по изучаемой теме. Задачи следует решать самостоятельно. В ходе решения задач лучше усваивается и закрепляется изучаемый теоретический материал, выясняется суть изучаемых гидравлических явлений.

Вычисления выполнять в системе единиц СИ. Следует помнить, что не соблюдение единой системы единиц приводит к ошибкам при вычислениях. В приложении данных методических рекомендаций приведены основные справочные данные необходимые при решении практических задач.

В учебном курсе предусмотрены контрольные и лабораторные работы. Наличие зачтенных лабораторных и контрольных работ является основанием для допуска к сдаче экзамена.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ИЗУЧЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ (часть 2)

Тема 1.	Основы гидродинамики
Тема 2.	Движение жидкости по трубам и пожарным рукавам
Тема 3.	Истечение жидкости из отверстий, насадков и через короткие трубопроводы
Тема 4.	Гидравлические струи
Тема 5.	Насосно-рукавные системы
Тема 6.	Основы гидрогазодинамики

ТЕМА 1. ОСНОВЫ ГИДРОДИНАМИКИ

Вопросы:

1.1. Основные понятия гидродинамики и виды движения жидкости.
1.2. Уравнение неразрывности потока.
1.3. Ламинарный и турбулентный режимы движения жидкости.
1.4. Уравнение Бернулли.
1.5. Практическое применение уравнения Бернулли.

Перечень рекомендуемой литературы:

1. Исаев А.П., Кожевникова Н.Г., Ещин А.В. Гидравлика: Учебник. – М.:ИНФРА-М, 2017. – 420 с.
2. Кудинов А.А. Гидрогазодинамика: учеб. Пособие /А.А. Кудинов. – М.: ИНФА-М, 2018. – 336 с.
3. Лапшев, Н.Н. Гидравлика[Текст]: учебник для студ. высш. учеб.заведений/ Н.Н. Лапшев. – 3-е изд., стер. – М.: Академия, 2010. – 272 с.
4. Косой, В. Д. Гидравлика (с примерами решения инженерных задач)[Текст] / В.Д. Косой, С.А. Рыжов. – М.: ДеЛипринт, 2008. – 495 с.
5. Ухов, С.В. Гидравлика[Текст]: учебное пособие / С. В. Ухов. – М.: Форум; Инфа-М, 2010. – 464 с.
5. Качалов, А.А. Противопожарное водоснабжение[Текст] / А. А. Качалов, Ю. П. Воротынцев, А. В. Власов. – М.: Стройиздат, 1985. – 286 с.

1.1. Основные понятия гидродинамики и виды движения жидкости

Гидродинамика – раздел гидравлики, изучающий законы движения жидкостей. Параметры, характеризующие движение, – скорость и давление – изменяются в потоке жидкости в пространстве и во времени.

Скорости определяются в отдельных точках потока – в зависимости от глубины и давления. Движение жидкости может быть двух видов: установившееся и неустановившееся. ***При установившемся движении скорость и давление в любой точке потока остаются постоянными***, т.е. не изменяются во времени ни по величине, ни по направлению. Примером установившегося движения может служить истечение жидкости из отверстия в стенке сосуда при постоянном напоре. ***При неустановившемся движении скорости частиц и давление в каждой точке потока изменяются с течением времени***. Неустановившееся движение наблюдается, например, при опорожнении резервуара, когда уровень жидкости в нем непрерывно уменьшается, следовательно, изменяется напор. В последующих разделах методических указаний будут рассматриваться вопросы, относящиеся в основном к установившемуся движению (исключение составляет явление гидравлического удара).

Для облегчения изучения законов гидродинамики действительное движение жидкостей заменяется условной схемой, в которой поток жидкости рассматривается как совокупность отдельных частиц, образующих элементарные струйки. В гидравлике эту схему называют «струйной моделью движения жидкости». Элементарная струйка обладает следующими свойствами. При установившемся движении струйка не меняет своей формы и ориентации в пространстве: в этом случае ни одна частица жидкости не может проникнуть внутрь струйки или выйти из нее, т.е. обмена между струйками не происходит. Вследствие малой величины сечения струйки скорости и давление во всех точках сечения являются одинаковыми.

Совокупность элементарных струек, представляющих собой непрерывную массу частиц, движущихся в определенном направлении с различными скоростями, называют **потоком жидкости**. Неравномерность распределения скоростей по поперечному сечению потока объясняется тем, что на струйки, расположенные вдоль поверхности потока, стенки русла оказывают тормозящее действие. Потоки по условиям движения жидкости делятся на три вида: напорные, безнапорные и струи.

Напорный поток полностью ограничен по всему периметру твердыми стенками. В напорном потоке жидкость движется под давлением, которое создается насосом (напорным резервуаром), например, в водопроводной трубе, пожарном рукаве.

Безнапорный поток в отличие от напорного ограничен твердыми стенками не по всему поперечному сечению, он имеет свободную дневную поверхность (канал, река). Жидкость в безнапорном потоке перемещается только под действием силы тяжести.

Струи представляют собой массу жидкости, ограниченную со всех сторон жидкой или газообразной средой и движущуюся под действием давления или силы тяжести.

Потоки характеризуются живым сечением, смоченным периметром, гидравлическим радиусом, расходом и скоростью.

Живым сечением потока называется его поперечное сечениеω, перпендикулярное направлению движения. Площадь живого сечения напорных потоков в трубах и рукавах рассчитывается по формуле

$$\omega = \pi r^2 = \pi d^2/4 = 0{,}785 d^2. \quad (1.1)$$

Смоченным периметромχназывается линия, по которой живое сечение потока соприкасается с твердыми, ограничивающими его стенками.

В водопроводной трубе он равен:

$$\chi = 2\pi r = \pi d. \quad (1.2)$$

Отношение площади живогосеченияω к смоченному периметру χназывается **гидравлическим радиусом***R:*

$$R = \omega/\chi. \quad (1.3)$$

Необходимо отметить, что для круглых живых сечений гидравлический радиус неравен геометрическому *r*,в этом случае:

$$R = \pi r^2/2\pi r = r/2 = d/4. \quad (1.4)$$

Объем жидкости, протекающий через живое сечение в единицу времени, называется **расходом***Q*.Он равен сумме расходов *dQ*элементарных струек, пересекающих это сечение.

$$Q = \int_{\omega} dQ = \int_{\omega} \upsilon \, d\omega. \quad (1.5)$$

где υ – скорость движения струйки, $d\omega$ – живое сечение струйки.

Обычно расход жидкости измеряется в $м^3/ч$, $м^3/с$ и л/с. Отношение расхода *Q*к площади живого сечения ω называется **средней скоростью потока***υ,* ее определяют по формуле:

$$\upsilon = Q/\omega. \quad (1.6)$$

Средняя скорость в сечении представляет такую абстрактную (воображаемую) одинаковую для всех точек сечения скорость, при которой через сечение проходил бы тот же расход, какой имеет место при действительных скоростях, различных для разных точек сечения.

Установившееся движение жидкости разделяется на два вида: ***равномерное***, при котором средняя скорость в сечении и его площадь по всей длине потока не изменяются; ***неравномерное***, когда имеет место хотя бы одно отклонение от принятых условий. Примером равномерного движения может служить поток воды в трубе постоянного диаметра при постоянном расходе. В случае ***неравномерного движения*** можно выделить ***плавно изменяющееся движение,*** когда угол расхождения между струйками и их кривизна весьма незначительны, чем можно пренебречь и считать живые сечения плоскими, а движение параллельноструйным, и ***резкоизменяющееся движение***, когда угол расхождения между струйками и их кривизна настолько значительны, что ими пренебрегать нельзя, например, при движении жидкости в насосе или при ударе струи о преграду.

1.2. Уравнение неразрывности потока

Рассмотрим установившееся движение жидкости в жестком русле переменного сечения между двумя произвольно выбранными сечениями*I–I*и *II–II,* проведенными нормально к средней линии потока (рис. 1.1).

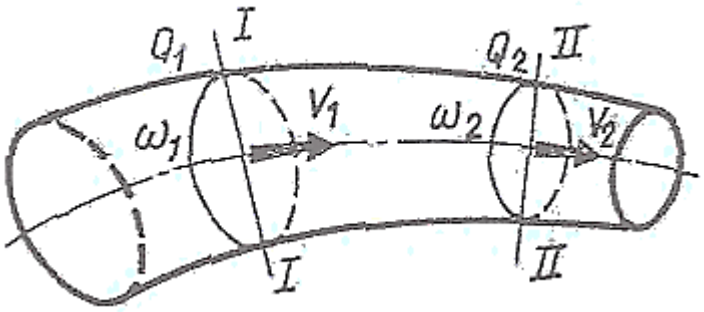


Рис. 1.1. Схема к выводу уравнения неразрывности потока

Через сечение *I – I* за единицу времени поступит объем жидкости Q_1, а через сечение *II – II*за это время выйдет объем жидкости Q_2. Объем Q_1 должен быть равен Q_2 так как жидкость несжимаема, стенки русла жесткие и установившееся движение сплошного потока происходит без разрывов. Следовательно,

$$Q_1 = Q_2 = const. (1.7)$$

Это уравнение называют **уравнением постоянства расхода**. Из него следует, что при установившемся движении несжимаемой жидкости расход ее в любом сечении постоянен.

Так как $Q = \upsilon\omega$, то уравнение (*1.7*) можно записать в таком виде:

$$\upsilon_1\omega_1 = \upsilon_2\omega_2 = const. (1.8)$$

Уравнение *(1.8)* называют **уравнением неразрывности потока**. Оно устанавливает следующую закономерность при установившемся движении несжимаемой жидкости: произведение средней скорости в любом сечении потока на площадь этого живого сечения является постоянной величиной.

Из уравнения(*1.8*) находим:

$$\upsilon_1/\upsilon_2 = \omega_2/\omega_1. (1.9)$$

т.е. средние скорости потока обратно пропорциональны площади соответствующих живых сечений.

1.3.Ламинарный и турбулентный режимы движения жидкости

Предположение о существовании двух принципиально разных режимов движения жидкости было высказано великим русским ученым Д.И. Менделеевым в 1880 г. Физическая сущность режимов движения жидкости была наиболее полно исследована в 1883 г. английским физиком Рейнольдсом.

Опытная установка Рейнольдса (рис.1.2,а) состоит из сосуда с водой *1*, от которого отходит прозрачная стеклянная труба с краном *2*, и сосуда с водным раствором краски *5*, которая по трубочке *4* вводится тонкой струйкой внутрь стеклянной трубы. Опыты проводились при постоянном

напоре, средняя скорость υв стеклянной трубе сечением ω определялась по объему воды *W,* поступающему в мерный бак за время *t.*

В результате опытов было установлено:

1. При скоростях υв трубе, меньших некоторой критической скорости $\upsilon_{кр}$, струйка окрашенной жидкости не перемешивается с водой и отчетливо видна по всей длине стеклянной трубы, что указывает на слоистый характер течения жидкости без пульсации скоростей и давлений (рис. 1.2,*б).* Это движение жидкости называется **ламинарным** (параллельноструйным).

2. При скоростях υв трубе, больших $\upsilon_{кр}$,окрашенная струйка сначала принимает волновую форму, теряет сплошность, а затем перемешивается со всей массой потока. При этом заметны вихреобразования и вращения потока, обусловленные пульсацией скоростей и давлений (рис. 1.2,в). Движение жидкости, при котором происходит интенсивное перемешивание частиц жидкости, называют **турбулентным**(беспорядочным).

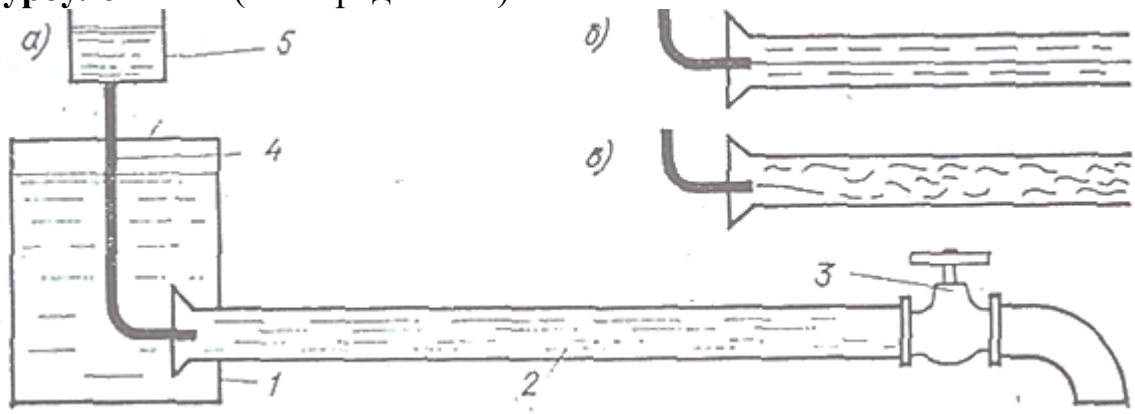


Рис. 1.2. Схема установки для демонстрации режимов движения жидкости
а – схема установки; *б* – ламинарный режим движения; *в* – турбулентный режим движения; *1* – сосуд с водой; *2* – стеклянная труба; *3* – кран; *4* – трубка; *5* – сосуд с водным раствором краски

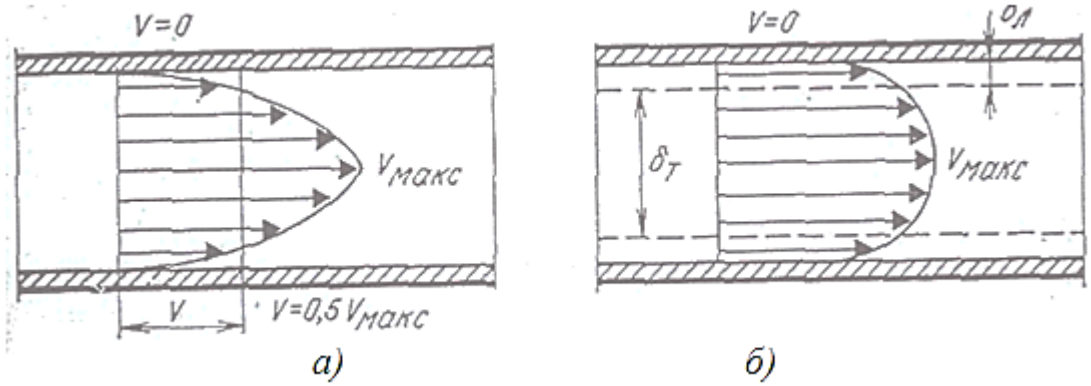


*Рис. 1.3.*Эпюры скоростей потока жидкости в трубе
а –ламинарное движение; *б* – турбулентное движение

Рейнольдсом было установлено, что критерием режима течения жидкости является безразмерный параметр, представляющий собой отношение

произведения средней скорости потока υи диаметра трубы dк кинематической вязкости жидкости ν. Этот критерий режима течения жидкости называется **числом Рейнольдса** (Re)

$$Re = \upsilon d/\nu. \qquad (1.10)$$

Экспериментально установлено, что критическое число Рейнольдса, при котором происходит смена режима движения, для круглых труб постоянного диаметра приблизительно равно $Re_{Kp} \approx 2300$. Таким образом, при $Re<Re_{Kp}$ движение жидкости происходит при ламинарном режиме, а при $Re>Re_{Kp}$ – при турбулентном.

Опыты показывают, что с переходом ламинарного движения в турбулентное изменяется характер зависимости сил трения от скорости движения и картина распределения скоростей по живому сечению потока.

При ламинарном течении распределение скоростей по сечению трубы имеет параболический характер: скорости непосредственно на стенках равны нулю, а при удалении от стенок непрерывно и плавно возрастают, достигая максимума на оси трубы (рис.1.3,*а).* Средняя скорость υв ламинарном потоке в круглой трубе равна половине максимальной скорости $\upsilon_{макс}$, т.е.:

$$\upsilon = Q/\omega = 0{,}5\upsilon_{макс} \qquad (1.11)$$

При турбулентном течении вследствие процесса перемешивания слоев жидкости большая часть потока в трубе занята турбулентным ядром, а у стенок трубы образуется очень тонкий, так называемый пограничный слой с ламинарным подслоем (рис. 1.3,*б).* В пределах этого ламинарного подслоя скорость резко нарастает от нуля на стенке трубы до некоторой конечной величины $\upsilon_л$на его границе. Толщина ламинарного слоя $\delta_л$ очень мала и находится в зависимости от скорости потока. С увеличением скорости толщина $\delta_л$ уменьшается и при больших числах *Re*ламинарный подслой практически исчезает. Частицы жидкости, движущиеся в ядре течения в осевом направлении, одновременно под действием пульсации совершают перемещения и в поперечном направлении, вследствие чего происходит перемешивание жидкости и выравнивание скоростей в ядре потока. В результате эпюра скоростей в поперечном сечении турбулентного потока существенно отличается от параболы, характерной для ламинарного движения. В системах противопожарного водоснабжения условия движения потока обычно таковы, что числа Re значительно больше упомянутого критического значения.

1.4. Уравнение Бернулли

Рассмотрим установившееся движение и определим удельную энергию, которой обладает элементарная струйка идеальной жидкости. Напомним, что удельная энергия есть энергия, отнесенная к единице силы тяжести

жидкости. Любая частица жидкости массой m обладает запасом полной удельной энергии E, которая складывается из удельной потенциальной энергии E_n и удельной кинетической энергии $E_к$, т.е. $E = E_n + E_к$.

Запас удельной потенциальной энергии частицы жидкости состоит из удельных потенциальных энергий положения $E_{пол}$ и давления $E_д$.

$$E_n = z + p/\rho g, \qquad (1.12)$$

гдеz – удельная потенциальная энергия положения; p/pg— удельная потенциальная энергия давления.

Частица жидкости массой m, движущаяся со скоростью υ, обладает кинетической энергией $m\upsilon^2/2$, при этом удельная кинетическая энергия $E_к$ будет равна:

$$E_K = m\upsilon^2/2mg = \upsilon^2/2g, \qquad (1.13)$$

где g – ускорение свободного падения.

Таким образом, полная удельная энергия частицы жидкости в сечении $I – I$ (*рис.1.4*) будет равна:

$$E_1 = z_1 + P_1/\rho g + \upsilon_1^2/2g. \qquad (1.14)$$

Тогда полная удельная энергия в сечении $II – II$ соответственно рассчитывается по формуле:

$$E_2 = z_2 + P_2/\rho g + \upsilon_2^2/2g. \qquad (1.15)$$

При движении идеальной жидкости не возникает сил сопротивления (трения), поэтому на основе законов сохранения энергии можно написать $E_1 = E_2$или

$$z_1 + P_1/\rho g + \upsilon_1^2/2g = z_2 + P_2/\rho g + \upsilon_2^2/2g. \qquad (1.16)$$

Поскольку сечения $I – I$ и $II—II$были взяты произвольно, то вдоль всей длины струйки

$$z + p/\rho g + \upsilon^2/2g = const. \qquad (1.17)$$

Полученное уравнение называется **уравнением Бернулли**. Оно показывает, что ***для элементарной струйки идеальной жидкости полная удельная энергия***, т. е. сумма удельных энергий положения, давления и кинетической, ***есть величина постоянная во всех сечениях***.

Если вместо идеальной жидкости рассматривать жидкость реальную, обладающую вязкостью, то по длине потока полная удельная энергия будет уменьшаться, так как часть энергии затрачивается на преодоление сопротивления движению, обусловленного внутренним трением в жидкости. В связи с этим полная удельная энергия в сечении $I – I$будет всегда больше, чем в следующем за ним сечении $II – II$, на величину указанных потерь энергий h. Тогда в соответствии с законом сохранения энергии можно записать $E_l = E_2 + h$, и уравнение Бернулли для потока реальной жидкости получит вид:

$$z_1 + P_1/\rho g + \upsilon_1^2/2g = z_2 + P_2/\rho g + \upsilon_2^2/2g + h \qquad .(1.18)$$

Величина *h*также измеряется в единицах длины и называется **потерянным напором**.

Уравнение(*1.18*) получено Бернулли в 1838 г. и является одним из основных уравнений гидравлики.

Физический смысл уравнения Бернулли, как следует из доказательства, **заключается в том, что оно выражает закон сохранения энергии и определяет зависимость между положением, давлением и скоростью движения жидкости.**

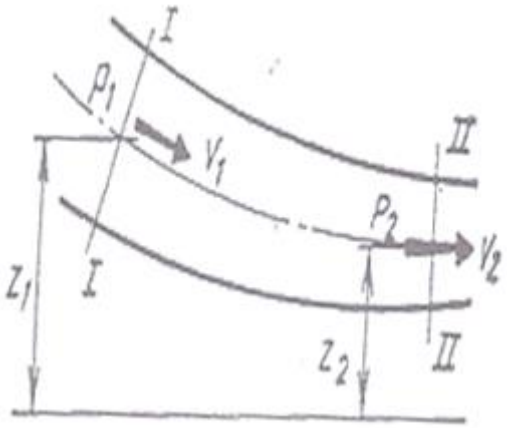


Рис.1.4. Схема к выводу уравнения Бернулли

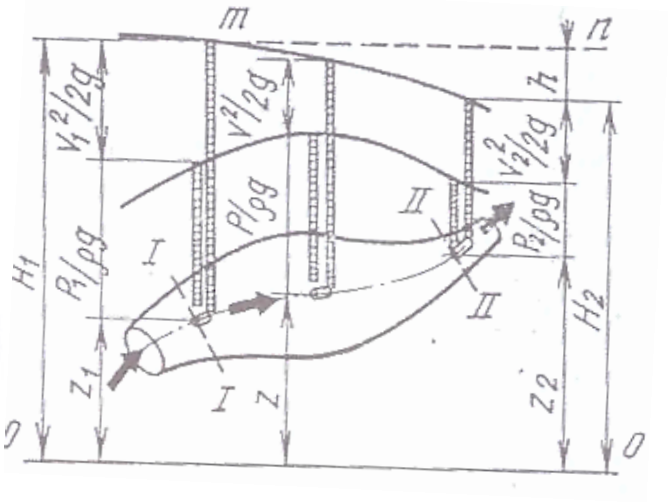


Рис. 1.5. Иллюстрация уравнения Бернулли

Все члены уравнения Бернулли имеют размерность длины, поэтому его можно представить графически (рис. 1.5). Соединив уровни жидкости в пьезометрах, получим линию удельной потенциальной энергии или линию пьезометрического напора. Она находится на расстоянии $z + p/\rho g$от плоскости отсчета.

Величину удельной кинетической энергии $v^2/2g$можно измерить, если поместить в движущуюся жидкость, как это видно из рис. 1.5, трубку, изогнутую в направлении, противоположном движению. Тогда уровень жидкости в трубке поднимается выше уровня в пьезометре на величину $v^2/2g$, так как жидкость при движении оказывает дополнительное давление, равное давлению столба жидкости высотой $v^2/2g$. Такая трубка называется скоростной трубкой, или трубкой Пито (1695–1771 гг.), предложившего ее для измерения скорости движения жидкости, а величина $v^2/2g$ – **скоростным напором**.

Отложив вверх от пьезометрической линии для всех сечений соответствующий скоростной напор $v^2/2g$и соединив отмеченные точки плавной линией, получим линию полной удельной энергии или линию полного (или гидродинамического) напора, равного $H = z + p/\rho g + v^2/2g$.

Из уравнения Бернулли следует, что с изменением живого сечения потока изменяется скоростной напор $v^2/2g$, что приводит к изменению

пьезометрического напора $p/\rho g$. В отдельных случаях возможен полный переход одного вида энергии (напора) в другой. Например, при истечении жидкости из отверстий и насадков происходит преобразование пьезометрического напора в скоростной.

Проводя на расстоянии H_1от плоскости отчета $0 - 0$горизонтальную прямую mn (величина полного напора в сечении $I - I$), соответствующую линии полного напора для идеальной жидкости, получим для сечения $II - II$ между линиями полных напоров для идеальной и реальной жидкостей отрезок h, который представляет собой потерю напора на пути между первым и вторым сечениями; $h = H_1 - H_2$, где H_2 — гидродинамический напор в сечении $II - II$. Уменьшение полной удельной энергии жидкости вдоль потока, приходящееся на единицу его длины $i = h/l$, называется **гидравлическим уклоном**.

1.5. Практическое применение уравнения Бернулли

При использовании уравнения Бернулли (*1.18*) для решения практических задач необходимо учитывать ряд условий.

Уравнение Бернулли можно применять только для тех живых сечений потока, в которых наблюдается плавно изменяющееся движение. На участке между выбранными сечениями движение может быть и не плавно изменяющимся. Так как при плавно изменяющемся движении для любой точки живого сечения потока двучлен $z + p/pg$есть величина постоянная, то эта зависимость, справедлива для любой точки сечения. Обычно для упрощения уравнения этот двучлен относят к точкам на свободной поверхности или на оси потока.

Применяя уравнение Бернулли, выбирают такие сечения, для которых известно наибольшее число гидродинамических параметров. Если требуется найти какой-либо параметр в данном сечении потока, то это сечение должно быть выбрано в качестве одного из двух сечений, для которых записывается уравнение Бернулли. Горизонтальную плоскость отсчета следует назначать так, чтобы координаты z_1и z_2 (или хотя бы одна из них) обратились в нуль.

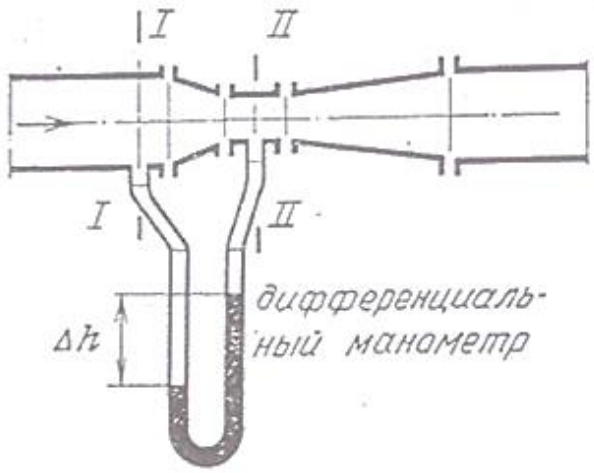


Рис. 1.6. Схема водомера Вентури

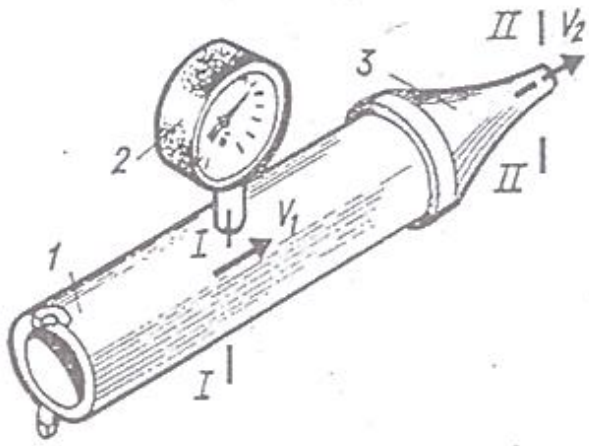


Рис. 1.7. Схема ствола-водомера
1 – корпус; *2* – манометр;
3 – насадок

На основании уравнения Бернулли сконструированы приборы, которые широко используются в технике для измерения расхода, скорости и давления жидкости. К их числу относятся: водомер Вентури, водоструйный насос, ствол-водомер и другие струйные аппараты.

Водомер Вентури, предложенный в качестве прибора для измерения расхода жидкости в 1887г., отличается простотой и надежностью в эксплуатации (рис.1.6). Он состоит из двух участков: первый – плавно сужающийся (сопло), второй – постепенно расширяющийся (диффузор). В суженном месте расходомера скорость потока возрастает, а давление, в соответствии с уравнением Бернулли, падает. Измеряя разность давлений перед сужением и в самом сужении, можно определить скорость и расход жидкости. Разность давлений в сечениях обычно измеряется с помощью дифференциального манометра. Причем чем больше разность давления, тем больше расход жидкости, протекающей по трубе.

Составляя уравнение Бернулли для сечений *I – I* и *II –II* горизонтально расположенного водомера, приняв плоскость отсчета по оси трубы и пренебрегая из-за малости потерями напора, получим:

$$P_1/\rho g + \upsilon_1^2/2g = P_2/\rho g + \upsilon_2^2/2g. \qquad (1.19)$$

Выразим разность пьезометрических напоров в сечениях через разность уровней жидкости в трубках дифференциального манометра Δh. Тогда из написанного уравнения получим:

$$\Delta h = p_1/pg - p_2/pg = \upsilon_2^2/2g - \upsilon_1^2/2g. \qquad (1.20)$$

Выразим теперь скорость υ_1 через υ_2. Из уравнения неразрывности имеем:

$\upsilon_1 = \upsilon_2\omega_2/\omega_1$.

Подставив это значение в вышеуказанное уравнение и решив его относительно υ_2,получим:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2g\Delta h}{1-(\omega_2/\omega_1^2)^2}} = \omega_1 \sqrt{\frac{2g\Delta h}{\omega^2_{1-}\omega_2^2}} \qquad .(1.21)$$

Расход *Q*, протекающий через водомер, определяем из выражения:

$$Q = v_2\omega_2 = v_1\omega_2 \sqrt{\frac{2g\Delta h}{\omega^2_{1-}\omega_2^2}}. \qquad (1.22)$$

Обозначим постоянную для данного водомера величину, не зависящую от расхода, через с:

$$c = \omega_1\omega_2 \sqrt{\frac{2g\Delta h}{\omega^2_{1-}\omega_2^2}} \qquad .(1.23)$$

Получим формулу:

$$Q = c\sqrt{\Delta h}\,, \qquad (1.24)$$

где *c* — постоянная водомера, установленная в ходе опытов путем тарировки водомера.

На практике расход жидкости часто определяют не по формуле, а по тарировочным кривым, полученным опытным путем и выражающим для данного водомера непосредственную зависимость между разностью давлений *Δh*и измеряемым расходом жидкости *Q*.

Ствол-водомер служит для измерения расхода подаваемой через него воды и состоит из цилиндрического корпуса с манометром и насадка (рис.1.7).

Составим уравнение Бернулли для сечений *I – I* и *II –II*, учитывая, что плоскость отсчета проходит по оси ствола

$$p_1/\rho g + v_1^2/2g = p_2/\rho g + v_2^2/2g. \qquad (1.25)$$

(потери напора на участке между сечениями можно не принимать в расчет).

Определим показания манометра $H_M = p_1/\rho g$, учитывая, что избыточное давление при выходе струи в атмосферу равно нулю ($p_2/\rho g = 0$), так как происходит полное преобразование потенциальной энергии в кинетическую:

$$p_1/\rho g = H_M = v_2^2/2g - v_1^2/2g. \qquad (1.26)$$

В полученном выражении скоростной напор $v_1^2/2g$можно не учитывать, так как он составляет очень малую величину по сравнению со значениями других параметров. С учетом принятых допущений определим скорость v_2 на выходе струи из насадка:

$$v_2 = \sqrt{2gH_м}. \qquad (1.27)$$

Расход жидкости, протекающей через ствол-водомер, определяют из выражения:

$$Q = \upsilon_2\omega_2 = \omega_2\sqrt{2g\mathrm{H_м}}. \qquad (1.28)$$

Трубка Пито, модифицированная ВНИИПО, служит для измерения расхода воды, поступающей из пожарных стволов (рис.1.8). Принцип действия трубки тот же, что и трубки для измерения скоростного напора. Однако скоростной напор измеряют не в метрах, а в паскалях или атмосферах. Трубку вводят в струю на расстоянии, равном примерно половине диаметра насадка, так чтобы срез конца трубки был перпендикулярен оси струи. Поскольку избыточное давление в струе на выходе из ствола равно нулю, показания манометра трубки $H_м$ будут соответствовать скоростному напору в сечении струи при выходе из насадка, т.е.:

$$\upsilon^2/2g = H_м. \qquad (1.29)$$

Расход определится по формуле:

$$Q = \upsilon\omega = \omega\sqrt{2g\mathrm{H_м}}, \qquad (1.30)$$

где υ – скорость струи при выходе из насадка; ω – площадь отверстия насадка; $H_м$ — напор по показаниям манометра на трубке Пито.

Струйные аппараты (насосы) предназначены для всасывания жидкости, газа, порошка и т. д. Работа водоструйного насоса возможна только при наличии второго насоса (центробежного или поршневого), который подает рабочий расход Q_1 по трубопроводу через сопло в смесительную (вакуумную) камеру (рис.1.9).

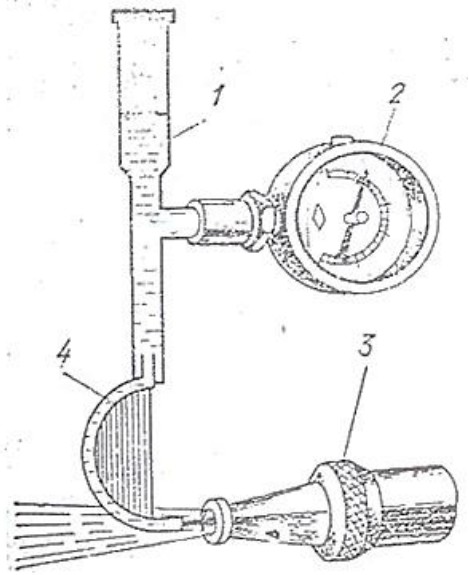


Рис. 1.8. Схема трубки Пито
1 – корпус трубки; *2* – манометр; *3* – пожарный ствол;
4 – ребро жесткости трубки

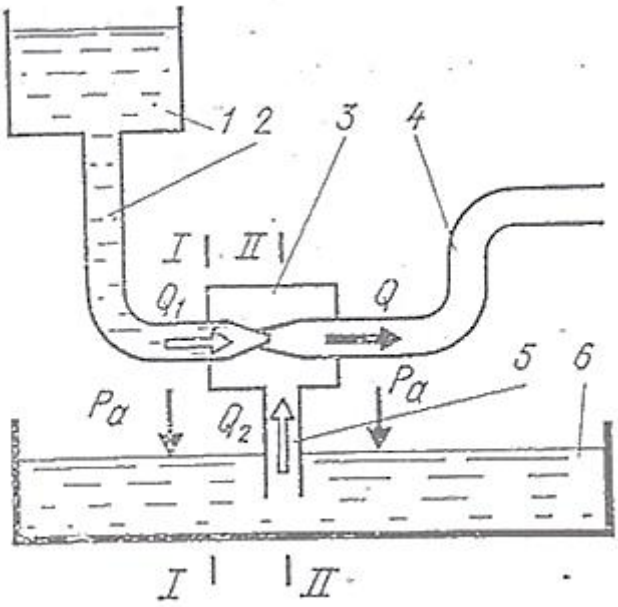


Рис. 1.9. Схема водоструйного насоса
1 – напорный резервуар; *2* – подающий трубопровод;
3 – рабочая камера; *4* – напорный трубопровод;
5 – всасывающий трубопровод; *6* – водоем

На выходе из сопла, благодаря значительному увеличению скорости, давление в струе и камере падает ниже атмосферного. За счет созданного таким образом вакуума по всасывающей трубе забирается из водоема дополнительный расход жидкости Q_2. В смесительной трубе оба потока жидкости соединяются и, пройдя горловину, поступают в диффузор. Здесь значительная часть кинетической энергии потока в результате уменьшения скорости переходит в потенциальную энергию давления, благодаря которой осуществляется суммарная подача жидкости $Q = Q_1 + Q_2$. Давление, развиваемое водоструйным насосом, меньше давления, создаваемого рабочим насосом, но производительность (расход) больше. Всасывающий расход Q_2 может быть равен рабочему расходу Q_1или превосходить его в 1,5–2 раза. При проектировании водоструйных насосов должно обеспечиваться условие – образование вакуума в смесительной камере.

Для определения давления в смесительной камере составим уравнение Бернулли для сечений *I – I* на рабочем трубопроводе и *II –II* – на выходе струи из сопла.

Принимая в расчет абсолютное давление, и считая, что плоскость отсчета проходит через горизонтальную среднюю линию рабочей трубы и диффузора, получим:

$$P_{абс.1}/\rho g + \upsilon_1^2/2g = P_{абс.2}/\rho g + \upsilon_2^2/2g, \qquad (1.31)$$

откуда:

$$P_{абс.2}/\rho g = P_{абс.1}/\rho g + \upsilon_1^2/2g - \upsilon_2^2/2g. \qquad (1.32)$$

Скорости υ_1 и υ_2определим из уравнения неразрывности, зная требуемый рабочий расход Q_1и диаметры рабочего трубопровода d_1и сопла d_2:

$$\upsilon_1 = Q_1/\omega_1 \text{и } \upsilon_2 = Q_1/\omega_2, \qquad (1.33)$$

где $\omega_1 = 0{,}785d_1^2$;и $\omega_2 = 0{,}785d_2^2$–площади рассматриваемых сечений.

Величину вакуума $H_в$ в смесительной камере определяют как разность между атмосферным и абсолютным давлениями, т.е.

$$H_в = P_а/\rho g – P_{абс}/\rho g = 10 – P_{абс}/\rho g. \qquad (1.34)$$

Эта величина с учетом потерь напора во всасывающем трубопроводе будет определять производительность водоструйного насоса.

При тушении пожаров струйные аппараты применяют в качестве водоструйных насосов (эжекторов), пеносмесителей и пеногенераторов для получения воздушно-механической пены, а также в качестве газоструйных аппаратов – для всасывания воды в центробежные насосы перед их пуском.

Отношение объема подачи струйного насоса Qк расходу рабочей жидкости Q_1называется ***коэффициентом эжекции***α:

$$\alpha = Q/Q_1. \qquad (1.35)$$

Отношение высоты подъема перекачиваемой жидкости H к рабочему напору H_1 называется ***коэффициентом напора***βструйного насоса.

$$\beta = H/H_1. \qquad (1.36)$$

Коэффициент полезного действия струйного насоса ηравен:

$$\eta = QH/Q_1H_1. \qquad (1.37)$$

Учитывая вышеуказанные формулы, можно записать:

$$\eta = \alpha\,\beta. \qquad (1.38)$$

Водоструйные насосы просты по конструкций, не требуют механического привода. В них отсутствуют трущиеся детали, уплотнения, сальниковые устройства, которые обычно, прежде всего, выходят из строя. Однако водоструйные насосы отличаются низким коэффициентом полезного действия, составляющим 0,15–0,25.

Контрольные вопросы:

1. Дайте определение установившемуся, неустановившемуся, равномерному и неравномерному движению жидкости.
2. Запишите уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости.
3. Дайте определение следующим понятиям:

а) линия тока;

б) элементарная струйка;

в) поток.

4. Запишите уравнение Бернулли для потока реальной жидкости при установившемся движении.
5. Каков физический смысл уравнения Бернулли?
6. Перечислите основные законы движения потока реальной жидкости.
7. Как распределяется давление в живых сечениях потока при установившемся, плавно изменяющемся движении?
8. Приведите примеры практического применения уравнения Бернулли в пожарном деле.
9. Опишите принцип действия струйных насосов.
10. Какие режимы движения Вам известны?
11. Что такое число Рейнольдса?
12. Какие физические свойства жидкости и характеристики потока влияют на режимы движения жидкости?

ТЕМА 2. ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ ПО ТРУБАМ И ПОЖАРНЫМ РУКАВАМ

Вопросы:

2.1. Виды гидравлических сопротивлений.
2.2. Потери напора по длине трубопровода.
2.3. Потери напора в местных сопротивлениях.
2.4. Потери напора в пожарных рукавах.
2.5.Гидравлический удар в трубах и пожарных рукавах.

Перечень рекомендуемой литературы:

1. Исаев А.П., Кожевникова Н.Г., Ещин А.В. Гидравлика: Учебник. – М.:ИНФРА-М, 2017. – 420 с.
2. Кудинов А.А. Гидрогазодинамика: учеб. Пособие /А.А. Кудинов. – М.: ИНФА-М, 2018. – 336 с.
3. Лапшев, Н. Н. Гидравлика [Текст]: учебник для студ. высш. учеб.заведений / Н.Н. Лапшев. – 3-е изд., стер. – М.: Академия, 2010. – 272 с.
4. Косой, В. Д. Гидравлика (с примерами решения инженерных задач) [Текст] / В. Д. Косой, С. А. Рыжов. – М.: ДеЛипринт, 2008. – 495 с.
5. Ухов, С. В. Гидравлика [Текст]: учебное пособие / С. В. Ухов. – М.: Форум; Инфа-М, 2010. – 464 с.
6. Качалов, А. А. Противопожарное водоснабжение [Текст] / А. А. Качалов, Ю. П. Воротынцев, А. В. Власов. – М.: Стройиздат, 1985. – 286 с.

Методические рекомендации

2.1. Виды гидравлических сопротивлений

Решение многих практических задач гидравлики сводится к определению потерь напора при движении перекачиваемой по трубопроводам жидкости. Потери напора движущегося потока вызываются сопротивлениями двух видов:

сопротивлениями по длине, обусловленными трением жидкости о стенки трубы и слоев жидкости друг о друга;

местными сопротивлениями, обусловленными изменением скорости потока по величине и направлению.

Общую величину *потерь напора* h для участка трубопровода, заключенного между двумя сечениями, определяем, используя уравнение Бернулли:

$$h = z_1 - z_2 + (p_1 - p_2)/\rho g + (\upsilon_1^2 - \upsilon_2^2)/2g. \qquad (2.1)$$

Следовательно, для определения h достаточно измерить разности геометрических отметок $z_1 - z_2$, показаний пьезометров $(p_1 - p_2)/\rho g$ и скоростных напоров $(\upsilon_1^2 - \upsilon_2^2)/2g$ в указанных сечениях потока. При равномерном движении в горизонтальной трубе $(z=const,\ \upsilon = const)$ потери напора определяют по формуле:

$$h = (p_1 - p_2)/\rho g = \Delta p/\rho g, \qquad (2.2)$$

т.е. потери напора находят по разности показаний пьезометров в сечениях трубопровода.

2.2. Потери напора по длине трубопровода

При установившемся движении жидкости потери напора зависят от физических свойств жидкости, скорости течения, размеров трубопровода и шероховатости стенок трубы. Эта зависимость может быть выражена формулой Дарси–Вейсбаха, позволяющей рассчитать потери напора по длине и применимой как при ламинарном, так и при турбулентном режиме:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{\upsilon^2}{2g}, \qquad (2.3)$$

где h_l – потери напора по длине трубопровода; λ – коэффициент гидравлического трения; l, d – длина и внутренний диаметр трубы; υ – средняя скорость течения; g – ускорение силы тяжести.

Из формулы (2.3) следует, что потери напора на трение по длине прямо пропорциональны, т. е. возрастают с увеличением скорости течения и длины трубопровода и обратно пропорциональны диаметру трубы. Коэффициент гидравлического трения в формуле Дарси–Вейсбаха в общем случае определяется величиной двух безразмерных параметров, представляющих собой число Re и относительную шероховатость Δ/d.

Установлено, что при ламинарном режиме коэффициент λ зависит только от числа Re и может быть определен по формуле Пуазейля–Стокса,

полученной теоретическим путем и хорошо согласующейся с опытными данными:

$$\lambda = 64/Re. \qquad (2.4)$$

При турбулентном режиме коэффициент гидравлического трения рассчитывают по эмпирическим формулам, учитывающим в той или иной степени влияние шероховатости труб. Шероховатость характеризуется величиной и формой различных выступов и неровностей, имеющихся на поверхности стенок, и зависит от материала стенок трубы, способа изготовления и чистоты обработки поверхности. В качестве основной характеристики шероховатости служит так называемая **абсолютная шероховатость**Δ, представляющая собой средний размер указанных выступов, измеренных в единицах длины.

Если размер выступов шероховатости будет меньше толщины ламинарного подслоя, турбулентное ядро потока будет соприкасаться не с выступами шероховатости, а с ламинарным подслоем жидкости, скользя по его поверхности как по гладкой трубе. В этом случае труба называется гидравлически гладкой, и коэффициент гидравлического трения будет зависеть только от числа Рейнольдса.

В области гидравлически гладких труб при $Re\ \Delta/d<10$ можно использовать формулу Блазиуса:

$$\lambda = 0{,}3164/Re^{0{,}25}. \qquad (2.5)$$

Если же толщина ламинарного подслоя меньше величины выступов шероховатости, то неровности поверхности стенок будут выступать в турбулентное ядро потока, увеличивать беспорядочность движения и существенным образом влиять на потери энергии. Такие трубы называются гидравлически шероховатыми.

Для гидравлически шероховатых труб коэффициентλ зависит как от числа *Re,* так и от шероховатости внутренней поверхности трубы и может быть определен по формуле А. Д. Альтшуля:

$$\lambda = 0{,}11\ (68/Re + \Delta/d)^{0{,}25}. \qquad (2.6)$$

В этой формуле фигурирует не абсолютный размер Δ выступов шероховатости, а отношение этого размера к диаметру трубы, т.е. так называемая относительная шероховатость Δ/d, так как одна и та же абсолютная шероховатость может совершенно не сказаться на сопротивлении трубы большого диаметра, но способна значительно увеличить сопротивление трубы малого диаметра.

При развитой турбулизации потока и больших значениях *Re*и Δ/dкоэффициент λперестает зависеть от *Re*и становится постоянным для данной относительной шероховатости.

В области с развитой турбулентностью потока при $Re\Delta/d>100$ для определения λ справедлива формула Шифринсона:

$$\lambda = 0{,}11(\Delta/d)^{0{,}25}. \qquad (2.7)$$

Для водопроводных сетей из стальных и чугунных труб, бывших в эксплуатации, при скорости движения воды $\upsilon \geq 1{,}2$м/с коэффициент λможно определять по формуле Ф. А. Шевелева:

$$\lambda = 0{,}021/d^{0,3}, \qquad (2.8)$$

гдеd – диаметр трубы, м.

Следует отметить, что понятие гидравлически гладкая труба является условным. Поскольку толщина ламинарного подслоя непостоянна и уменьшается с увеличением числа *Re*, одна и та же внутренняя поверхность трубы может вести себя по-разному: в одном случае как гладкая, в другом – как шероховатая.

Ориентировочные значения абсолютной шероховатости Δ в зависимости от материала труб и их состояния приведены в табл2.1.

Условия эксплуатации водопроводных сетей при пропуске пожарных расходов в большинстве случаев соответствуют турбулентному течению воды в гидравлически шероховатых трубах, при котором коэффициент гидравлического трения является постоянной величиной и может определяться заранее с учетом вида материала и состояния труб. Это обстоятельство позволяет значительно упростить формулу Дарси–Вейсбаха (*2.3*).

Выразим в формуле *(2.3)*среднюю скорость через расход, исходя из условия неразрывности потока:

$$\upsilon = Q/\omega. \qquad (2.9)$$

Таблица 2.1.Значения абсолютной шероховатости Δ для труб

Материал и вид труб	Состояние труб	Δ, мм
Стальные бесшовные	Новые и чистые, тщательно уложенные после нескольких лет эксплуатации	0,015 0,022
Стальные сварные	Новые и чистые Умеренно заржавевшие Старые заржавевшие С большими отложениями	0,06 0,5 1,0 3,0
Оцинкованные: стальные, чугунные	Новые и чистые После нескольких лет эксплуатации Новые асфальтированные Новые без покрытия Бывшие в употреблении Очень старые	0,15 0,5 0,08 0,3 1,0 3,0
Асбестоцементные	Новые	0,075
Бетонные	Новые из предварительно напряженного бетона Новые центробежные Бывшие в употреблении	0,03 0,2 0,5 2,0

	Из необработанного бетона	

Тогда потери можно выразить уравнением:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{Q^2}{\omega^2 2g} = \frac{8\lambda}{\pi^2 g d^5} lQ^2.$$

Обозначая$A = 8\lambda/\pi^2 g d^5$,получим:

$$h_l = AlQ^2.$$

Величину Aв формуле *(2.9)* называют **удельным сопротивлением**, оно определяет потери напора, приходящиеся на 1 м трубопровода при единичном расходе и имеет размерность $с^2/м^6$. Значения удельного сопротивления для стальных и чугунных труб приведены в табл.2.2.

Сопротивление по всей длинеlтрубопровода составит:

$$S = Al. \qquad (2.10)$$

Тогда формула для определения потерь напора подлине примет вид:

$$h_l = SQ^2. \qquad (2.11)$$

В табл. 2.2 значения A даны при сопротивлениях с постоянным значением λ, которые, как указывалось выше, наблюдаются при скорости движения воды

$\upsilon \geq$1,2м/с.

Таблица 2.2. Значения удельных сопротивлений (*A*) для труб различных диаметров

d, мм	Стальные трубы	Чугунные трубы
	A (для Q, $м^3/с$)	A (для Q, $м^3/с$)
20	1643000	-
25	436700	-
32	93860	-
40	44530	-
50	11080	13360
70	2893	-
80	1168	1044
100	267	339,1
125	86,2	103,5
150	33,9	39,54
175	20,79	-
200	6,959	8,608
250	2,187	2,638
300	0,8466	0,9863
350	0,3731	0,4368
400	0,1859	0,2191
450	0,09928	0,1187
500	0,05784	0,06782

600 700	0,02262 0,01098	0,02596 0,01154

При υ<1,2 м/св формулы *(2.9)* и *(2.10)* необходимо ввести поправочный коэффициент K_n, величина которого зависит от средней скорости движения воды в трубе (табл. 2.3):

$$h_l = K_n A l Q^2 = K_n S Q^2. \qquad (2.12)$$

Таблица 2.3. Значения поправочного коэффициента

υ, м/с	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2
$К_п$	1,41	1,28	1,20	1,15	1,11	1,09	1,06	1,04	1,03	1,0

2.3. Потери напора в местных сопротивлениях

Местные потери напора зависят от скорости движения жидкости, геометрических размеров и формы местных сопротивлений и определяются по формуле Вейсбаха:

$$h_м = \xi \upsilon^2/2g, \qquad (2.13)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления, отнесенный к скоростному напору за местным сопротивлением.

Иногда коэффициент местного сопротивления выражают через эквивалентную длину трубопровода $l_э$. **Эквивалентной длиной** называют длину такого прямого участка трубопровода данного диаметра, путевые потери напора в котором при пропуске постоянного по объему расхода равны потерям напора от местных сопротивлений.

Приравнивая формулы *(2.3)* и *(2.13*), получим уравнение:

$$\lambda \frac{l_э}{d} \frac{\upsilon^2}{2g} = \xi \frac{\upsilon^2}{2g},$$

откуда:

$$\xi = l_э \lambda / d.$$

В водопроводных трубах потери напора в местных сопротивлениях (повороты, задвижки, краны, разветвления, изменение живого сечения и т.п.) составляют обычно 5–30% потерь напора на трение по всей длине трубопровода. На некоторых участках водопроводной сети, например во всасывающих линиях, местные потери напора могут быть больше линейных потерь.

Следует отметить, что **при турбулентном режиме движения жидкости величина коэффициента местного сопротивления ξпостоянна.**

При ламинарном режиме движения на местные потери напора влияет не только характер сопротивления, но и вязкость жидкости. А. Д. Альтшуль

предложил определять коэффициент местного сопротивления по следующей формуле, применяемой как при ламинарном, так и при турбулентном режиме:

$$\xi = A/Re + \xi_T,$$

где A— коэффициент, зависящий от вида местного сопротивления; ξ_T – коэффициент местного сопротивления при турбулентном режиме.

Значения Aи ξ_T для некоторых сопротивлений приведены в табл. 2.4.

В некоторых случаях потери напора в местных сопротивлениях h_M (в пожарных гидрантах, колонках, водомерах и др.) определяют по формуле

$$h_м = SQ^2, \quad (2.14)$$

аналогичной формуле *(2.13),* в которой средняя скорость υвыражена через расход Q, а постоянная величина $\xi/2g\omega^2$ – через сопротивление S. Величины сопротивлений S водопроводной арматуры и приборов приведены в табл. 2.5.

Таблица 2.4. Значения коэффициента местного сопротивления

Вид местного сопротивления	A	ξ_T
Прямой вход из резервуара в трубу	30	0,5
Главный вход из резервуара в трубу	-	0,25
Выход из трубы в резервуар	30	1,0
Внезапное расширение, ω_2/ω_1 = 1,1- 2	30	0,01–1,0
Внезапное сужение, ω_2/ω_1 = 0,1- 0,9	-	0,45–0,05
Поворот трубопровода от 30 до 90°	130	0,2–1,1
Угольник:		
90°	400	1,4
135°	600	0,4
Обыкновенный вентиль	3000	6,0
Угловой вентиль	4000	0,8
Шаровой клапан	5000	45
Задвижка:		
Полностью открытая, n= 1	75	0,15
n = 0,75	350	0,2
n = 0,5	1300	2,0
n = 0,25	3000	20
Диафрагма:		
n = 0,64	70	1
n = 0,4	120	7
n = 0,16	500	70
Всасывающие клапаны насосов	-	5–6
Обратные клапаны	-	5,5–6,5
Кран проходной	-	2–4

2.4.Потери напора в пожарных рукавах

В настоящее время промышленность выпускает напорные пожарные рукава из льняных и синтетических нитей в виде тканого чехла с герметизацией его полимерными материалами или резиной. Длина одного рукава 20 м, на концах его устанавливаются соединительные головки. В отличие от жестких трубопроводов при подаче воды в мягких рукавах происходит изменение их длины и площади поперечного сечения. Тонкая резиновая или латексная прокладка под напором воды вдавливается в ткань рукава, вследствие чего шероховатость внутренней поверхности несколько увеличивается. Кроме того, прямая рукавная линия в связи с удлинением рукавов принимает волнистую форму.

Таблица 2.5. Значения сопротивлений водопроводной арматуры

Местное сопротивление	S (при Q, л/с)						
Гидрант и колонка ленинградского типа	$S_г = 0,0036$; $S_к = 0,0021$						
Подземный гидрант и колонка московского типа	$S_г = 0,0016$; $S_к = 0,0035$						
Наземный гидрант и колонка московского типа	$S_{г+к} = 0,0063$						
Гидрант пожарный подземный (ГОСТ 8220-62*)							
при высоте гидранта:							
до 1,5 м	0,0015						
более 1,5 м	0,002						
Водомеры крыльчатые	d, мм	10	15	20	25	30	40
	S	36	14,4	5,18	2,64	13	0,32
Водомеры турбинные	d, мм	50	80	100	150	200	250
	$S \cdot 10^4$	265	20,7	6,75	1,3	0,45	0,2

Таким образом, при подаче воды по рукавной линии, с одной стороны, уменьшаются потери напора вследствие увеличения диаметра, с другой — растут потери напора из-за удлинения рукавной линии, увеличения шероховатости и наличия местных сопротивлений. Выполненные исследования показали, что эти изменения в потерях напора

уравновешиваются между собой, поэтому практически их можно не учитывать.

Потери напора в рукавных соединениях по отношению к потерям во всей линии невелики, поэтому их отдельно не учитывают, а относят к общим потерям.

Для упрощения расчетов рукавных систем экспериментально устанавливают величину сопротивления одного пожарного рукава длиной 20 м при рабочих напорах, используемых в практике пожаротушения.

Зная сопротивление одного пожарного рукава (табл.2.6), потери напора в рукавной линии, составленной из последовательно соединенных одинаковых рукавов, определяются по формуле:

$$h = nS_pQ^2, \qquad (2.15)$$

где h – потери напора, м; n – число рукавов в линии; Sp – сопротивление одного рукава длиной 20 м (табл. 2.6); Q – расход жидкости, л/с.

Таблица 2.6. Значения сопротивлений пожарных рукавов

d, мм	Рукава прорезиненные		Рукава непрорезиненные	
	S_p	A_p	S_p	A_p
51	0,13	0,0065	0,024	0,012
66	0,044	0,0017	0,077	0,00385
77	0,015	0,00075	0,030	0,0015
89	0,007	0,00035	-	-
110	0,0022	0,00011	-	-
150	0,0004	0,00002	-	-

2.5. Гидравлический удар в трубах и пожарных рукавах

При быстром закрытии задвижки или при мгновенной остановке потока в напорных трубопроводах, например при остановке насоса, кинетическая энергия движения трансформируется в работу сил давления. Резкое повышение давления вызывает сжатие жидкости, сопровождающееся мгновенным увеличением ее объема и расширением трубопровода, –в результате происходит гидравлический удар. Величина добавочного давления внутри трубопровода бывает настолько велика, что вызывает разрыв его стенок. Таким образом, справедливо будет следующее определение данного явления:

гидравлический удар – это резкое увеличение давления в жидкости, возникающее в трубопроводе при мгновенном изменении скорости движения. Процесс характеризуется чередованием резких повышений и понижений давления, происходящих за достаточно малый промежуток времени. Явление гидравлического удара обусловлено инерцией массы жидкости, находящейся в трубопроводе, при изменении ее движения во

времени. Этот вид неустановившегося движения жидкости часто встречается в практике эксплуатации насосных станций и противопожарных водопроводов, работающих в нестационарном режиме.

Например, при внезапной остановке насоса, имеющего привод от электродвигателя, поток воды в напорном трубопроводе сначала останавливается, а затем под действием гидростатического давления и силы тяжести меняет направление и устремляется к насосу, встречая на своем пути обратный клапан. При закрытии клапана произойдет гидравлический удар, который мгновенно повысит давление в трубопроводе. Около 70% всех возникающих на трубопроводах аварий, как показывает практика, происходят от гидравлических ударов при внезапной остановке насосов. В пожарных рукавах гидравлический удар может произойти при резком закрытии крана на пожарном стволе, при наезде автомобиля на рукавную линию, в результате «залома» рукава и т. п.

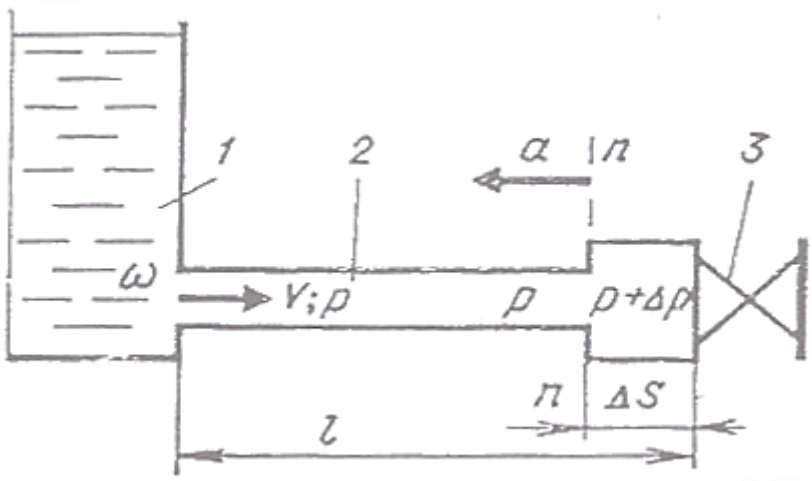


Рис. 2.1. Гидравлический удар в трубопроводе:
1 – напорный резервуар; *2* – трубопровод; *3* – кран

Впервые гидравлический удар в трубах был изучен Н. Е. Жуковским, который в 1898 г. дал теоретическое обоснование этого явления и предложил метод его расчета.

Рассмотрим явления, происходящие в жидкости, движущейся под давлением *p*с постоянной скоростью *v*при внезапном закрытии крана (рис. 2.1). Если бы жидкость была абсолютно несжимаема, а труба абсолютно жесткой, недеформируемой, то жидкость остановилась бы по всей трубе одновременно. В действительности же, вследствие некоторого сжатия жидкости и деформации стенок трубы, жидкость останавливается постепенно; сначала останавливается слой *ΔS*, расположенный непосредственно у крана, затем следующий и т. д. Неостановившиеся же слои жидкости будут продолжать движение с первоначальной скоростью*v*. Скорость движения частиц жидкости непосредственно у крана будет погашена, а кинетическая энергия потока будет израсходована на сжатие

жидкости и расширение стенок трубы. Вследствие сжатия жидкости давление в ней увеличится на величину Δp. Таким образом, непосредственно у крана (сечение $n - n$) возникает ударная волна, направленная в сторону резервуара.

Полная остановка жидкости в трубе произойдет, когда ударная волна достигнет резервуара, в этот момент во всей трубе установится давление $p + \Delta p$. В следующий момент времени, вследствие разности давлений, жидкость начнет поступать из трубы в резервуар. Теперь сечение $n - n$ перемещается в обратном направлении – к крану, оставляя позади себя давление p и скорость υ, направленную в сторону резервуара.

Движение жидкости в трубе в сторону резервуара будет продолжаться и после того, как ударная волна достигнет крана. Слои жидкости, расположенные непосредственно у крана, будут стремиться оторваться от него, вследствие чего давление в них понижается на величину Δp, жидкость расширяется, а стенки трубы сжимаются. Непосредственно у крана возникает *отрицательная ударная волна*, которая распространяется от крана к резервуару, оставляя за собой давление $p - \Delta p$ и скорость $\upsilon = 0$.

После понижения давления во всей трубе вновь начнется движение жидкости от резервуара к крану и так будет продолжаться до тех пор, пока колебания не затухнут вследствие потерь энергии на трение и деформацию стенок трубы.

Повышение давления Δp в остановившемся слое ΔSпри гидравлическом ударе можно определить, используя закон изменения количества движения, согласно которому приращение количества движения $m\upsilon$ системы за некоторый промежуток времени Δt равно сумме проекций импульсов сил $F\Delta t$на направление движения. Пренебрегая силами трения и тяжести, согласно теореме об изменении количества движения, можно записать зависимость:

$$F\Delta t = m\upsilon - m\upsilon_s,$$

гдеF – сила давления жидкости в слое ΔS; Δt – время образования слоя ΔS; m – масса жидкости в остановившемся слое;υ – первоначальная скорость движения жидкости в трубе; υ_s – скорость в остановившемся слое, равная нулю.

Учитывая, что давление в трубопроводе равно p, а в оставившемся слое $p+\Delta p$, силу давления Fна границе остановившегося слоя в сечении $n - n$ можно рассчитать по формуле:

$$F = (p + \Delta p - p)\,\omega = \Delta p\omega,$$

где ω – сечение трубопровода

Масса жидкости в остановившемся слое равна:

$$m = p\omega\Delta S, \qquad (2.16)$$

Подставляя значения силы, массы и скорости (υ_s=0) в исходное выражение, получим: $\Delta p = \rho\upsilon\Delta S/\Delta t$.

Отношение *ΔS/Δt* представляет собой *скорость распространения ударной волны и обозначается «с»*.

Тогда формула для определения величины повышения давления при гидравлическом ударе примет вид:

$$\Delta p = \rho c \upsilon. \qquad (2.17)$$

Разделив выражение (*2.17*) на *ρg*, получим:

$$\Delta H = c\upsilon/g. \qquad (2.18)$$

Из формулы *(2.17*) следует, что при гидравлическом ударе повышение давления зависит от начальной скорости движения жидкости в трубе, скорости распространения ударной волны и плотности жидкости.

Скорость распространения ударной волны *с* зависит от плотности жидкости, материала, диаметра и толщины стенок трубы, вычислить ее можно по формуле:

$$c = \frac{1425}{\sqrt{1+E_ж\ \delta\ d/E_т}},$$

где $E_{ж}$ – модуль упругости жидкости; *d* – внутренний диаметр трубы; E_m — модуль упругости стенок трубы; *δ* – толщина стенок трубы; 1425 – скорость распространения ударной волны в воде в неограниченном объеме, м/с.

Таким образом, с повышением эластичности материала, увеличением диаметра трубопровода и уменьшением толщины его стенок уменьшается скорость распространения ударной волны и, как следствие, наблюдается менее заметное повышение давления при гидравлическом ударе.

Для воды значение *с* можно приближенно принимать равным 1200 м/с – при стальных трубах, 1000 м/с – при чугунных трубах, 80 м/с – при новых льняных рукавах, 120 м/с – при льняных рукавах, бывших в употреблении, и 300 м/с – при прорезиненных рукавах.

Формула (2.17)справедлива для так называемого ***прямого гидравлического удара***. Гидравлический удар называется прямым, если время закрытия крана *t*меньше фазы гидравлического удара $t_ф$, т.е. времени двойного пробега ударной волны вдоль трубопровода $t<t_ф = 2l/c$.

При $t > t_ф$ возникает непрямой гидравлический удар, при котором ударная волна, отразившись от резервуара, возвращается к крану раньше, чем он будет полностью закрыт. При этом повышение давления будет меньше, чем при прямом ударе, и оно может быть найдено по формуле Н.3. Френкеля:

$$\Delta p = \rho c \upsilon t_ф/t. \qquad (2.19)$$

Из этой формулы следует, что чем медленнее закрывается кран, тем слабее проявляется гидравлический удар.

Для предохранения оборудования трубопроводов и рукавных линий от повреждения при возникновении гидравлического удара принимаются различные меры эксплуатационного или конструкторского характера.

Наиболее эффективный метод снижения давления – это устранение возможности прямого гидравлического удара при увеличении времени закрытия или открытия запорной и регулирующей арматуры. Уменьшение скорости движения жидкости в трубопроводах, что при заданном расходе сводится к увеличению диаметра трубы, также позволяет снизить ударное давление. Для уменьшения разрушающего действия давления применяют предохранительные клапаны, которые открываются при определенном давлении. На водопроводных линиях могут устанавливаться воздушные колпаки (рис. 2.2), которые позволяют уменьшить давление за счет сжатия находящегося в колпаке воздуха.

Следует отметить, что блокировка открытия шиберов пожарной колонки гидранта московского типа также предупреждает возникновение гидравлического удара в водопроводной сети. Аналогичное назначение имеют мостики, устанавливаемые в местах возможного проезда автомобилей через рукавные линии, а также предохраняющие рукава от «заломов» в местах прокладки через стенки, заборы и другие преграды.

Явление гидравлического удара используется в устройстве специального водоподъемника, называемого гидравлическим тараном. Принцип работы гидравлического тарана, схема которого приведена на рис. 2.3, следующий. При заполнении установки, находящейся в нерабочем положении, водой ударный клапан *2* закрыт под действием напора воды в трубопроводе, а нагнетательный клапан *3*закрыт под действием собственного веса. Для пуска тарана в действие открывают ударный клапан *2*, при этом вода, поступающая из водоисточника по подводящему трубопроводу в рабочую камеру *4*, начинает вытекать через приподнятый клапан наружу. Вытекающей водой клапан *2*поднимается, закрывая отверстие, вследствие чего в рабочей камере происходит гидравлический удар с резким повышением давления. При этом открывается нагнетательный клапан *3*, и часть воды поступает в напорный воздушный колпак *4*. Вслед за этим давление в трубе падает, вновь открывается ударный клапан и вода, приходя в движение, выливается опять наружу.

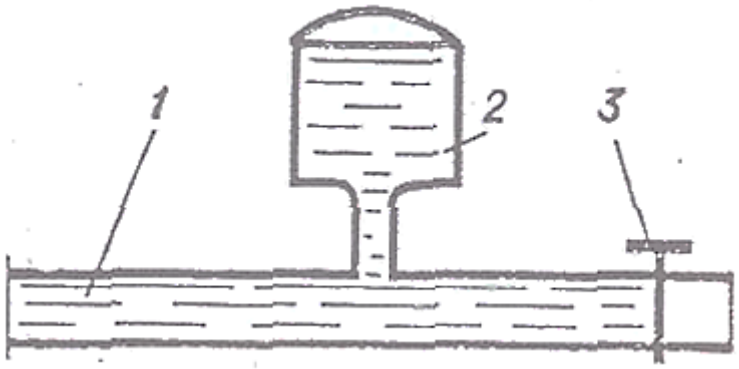


Рис. 2.2. Схема воздушного колпака
1– трубопровод; *2* – воздушно-водяной колпак; *3* – кран

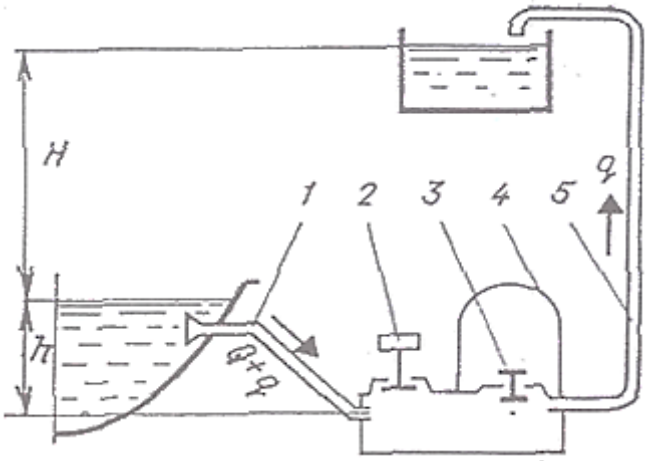


Рис. 2.3. Схема установки
1 – питающая труба; *2* – ударный клапан; *3* – нагнетательный клапан; *4* – воздушный колпак; *5* – напорная труба

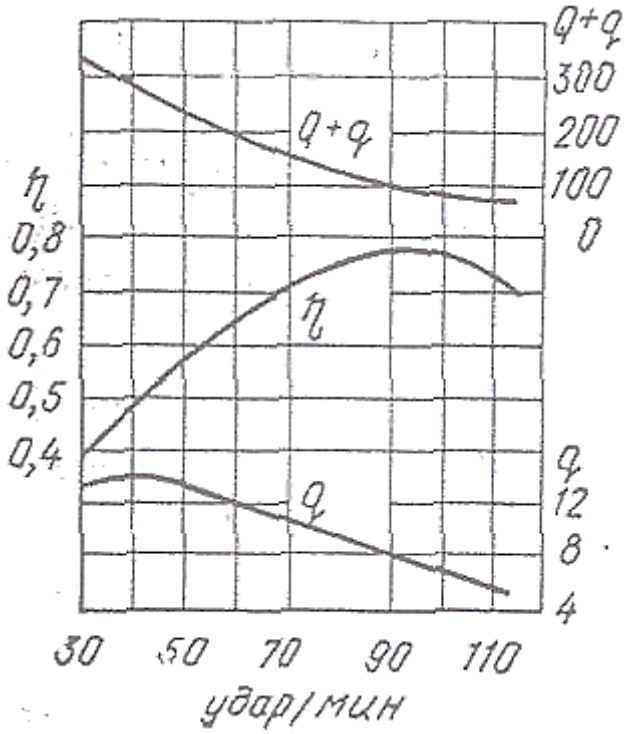


Рис. 2.4. Характеристика тарана ТГ–1

Затем весь процесс повторяется. По мере заполнения водой воздушного колпака давление в нем увеличивается вследствие уменьшения объема, занимаемого воздухом, и вода из тарана по напорной трубе *5* пойдет к потребителю.

Таким образом, при работе гидравлического тарана происходит превращение энергии потока с большим расходом и меньшим напором *h*в энергию потока с меньшим расходом и большим напором *H*. Коэффициент полезного действия таранной установки определяется по формуле

$$\eta = gH/Qh.$$

Нормальная высота подъема воды гидравлическим тараном $H \approx 10h$. Коэффициент полезного действия тарана колеблется обычно в пределах: η = 0,25–0,85.

В настоящее время наша промышленность выпускает тараны ТГ-1 диаметрами питающей трубы – 50 и 76 мм, напорной трубы – 36 мм(характеристика тарана приведена на рис. 2.4). На подачу тарана *q,* кроме его размеров, существенное влияние оказывает частота ударов клапана. Чем тяжелее ударный клапан, тем больше воды *Q*сбрасывается наружу, тем меньше к.п.д. тарана. Частота ударов клапана регулируется грузами и устанавливается в зависимости от длины и диаметра питающей трубы, высоты падения жидкости и высоты подъема. Ход ударного клапана колеблется в пределах 12–15 мм и регулируется винтовой втулкой. При питающей трубе, например, диаметром 76 мм и длиной 13,5 м, высоте падения*h*= 3м и высоте подъема *H*=27 м, частота ударов в минуту должна составлять 100. Этот режим работы тарана соответствует подаче *q=6,4* л/мин, расходу *Q*=73,6 л/мин, к.п.д. при этом составит η =0,78. Гидравлические тараны применяют для водоснабжения в сельской местности.

Контрольные вопросы:

1. Уравнение Бернулли для неустановившегося движения.
2. Гидравлический удар в трубопроводах.
3. Повышение давления при гидравлическом ударе.
4. Скорость распространения ударной волны.
5. Фаза удара.
6. Скорость распространения ударной волны.
7. Полный и неполный удар.
8. Вывод формулы для определения давления при гидравлическом ударе /формула Жуковского/.
9. Определение потерь напора в пожарных рукавах.
10. Повышение пропускной способности трубопроводов (рукавных линий).

ТЕМА 3. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЙ, НАСАДКОВ И ЧЕРЕЗ КОРОТКИЕ ТРУБОПРОВОДЫ

Вопросы:

3.1. Истечение жидкости из круглого отверстия в тонкой стенке.
3.2. Истечение жидкости из насадков.
3.3. Насадки для пожарных стволов.
3.4. Истечение жидкости через короткие трубопроводы.

Перечень рекомендуемой литературы:

1. Исаев А.П., Кожевникова Н.Г., Ещин А.В. Гидравлика: Учебник. – М.:ИНФРА-М, 2017. – 420 с.
2. Кудинов А.А. Гидрогазодинамика: учеб. Пособие /А.А. Кудинов. – М.: ИНФА-М, 2018. – 336 с.
3. Лапшев, Н. Н. Гидравлика [Текст]: учебник для студ. высш. учеб.заведений / Н.Н. Лапшев. – 3-е изд., стер. – М.: Академия, 2010. – 272 с.
4. Косой, В. Д. Гидравлика (с примерами решения инженерных задач) [Текст] / В. Д. Косой, С. А. Рыжов. – М.: ДеЛипринт, 2008. – 495 с.
5. Ухов, С. В. Гидравлика [Текст]: учебное пособие / С. В. Ухов. – М.: Форум; Инфа-М, 2010. – 464 с.
6. Качалов, А. А. Противопожарное водоснабжение [Текст] / А. А. Качалов, Ю. П. Воротынцев, А. В. Власов. – М.: Стройиздат, 1985. – 286 с.

Методические рекомендации

3.1. Истечение жидкости из круглого отверстия в тонкой стенке

На практике часто встречаются процессы, связанные с истечением жидкости через отверстия различных форм и размеров: насадки пожарных стволов и гидромониторов, форсунки в системах подачи топлива, трубы малой длины при наполнении и опорожнении резервуаров и т. п. Основным вопросом при этом является определение скорости и расхода вытекающей жидкости.

Рассмотрим случай установившегося истечения жидкости через круглое отверстие диаметром dв вертикальной тонкой стенке сосуда при постоянном напоре H (рис. 3.1). Гидравлический смысл термина «тонкая стенка» заключается в том, что края отверстия имеют такую острую кромку, которая исключает влияние толщины стенки на форму струи. В этом случае имеются только местные потери напора, аналогичные потерям при внезапном сужении потока. Кроме того, будем считать отверстие достаточно малым, т.е. $d< 0{,}1H,$ в котором все точки отверстия находятся приблизительно на одинаковой глубине от свободной поверхности жидкости и скорости движения по всему сечению будут также одинаковыми.

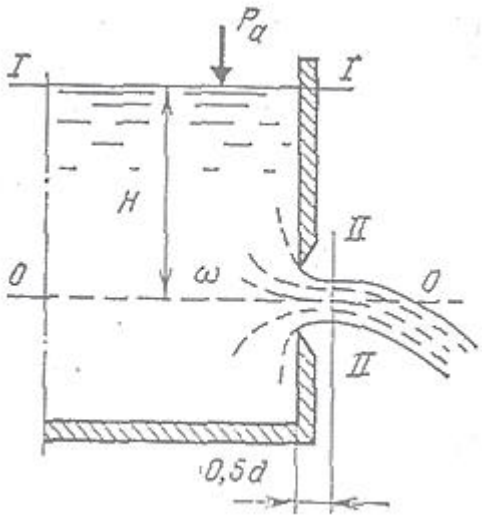


Рис. 3.1. Схема истечения жидкости из отверстия в тонкой стенке

На подходе жидкости к отверстию траектории движущихся частиц имеют криволинейную форму, при этом в струе возникают центробежные силы, под действием которых струя сужается, достигая наименьших размеров в сечении *II – II*, на некотором удалении от плоскости отверстия, примерно на расстоянии, равном 0,5*d*. В сжатом сечении все элементарные струйки становятся параллельными.

Степень сжатия струи определяется коэффициентом сжатия ε, равным отношению площади поперечного сечения струи в месте сжатия ω_cкплощади сеченияωотверстия:

$$\varepsilon = \omega_c/\omega. \qquad (3.1)$$

Сжатие струи называют полным, если оно происходит по всему периметру отверстия, т.е. со всех сторон вытекающей струи. Если сжатие наблюдается не по всему периметру живого сечения, то оно будет неполным. Сжатие называется совершенным, если вблизи отверстия нет дна, стенок или свободной поверхности жидкости, влияющих на характер истечения. Совершенное сжатие наблюдается лишь в тех случаях, когда расстояние от стенок до отверстия больше утроенного диаметра отверстия. Если данные условия не соблюдаются и отверстие на меньшем расстоянии от боковых стенок, сжатие называют несовершенным.

Для определения скорости истечения жидкости из отверстия запишем уравнение Бернулли для сечений *I – I* и *II – II*, в которых течение жидкости можно считать плавно изменяющимся, относительно горизонтальной плоскости сравнения *0—0*, проходящей через центр тяжести сжатого сечения струи:

$$z_1 + p_1/\rho g + \upsilon_1^2/2g = z_2 + p_2/\rho g + \upsilon_2^2/2g + h.$$

Потери напора между сечениями *I – I* и *II – II* определяются по формуле Вейсбаха:

$$h = \xi_0 \frac{v_2^2}{2g},$$

где ξ_0 – коэффициент сопротивления отверстия.

Учитывая, что скорость v_1можно считать равной нулю, а давление на свободной поверхности и в сжатом сечении равно атмосферному, уравнение Бернулли перепишем в таком виде:

$$H = \frac{v_2^2}{2g} + \xi_0 \frac{v_2^2}{2g}.$$

Отсюда скорость истечения равна:

$$\upsilon_2 = \frac{1}{\sqrt{1+\xi_0}} \sqrt{2gH}$$

или

$$v_2 = \varphi\sqrt{2gH}, \qquad (3.2)$$

где φ – коэффициент скорости, равный

$$\varphi = 1/\sqrt{1+\xi_0}.$$

Расход жидкости, вытекающей из отверстия, равен произведению скорости истечения на площадь струи в сжатом сечении

$$Q = v_2 c \omega_c.$$

Подставляя в эту формулу значения ω_c и v_2из выражений (*3.1*) и (*3.2*), получим:

$$Q = \varepsilon\varphi\omega\sqrt{2gH}$$

Произведения коэффициентов ε и φ называют коэффициентом расхода и обозначают буквой μ, т.е.:

$$\mu = \varepsilon\varphi.$$

Тогда в окончательном виде формула расхода жидкости примет вид

$$Q = \mu\omega\sqrt{2gH}. \qquad (3.3)$$

Используя эту формулу, можно определить напор перед отверстием

$$H = Q^2/\mu^2\omega^2 2g. \qquad (3.4)$$

Если бы при истечении жидкости не происходило сжатия струи и отсутствовали потери напора, то теоретически расход определялся бы по формуле $Q_T = \mu\omega\sqrt{2gH}$. Это значит, что коэффициент расхода μ всегда меньше единицы, так как он показывает, какую часть от теоретического составляет действительный расход.

3.2.Истечение жидкости из насадков

Насадком называется присоединенная к отверстию в стенке сосуда труба, длина которой равна 3–4 диаметрам отверстия. Различают следующие основные типы насадков (рис. *3.1*):
цилиндрические*(а* – внешние, *б* – внутренние);
конические*(в* – сходящиеся, *г* – расходящиеся);
коноидальные с закругленными очертаниями по форме сжатия струи *(д)*.

Большое влияние на скорость истечения, расход жидкости и качество струи оказывает форма продольного профиля насадка. Например, устройство плавного закругления на входе может полностью устранить внутреннее сжатие струи и вызвать увеличение скорости, расхода и дальности полета.

Рассмотрим особенности истечения жидкости из различных насадков при постоянном напоре и приведем для них полученные опытным путем значения коэффициентов истечения.

Внешний цилиндрический насадок. Струя жидкости при входе в насадок (рис. *3.3)* сначала сжимается, после чего вновь расширяется и заполняет все сечение насадка. В промежутке между сжатым сечением и стенками насадка образуется вихревая зона. Так как струя выходит из насадка полным сечением, то коэффициент сжатия $\varepsilon=1$, в этом случае коэффициенты расхода и скорости имеют одинаковую величину: $\mu=\varepsilon\varphi=\varphi$.

Составляя уравнение Бернулли для сечений *I – I* и *II – II*, взятых на свободной поверхности жидкости в сосуде и на границе выхода струи в атмосферу, получим расчетные формулы для скорости истечения и расхода жидкости из насадка, аналогичные приведенным выше формулам при истечении жидкости из отверстия в тонкой стенке

$$\upsilon = \varphi\sqrt{2gH}, \qquad (3.5)$$

$$Q = \mu\omega\sqrt{2gH}. \qquad (3.6)$$

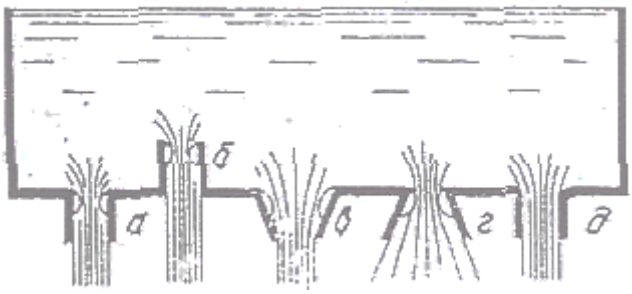


Рис. 3.2. Типы насадков
а, б – цилиндрические внешний и внутренний; *в,*
г – конические сходящийся и расходящийся; *д* – коноидальный

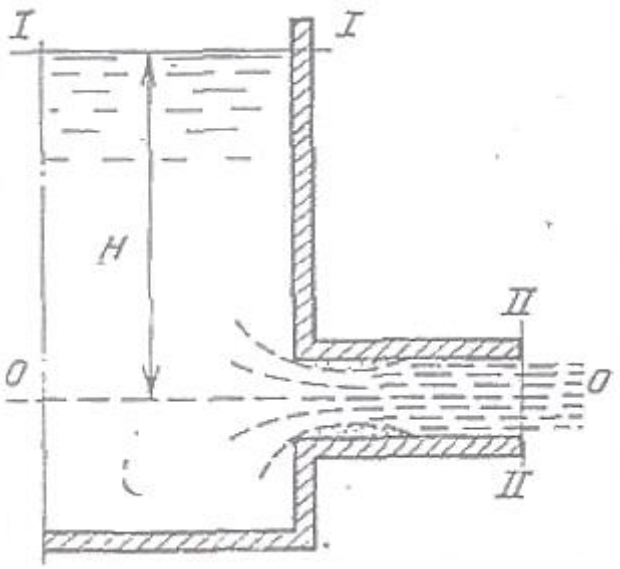


Рис. 3.3. Схема истечения жидкости из цилиндрического насадка

Отличие заключается в величине коэффициентов скорости и расхода. Сравнивая эти коэффициенты с коэффициентами истечения для отверстия в тонкой стенке, можно заключить, что при одинаковой площади живых сечений ω и напора H расход жидкости из внешнего цилиндрического насадка увеличивается примерно на 35%, а скорость истечения при этом уменьшается приблизительно на 15%. Объясняется это тем, что в вихревой зоне насадка образуется вакуум. Наличие пониженного давления в области сжатого сечения струи порождает фактор «подсасывания» жидкости, который оказывает более сильное влияние на расход, чем дополнительные сопротивления вследствие трения по длине и расширения струи в насадке. Уменьшение скорости вызвано тем, что при истечении из насадка живое сечение струи больше, чем сжатое.

Однако увеличение расхода из насадка наблюдается до определенного уровня возрастания напора. С увеличением напора H вакуум также увеличивается и при некотором критическом значении напора $H_{кр}$ абсолютное давление внутри насадка становится равным давлению насыщенных паров. Внутри жидкости происходит образование пара, пузырьки которого нарушают сплошность струи, ухудшают динамические характеристики, что приводит к уменьшению расхода. В определенных случаях происходит отрыв струи жидкости от внутренних стенок насадка. При этом насадок работает как отверстие в тонкой стенке. Такое явление называется срывом истечения через насадок.

Внутренний цилиндрический насадок работает так же, как и внешний. Однако струя при входе в насадок испытывает большое сжатие, поэтому коэффициенты скорости и расхода здесь меньше, чем во внешнем насадке. Это означает, что гидравлические сопротивления во внутреннем насадке больше, чем во внешнем, следовательно, в нем меньше вакуум и расход жидкости. При малой длине внутреннего насадка $l<1,5d$истечение происходит в отрывном режиме, и коэффициент расхода оказывается даже

меньше, чем для отверстия в тонкой стенке. В связи с этим внутренние цилиндрические насадки применяются только в тех случаях, когда не представляется возможным использовать внешние.

Конический сходящийся насадок. Явление внутреннего сжатия в насадках данного вида оказывается меньше, чем в цилиндрических, но появляется внешнее сжатие струи на выходе из насадка. Потери напора также меньше, чем в цилиндрических, а скорость истечения больше. Струя, выходящая из конического насадка, обладает большей кинетической энергией и способна на длительном расстоянии не распадаться на капли, сохраняя компактную форму. Коэффициенты истечения для данного вида в основном зависят от угла конусности. С увеличением угла конусности коэффициент расхода сначала растет, достигая максимума при θ =13°, а затем начинает уменьшаться. Конические сходящиеся насадки применяются в тех случаях, когда необходимы большая скорость истечения, значительная дальность полета струи и большая сила ее удара, например в пожарных стволах, гидромониторах и т.д.

Конический расходящийся насадок. Струя жидкости при входе в насадок испытывает значительное сжатие, затем расширяется и заполняет все его сечение. Вследствие создания большого вакуума увеличивается всасывающая способность расходящегося насадка по сравнению с цилиндрическим. Это означает, что при одинаковых диаметрах входных отверстий и силе напора через расходящийся насадок будет протекать больший объем жидкости, чем через цилиндрический, скорость же на выходе из расходящегося насадка будет меньше. Коэффициенты истечения для этих насадков, так же как и для конических (сходящихся), зависят от угла конусности. Увеличение расхода наблюдается при угле конусности до 8°, в дальнейшем насадок перестает работать полным сечением, и истечение происходит как из отверстия в тонкой стенке. Следует отметить, что приведенное в табл. 3.1 значение коэффициента расхода относится к большему выходному сечению насадка. Если же отнести этот коэффициент к входному сечению, то он окажется значительно больше и может достигнуть 2–3. Конические расходящиеся насадки применяют как конструктивные элементы в насосах, гидроэлеваторах, водопропускных трубах дамб и плотин, где требуется свести до минимума скорость истечения и кинетическую энергию в отходящем потоке.

Коноидальный насадок выполняется приблизительно по профилю естественно сжимающейся струи, вытекающей из отверстия. Такая форма насадка устраняет сжатие струи и сводит до минимума гидравлические сопротивления. В коноидальном насадке коэффициенты расхода и скорости больше, чем для всех других насадков. Такой насадок обеспечивает скорость истечения и в полтора раза увеличивается расход жидкости по сравнению с расходом из отверстия в тонкой стенке.

Применение коноидальных насадков несколько ограничивается из-за сложности их изготовления, однако для получения мощных дальнобойных струй следует рекомендовать именно такие насадки.

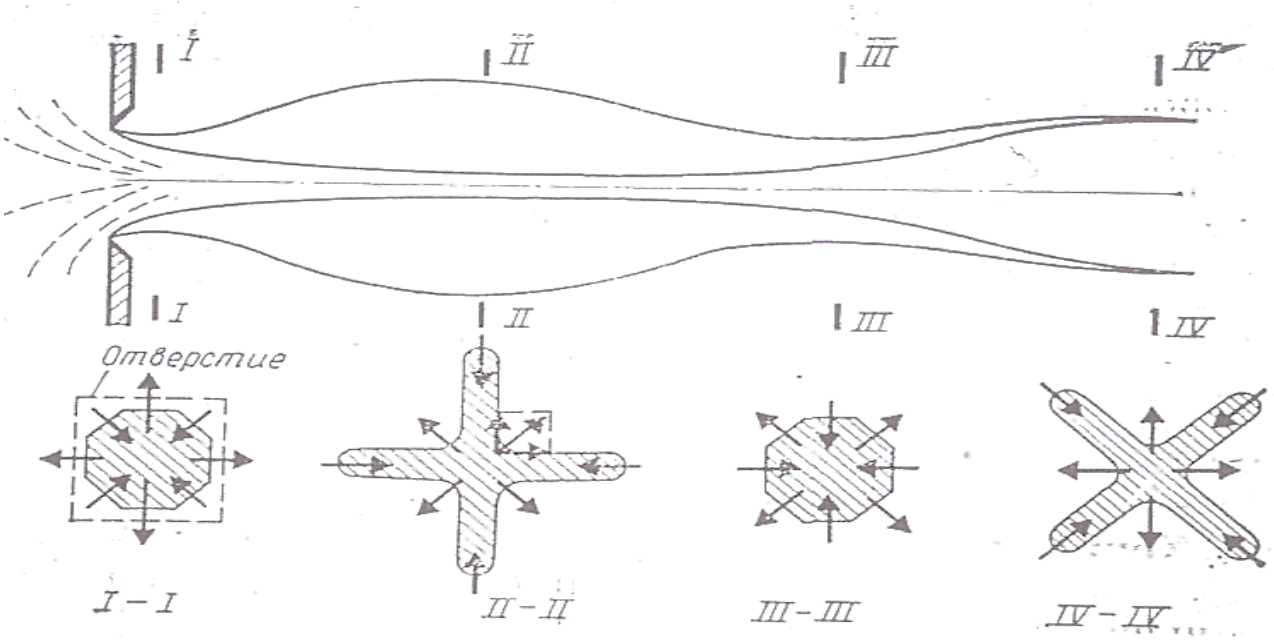


Рис. 3.4.Инверсия струи

Значения коэффициентов местного сопротивления, сжатия, скорости и расхода, отнесенных к выходному сечению для отверстия в тонкой стенке и для различных насадков, указаны в табл3.1.

Таблица 3.1. Значения коэффициентов истечения из отверстий и насадков

Тип отверстия или насадка	ξ	ε	φ	μ
Круглое отверстие в тонкой стенке	0,06	0,64	0,97	0,62
Внешний цилиндрический насадок	0,5	1	0,82	0,82
Внутренний цилиндрический насадок	1	1	0,71	0,71
Конический сходящийся насадок, θ	0,09	0,98	0,96	0,94
=13^{0}Конический расходящийся насадок, θ =	3,45	1	0,45	0,45
8° Коноидальный насадок	0,06	1	0,98	0,98

Истечение жидкости из некруглых отверстий. В зависимости от формы отверстия, через которое происходит истечение, поперечное сечение струи претерпевает различные изменения. Например, сечение струи, вытекающей из треугольного отверстия, приобретает форму трилистника; при истечении через квадратное отверстие – крестообразную (рис. 3.4), через круглое при несовершенном сжатии – эллиптическую. Изменение формы струи в основном вызвано действием сил поверхностного натяжения. Это явление называется инверсией струи. В дальнейшем форма

поперечного сечения по длине струи не остается постоянной, она под действием сил поверхностного натяжения постоянно меняется, как это показано на рисунке. Исходя из сказанного следует, что для получения дальнобойных струй необходимо использовать насадки с круглым сечением, в которых действие сил поверхностного натяжения взаимно уравновешивается. Насадки с некруглым сечением находят применение для получения фонтанных и распыленных струй.

3.3. Насадки для пожарных стволов

Для получения дальнобойных струй, обладающих большой ударной силой, в пожарной технике используют ручные и лафетные стволы с различными насадками. У ручных стволов диаметр насадков 13, 16, 19, 22, 25 мм, у лафетных – 28, 32, 38, 50 и 65 мм.

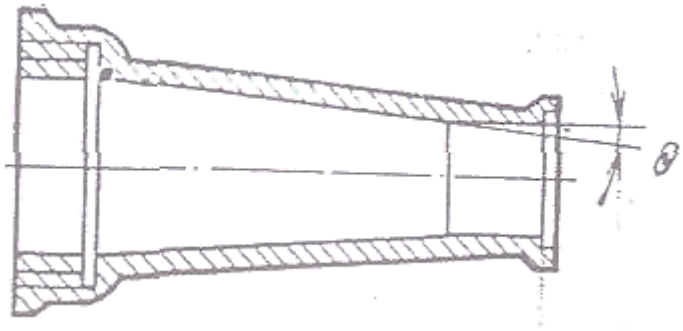


Рис. 3.5. Схема насадка пожарных стволов

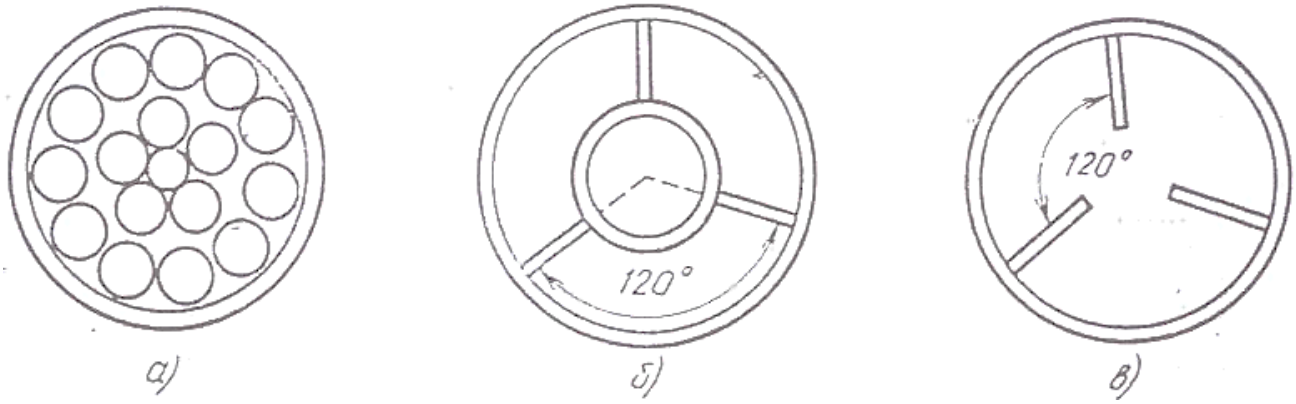


Рис. 3.6. Схема успокоителей распылителя:
а – трубчатая форма; *б* – трубчато-радиальная; *в* – радиальная

В насадке потенциальная энергия давления преобразуется в энергию движения. Для придания струе большой скорости диаметр выходного сечения насадка должен быть меньше диаметра корпуса пожарного ствола. Типичная форма насадка, дающего удовлетворительное качество струи, показананарис.3.5.Коническая часть насадка с углом конусности θ=13° переходит в цилиндрическую, длина которой у ручных стволов

приблизительно равна размеру одного диаметра, а у лафетных стволов – $^{2}/_{3}$—$^{3}/_{4}$диаметра выходного сечения насадка. На конце цилиндрической части насадка обычно делается кольцевая выточка для защиты выходной кромки от возможных механических повреждений, приводящих к ухудшению качества струй. Коническая часть насадка позволяет снизить потери энергии при переходе пьезометрического напора в скоростной, а цилиндрическая часть служит для уменьшения сжатия сечения струи при выходе из насадка. На качество струи большое влияние оказывают также условия подхода воды к насадку. Вода должна подходить прямолинейными струйками, так как вращение потока вокруг своей оси и возникновение центробежных сил способствуют раздроблению струи. Вращение потока происходит при прохождении воды в изгибах подводящих трубопроводов вследствие разности давлений на противоположных стенках трубы. Для устранения этих явлений в стволах могут устанавливаться специальные успокоители, разбивающие общее сечение потока на несколько частей, что способствует восстановлению асимметричного распределения скоростей в потоке. В конструкции успокоителей (рис. 3.6) должны выполняться следующие условия: площадь всех его секций должна быть одинаковой, а длина их достаточной для того, чтобы сформировать поток и сделать его параллельно струйным, что соответствует 10–15 диаметрам секций. Концы успокоителей должны быть тщательно заострены, а поверхность их должна быть гладкой. Поток по выходе из успокоителя перед насадком должен быть «обжат» на величину площади поперечного сечения стенок успокоителя; это исключает появление дополнительных завихрений и разрывов при внезапном расширении.

В практических расчетах для определения расхода жидкости из пожарных стволов используется формула (*3.3*), которую можно записать в следующем виде:

$$Q = P\sqrt{H}, \qquad (3.7)$$

где $p=\mu\omega\sqrt{2g}$и называется проводимостью насадка.

Напор перед насадком удобно определять по формуле:

$$H = SQ^2, \qquad (3.8)$$

которая аналогична выражению *(3.4)* и в которой *S*равно:

$$S = 1/\mu^2\omega^2\, 2g = 1/p^2,$$

определяет оно сопротивление насадка.

Значения проводимостей p и сопротивлений S насадков при $\mu = 1$ для определения расхода Q, выраженного в л/с, и напора H – в м.вод.ст., для пожарных стволов приводятся в табл.3.2.

Таблица3.2. Значения сопротивлений *(S)* и проводимостей *(p)* насадков

d,мм	s	*p*	*d*, мм	s	*p*
13	2,89	0,588	28	0,135	2,72
16	1,26	0,891	32	0,079	3,56
19	0,634	1,26	38	0,04	5,00
22	0,353	1,68	50	0,013	8,77
25	0,212	2,17	65	0,0046	14,74

3.4.Истечение жидкости через короткие трубопроводы

При гидравлическом расчете коротких трубопроводов необходимо учитывать как местные потери напора, так и потери напора из-за трения по длине трубопровода. Рассмотрим условия работы короткого трубопровода (рис. 3.7)и определим расход при постоянном уровне жидкости в резервуаре.

Составим уравнение Бернулли для сечений *I – I* и *II – II* относительно плоскости сравнения *0 – 0* при истечении жидкости из трубопровода в атмосферу:

$$H_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = H_2 + \frac{p_a}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \sum h.$$

Обозначив действующий напор $H = H_1 - H_2$и учитывая, что $v = 0$, $v_2 = v$, получим:

$$H = v^2/2g + \sum h. \qquad (3.9)$$

Общие потери напора определим как сумму потерь энергии по длине и в местных сопротивлениях:

$$\sum h = \lambda\frac{l}{d}\frac{v^2}{2g} + \sum \xi \frac{v^2}{2g}.$$

Подставив это значение в формулу(*3.9*), получим:

$$H = \left(1 + \lambda\frac{l}{d} + \sum \xi\right)\frac{v^2}{2g}.$$

Из этого выражения найдем скорость истечения:

$$v = \frac{1}{\sqrt{1+\lambda\frac{l}{d}+\sum \xi}}\sqrt{2gH}.$$

Обозначая коэффициент скорости через φ, напишем его значение:

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1+\lambda\frac{l}{d}+\sum \xi}} \text{или } \varphi = \frac{1}{\sqrt{1+\xi_c}},$$

где $\xi_c = \lambda l/d + \sum \xi$ – коэффициент сопротивления системы. Получим формулу, используя *f*:

$$\upsilon = \varphi\sqrt{2gH}\,.$$

Тогда расход жидкости составит:

$$Q = \mu\omega\sqrt{2gH}, \qquad (3.10)$$

где $\mu = \varphi$ – коэффициент расхода.

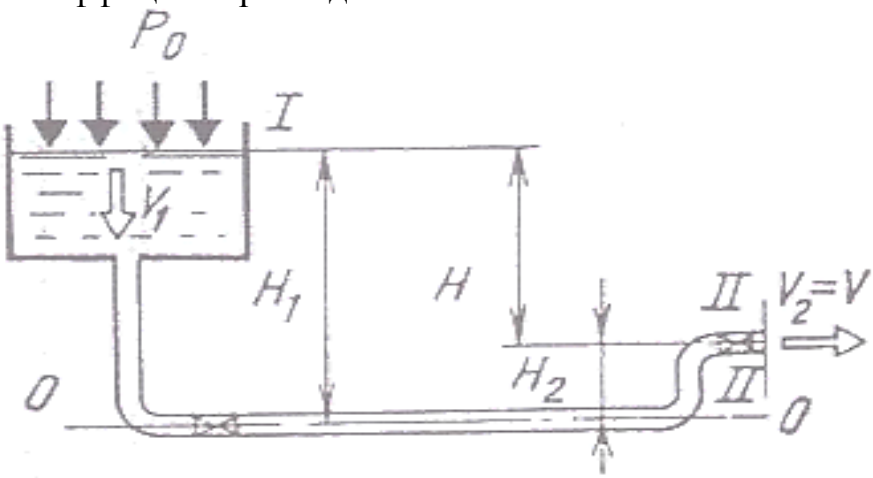


Рис. 3.7. Схема к гидравлическому расчету короткого трубопровода

Примерами коротких трубопроводов могут служить сифоны, всасывающие трубопроводы насосов, системы аварийного слива жидкостей из резервуаров и аппаратов и т.д.

Используя формулу расхода, можно определить время опорожнения резервуара объемом *W*при постоянном изменении уровня жидкости в нем от первоначального значения $H_1 = H$ до конечного $H_2 = 0$.

Расход жидкости в начальный момент слива при напоре *H* будет $Q = \mu\omega\sqrt{2gH}$, при полном опорожнении он будет равен нулю. Величину среднего расхода рассчитывают как полусумму первоначального и конечного расходов, т.е.:

$$Q_{ср} = 0{,}5Q.$$

Отсюда время опорожнения резервуара находят по отношению:

$$t_{оп} = 2W/Q.$$

Оно в два раза превышает время истечения такого же объема жидкости при постоянном напоре.

Контрольные вопросы:

1. Вывод формулы для определения расхода жидкости при истечении через затопленные отверстия /под уровень/.
2. Вывод формулы для определения скорости и расхода жидкости при истечении через малые отверстия в тонкой стенке (случай истечения в атмосферу).
3. Истечение жидкости через насадки.
4. Типы насадков.
5. Критерии короткого трубопровода.

ТЕМА 4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СТРУИ

Вопросы:

4.1. Сплошные водяные струи.
4.2. Расчет сплошной струи.
4.3. Вертикальные струи.
4.4. Наклонные струи.
4.5. Реакция струи.
4.6. Распыленные струи и способы их получения.

Перечень рекомендуемой литературы:

1. Исаев А.П., Кожевникова Н.Г., Ещин А.В. Гидравлика: Учебник. – М.:ИНФРА-М, 2017. – 420 с.
2. Кудинов А.А. Гидрогазодинамика: учеб. Пособие /А.А. Кудинов. – М.: ИНФА-М, 2018. – 336 с.
3. Лапшев, Н. Н. Гидравлика [Текст]: учебник для студ. высш. учеб.заведений / Н.Н. Лапшев. – 3-е изд., стер. – М.: Академия, 2010. – 272 с.
4. Косой, В. Д. Гидравлика (с примерами решения инженерных задач) [Текст] / В. Д. Косой, С. А. Рыжов. – М.: ДеЛипринт, 2008. – 495 с.
5. Ухов, С. В. Гидравлика [Текст]: учебное пособие / С. В. Ухов. – М.: Форум; Инфа-М, 2010. – 464 с.
6. Качалов, А. А. Противопожарное водоснабжение [Текст] / А. А. Качалов, Ю. П. Воротынцев, А. В. Власов. – М.: Стройиздат, 1985. – 286 с.

Методические рекомендации

4.1. Сплошные водяные струи

Струей называется поток жидкости, не ограниченный стенками, движущейся в массе такой же или другой жидкости. В зависимости от условий водяная струя может быть ***затопленной***, если она движется в массе капельной жидкости или в пространстве, заполненном водой, и ***незатопленной***, если она движется в газовом пространстве. Наиболее широкое применение в практике пожаротушения нашли незатопленные водяные струи.

Водяные струи подразделяются на ***сплошные,*** получаемые от ручных и лафетных пожарных стволов, с коническими и коноидальными насадками, и ***распыленные***, образуемые от специальных насадков – распылителей.

Сплошные водяные струи отличаются компактностью, большой дальностью полета и сильным динамическим воздействием. Строго говоря, сплошную водяную струю при большом давлении у ствола получить невозможно. В этом случае в струе принято выделять две части:

компактную и раздробленную. В компактной частив некоторой степени сохраняется сплошность потока, струя имеет цилиндрическую или близкую к ней форму; в раздробленной части оплошность потока нарушается, струя разрывается на все более мелкие части и расширяется. Понятие «компактная часть струи» является относительным, поскольку резкой грани между нею и раздробленной частью не существует.

Обычно применяют определение компактной части, впервые сформулированное Фриманом (1888 г.) в отношении струй, получаемых из насадков диаметром 26–38 мм. Он предложил за длину компактной части сплошной водяной струи принимать ту ее часть, которая несет 75% всей массы воды в круге диаметром 26 см или 90% воды – в круге диаметром 38 см. Практически струю можно разделить на компактную и раздробленную части на основании визуального наблюдения за струей, или при измерении плотности струи на различном удалении от насадка, а также на основании опыта использования струй в данной отрасли техники.

Величина компактной части струи позволяет оценить качество изготовления и свидетельствует о совершенстве конструкции стволов и насадков.

Разрушение струи происходит под влиянием действующих на нее сил тяжести, сопротивления воздуха и внутренних сил, вызываемых турбулентностью потока и колебательно-волновым характером движения жидкости в трубе. На определенной стадии распада струи в качестве дополнительных сил, способствующих распылению ее на капли, будут выступать силы поверхностного натяжения.

4.2. Расчет сплошной струи

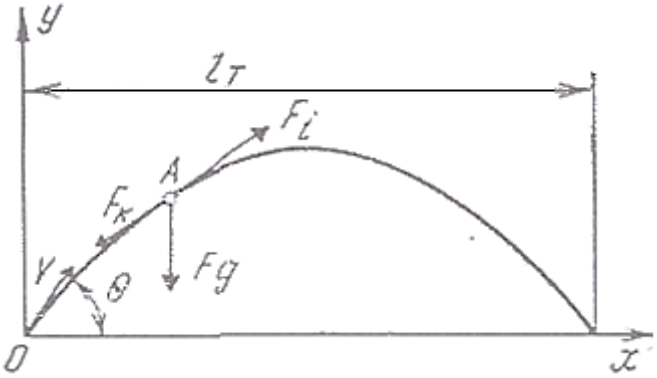


Рис. 4.1. Теоретическая траектория сплошной струи

Уравнение траектории сплошной струи получим, полагая, что все ее частицы движутся подобно твердому, брошенному под углом к горизонту (рис.4.1).В этом случае уравнение траектории струи, вылетающей из насадка диаметром d, при наклоне ствола под углом θ, с начальной скоростью υ, на которую действуют силы инерции Fi, тяжести Gи сопротивления воздуха F_kв параметрической форме может быть представлено в виде:

$$x = \upsilon t\cos\theta - K\frac{x}{d}\frac{\upsilon^2}{2g}. \quad (4.1)$$

$$y = \upsilon t\sin\theta - K\frac{y}{d}\frac{\upsilon^2}{2g} - \frac{gt^2}{2}, \quad (4.2)$$

где x и y – координаты частицы струи в произвольно выбранной точке; t— время; K – коэффициент сопротивления трению в воздухе.

В уравнениях (*4.1*)и (*4.2*) первые члены $\upsilon t\cos\theta$ и $\upsilon t\sin\theta$ определяют координаты частиц струи по истечении времени tс момента вылета из ствола, если бы отсутствовали сила сопротивления воздуха и сила тяжести. Вторые члены учитывают влияние сил сопротивления воздуха, по своей форме они аналогичны формуле Дарси–Вейсбаха, в которой коэффициент гидравлического сопротивления заменен коэффициентом K – сопротивления трению в воздухе. Третий член уравнения (*4.2*)определяет уменьшение высоты подъема струи под действием силы тяжести.

Из уравнения (*4.1*) определим время движения:

$$t = \frac{x}{\upsilon\cos\theta}\left(1 + \frac{K}{d}\frac{\upsilon^2}{2g}\right),$$

и, подставив в уравнение (*4.2*) получим значение ординаты:

$$y = xtg\theta - \frac{x^2 g}{2\upsilon^2\cos^2\theta}\left(1 + \frac{K}{d}\frac{\upsilon^2}{2g}\right). \quad (4.3)$$

Заменяя в выражении (*4.3*)$\upsilon^2/2g = H$(где Н – напор у насадка), получим уравнение траектории струи, которая по своей форме представляет параболу:

$$y = x\,tg\theta - \frac{x^2}{4H\cos^2\theta}\left(1 + \frac{K}{d}H\right) \quad (4.4)$$

Полагая в формуле (*4.4*) $y = 0$, определим $x = l_m$ – теоретическую дальность полета струи

$$l_T = \frac{2H\sin 2\theta}{1 + \frac{K}{d}H}. \quad (4.5)$$

Из выражения *(4.5)* следует, что максимальная теоретическая, дальность полета струи имеет место при угле наклона ствола $\theta = 45°$:

$$l_{макс} = \frac{2H}{1 + K\frac{H}{d}}. \quad (4.6)$$

В действительности формула (*4.6*) дает результат, совпадающий с опытными данными лишь при напоре до 7 м. При напоре 10 м наибольшая дальность полета струи будет достигнута при $\theta = 35–40°$, а при напоре 35 м и более – при $\theta = 30–40°$. Несовпадение теоретических и практических данных особенно на раздробленном участке объясняется сложной структурой струи, в связи с чем движение ее частиц как отдельных материальных точек является несовершенной моделью. До сих пор не удалось получить аналитически уравнение траектории струи, отвечающее

действительности, так как не изучены законы сопротивления, которое возникает при движении струи в воздухе. Поэтому для расчета струй используют эмпирические формулы.

4.3. Вертикальные струи

Сплошная водяная струя при истечении из вертикально направленного ствола со скоростью υтеоретически должна подняться на высоту $H = \upsilon^2/2g$, так как в насадке вся потенциальная энергия переходит в кинетическую (рис. *4.2*).Однако при движении струи часть энергии расходуется на преодоление трения струи о воздух, поэтому струя поднимается на несколько меньшую высоту $H_в$. Разность величин $H - H_в = h$назовем потерей высоты. Ее можно определить по формуле:

$$h = K\frac{H_B}{d}\frac{\upsilon^2}{2g},$$

аналогичной формуле Дарси-Вейсбаха для потери напора по длине трубы при подстановке вместо λ коэффициента сопротивления трению в воздухе K и вместо l – высоты струи H_B.

Таким образом, теоретическую высоту струи можно установить из равенства:

$$H = H_B + h = H_B\left(1 + \frac{K}{d}\frac{\upsilon^2}{2g}\right),$$

или после подстановки из формулы:

$$H = H_B(l+KH/d),$$

откуда определим высоту вертикальной струи:

$$H_B = \frac{H}{1+KH/d}.$$

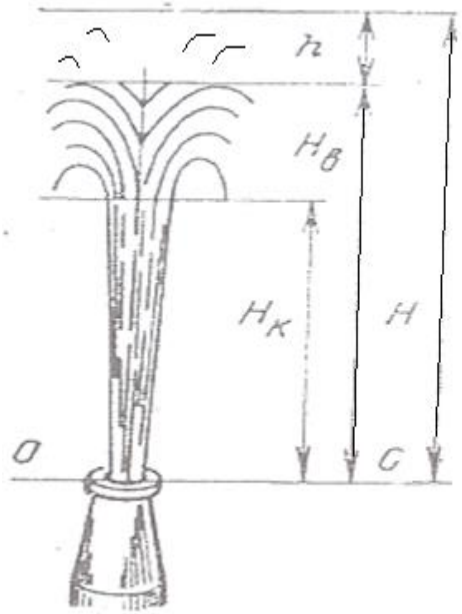


Рис. 4.2. Схема вертикальной струи

Эта зависимость аналогична эмпирической формуле, предложенной Люгером (1895 г.) для расчета вертикальных струй:

$$H_B = \frac{H}{1+\varphi H}, \qquad (4.7)$$

в ней коэффициент φ определяют из выражения:

$$\varphi = \frac{0.25}{d+(0.1\,d)^3},$$

где d – диаметр выходного сечения насадка, мм.

Значения коэффициента φ для различных насадков приведены в табл. *4.1*.

Таблица 4.1. Значения коэффициента φ для насадков

d, мм	φ	*d, мм*	φ	*d, мм*	φ
13	0,0165	22	0,0077	32	0,0039
16	0,0129	25	0,0061	38	0,0028
19	0,0097	28	0,005	50	0,0014

Фриман для расчета высоты вертикальных струй, получаемых при напоре от 7 до 70 м, предложил формулу:

$$H_B = H\,(1 - 0{,}000113H/d), \qquad (4.8)$$

где d – диаметр насадка, м.

Для практических расчетов формулы Люгера *(4.7)* и Фримана*(4.8)* можно считать равноценными.

Из формул *(4.7)* и *(4.8)* следует, что высота вертикальной струи находится в прямой зависимости от величины напора и диаметра насадка. Однако высота струи для каждого отдельного насадка с увеличением напора не может расти неограниченно, она достигает определенной максимальной величины, после чего не изменяется, как бы сильно ни увеличивался напор. Максимальную высоту сплошной струи можно определить, используя формулу Люгера.

$$H_{макс} = lim_{H\to\infty} \frac{1}{\frac{1}{H}+\varphi} = \frac{1}{\varphi}$$

Так как величина φ зависит только от диаметра, то при больших напорах увеличение высоты струи возможно только при увеличении диаметра насадка.

Предельную величину напора, при котором струя достигает максимальной высоты, найдем из формулы Фримана, приравнивая первую производную нулю:

$$dH_B/dH = 1 - 0{,}000226H/d = 0,$$

откуда:

$$H = d/0{,}000226.$$

Следует отметить, что предельные величины напоров, приведенные в табл.4.2, значительно больше номинальных величин *H,* установленных для пожарных стволов в качестве рабочих режимов.

Таблица 4.2. Значения максимальных напоров для насадков

d, мм	*H,*м	*d*, мм	*H,*мм
22	97	32	142
25	110	38	168
28	124	50	221

Используя формулу Люгера, можно определить величину напора перед насадком, если известны другие параметры, зависимость будет иметь вид:

$$H = \frac{H_B}{1-\varphi H}. \qquad (4.9)$$

Следует отметить, что рекомендуемые формулы Люгера и Фримана дают вполне удовлетворительные результаты при расчете струй, получаемых из ручных стволов, и ограниченно применимы в случае использования насадков большого диаметра.

Величину компактной струи для ручных стволов принято определять как часть всей вертикальной струи по формуле:

$$H_K = fH_в,$$

где f – коэффициент, изменяющийся в зависимости от величины $H_в$, значения которого по опытным данным Лобачева В.Г. приведены в табл.4.3.

Таблица 4.3. Значения коэффициента *f* для определения величины компактной струи

$H_в$, м	**7**	10	15	20	25	30
f	0,84	0,83	0,81	0,76	0,67	0,54

Из приведенных данных видно, что с увеличением высоты струи, а следовательно, с увеличением напора перед насадком, доля компактной части струи по отношению ко всей струе уменьшается.

4.4.Наклонные струи

При тушении пожаров струи могут иметь самые различные углы наклона. Если при одном и том же напоре у насадка постепенно изменять угол наклона ствола, то компактная часть струи будет описывать траекторию *авс,* которую принято называть огибающей кривой компактной струи, а наиболее удаленные капли струи – траекторию *а′в′с′* называемую огибающей кривой раздробленной струи (рис. 4.3). Расстояния по прямой от насадка до граничных кривых соответственно называются радиусом действия компактной струи R_Kи радиусом действия раздробленной струи R_p.

Расчет наклонных струй ведут по отношению к данным, полученным для вертикальных струй. Из рис. 4.3 видно, что огибающая кривая *а′в′с′* имеет эллиптическую форму, причем радиус действия раздробленной струи увеличивается с уменьшением угла наклонаR_Kк горизонту. Отмеченная зависимость может быть выражена уравнением:

$$R_p = \beta H_B, \qquad (4.10)$$

где β – коэффициент, зависящий от угла наклона R_pк горизонту. На рисунке этот угол обозначен буквой α.

Значения коэффициента βв зависимости отαопределены опытным путем и приводятся в табл.4.4.

Таблица 4.4. Значения коэффициента β для определения R_p

Угол наклона R_pк горизонту α, град	0	15	30	45	60	75	90
β	1,4	1,3	1,2	1,12	1,07	1,03	1,0

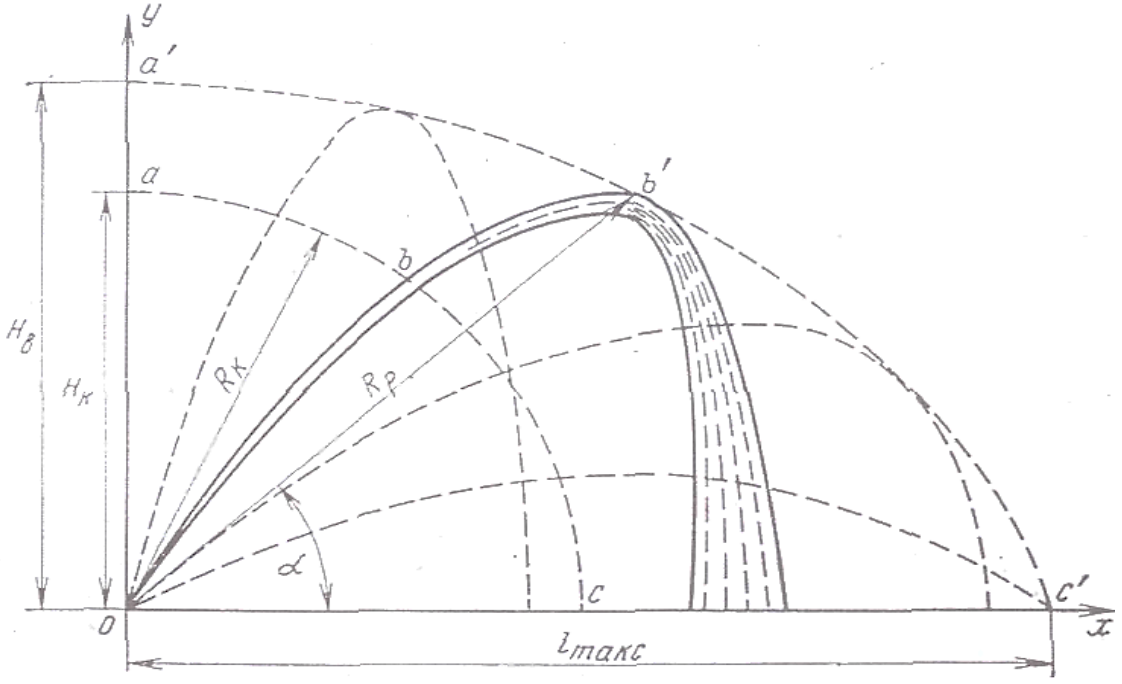


Рис. 4.3. Схема наклонных струй
а, б, с – траектория компактной части струи;
а′в′с′ – траектория раздробленной части струи

Нельзя отождествлять угол наклона радиуса действия струи с углом наклона ствола. Последний для наклонных струй всегда больше угла наклона R_pк горизонту. Например, наибольшая дальность полета струи наблюдается при угле наклона ствола около 30°, а угол наклона радиуса действия струи при этом равен нулю.

Огибающая кривая компактной части струи для ручных стволов мало отличается от дуги окружности, описанной радиусом $R_к$, равным высоте компактной части вертикальной струи $R_K=H_K$.

Для насадков больших диаметров, например для лафетных стволов и гидромониторов, линия *авс* более вытянута вдоль горизонтальной оси. Для приближенного определения дальности боя струи можно воспользоваться эмпирической формулой Н.П. Говырина:

$$L_{max} = 0{,}415\sqrt[3]{\theta^0 d_0 H^2}, \qquad (4.11)$$

где L_{max} – максимальная дальность боя струи;
θ^0 – начальный угол наклона струи к горизонту, градус;
d_0 – диаметр насадка, мм;
H – напор на выходе из насадка, м;
Формула применима при θ = 5 – 32^0 , d = 5 – 50 мм., и H = 30 – 80м.

В справочной литературе обычно приводятся величины, отражающие зависимость между радиусом действия компактной струи, диаметром насадка, напором и расходом жидкости (табл. 4.5 и 4.6).

При пожаротушении применяют чаще всего не раздробленную, а компактную часть сплошной струи. Анализ фактических данных, проведенных ВНИИПО МВД СССР, позволил установить, что минимальная длина компактных струй, применяемых для тушения наружных пожаров при использовании ручных стволов, должна составлять не менее 17м. Получение таких струй требует создания напора перед насадком от 25 до 33 м. Иногда для характеристики струи за основу берут не длину компактной части, а напор у насадка. Рабочие напоры для ручных стволов должны быть в пределах 30–50 м, для лафетных – пределы возрастают до 50–70 м. Дальнейшее увеличение напора неэффективно: после 70 м прирост дальности полета струи и ее компактной части заметно уменьшается.

4.5.Реакция струи

При истечении струи из насадка возникает сила, направленная в сторону, обратную движению струи. Эту силу называют ***реакцией струи***. Для

определения ее величины воспользуемся законом об изменении количества движения. При движении потока жидкости от ствола к насадку изменяются количественные параметры движения массы жидкости от первоначальной величины mv_1перед насадком до mv_2после насадка. Это изменение приводит к появлению импульса силы Ft. Пренебрегая силами трения, можно записать зависимость:

$$mv_1 — mv_2 = Ft,$$

где m – масса жидкости, проходящая через выделенные за время t; v_1 иv_2 – средине скорости потока жидкости в двух различных сечениях; F – сила реакций струи.

Учитывая, что v_1значительно меньше v_2, величиной mv_1 можно пренебречь. Тогда получим:

$$– mv^2 = Ft.$$

Выразим массу через объемный расход жидкости и подставим в это уравнение:

$$F = – \rho v_2^2 \omega_2.$$

Преобразуем это выражение, умножая и деля левую часть на $2g$с последующей подстановкой $v^2/g = H$:

$$F = – 2\rho g H \omega_2.$$

После замены ρgH на p получим формулу для определения реакции струи:

$$F = – 2p\omega_2. \qquad (4.12)$$

Из формулы видно, что сила реакции струи прямо пропорциональна давлению перед насадком и площади его сечения и направлена в сторону, противоположную движению струи.

Сила реакции струи для ручных стволов при рабочих давлениях перед насадком изменяется в пределах от 80 до 300 Н. Для лафетных стволов она может достигать чрезвычайно больших величин: 500–4000 Н. Управление такими стволами связано с большими трудностями, поэтому лафетные стволы снабжают специальными опорными приспособлениями или закрепляют в стационарном положении.

Таблица 4.5. Значение напора (Н) и расхода жидкости (Q)в зависимости от радиуса компактной струи $R_К$

$R_к$, м	Диаметры насадков, мм											
	13		16		19		22		25			
	Н, м	Q, л/с	Н, м	Q, л/с	Н, м	Q, л/с	Н, м	Q, л/с	Н, м	Q, л/с		
6	8,1	1,7	7,8	2,5	7,7	3,5	7,7	4,6	7,5	5,9		
7	9,6	1,7	9,2	2,7	9,0	3,8	8,9	5,0	8,7	6,4		
8	11,2	8	10,7	2,9	10,4	4,1	10,2	5,4	10,1	6,9		
9	13,0	2,0	12,4	3,1	12,0	4,3	11,7	5,8	11,5	7,4		
10	13,9	2,1	14,1	3,3	13,6	4,6	13,2	6,1	12,9	7,8		
11	16,9	2,3	15,8	3,5	15,2	4,9	14,7	6,5	14,4	8,3		
12	19,1	2,4	17,7	3,8	16,9	5,2	16,3	6,8	15,9	8,7		
13	21,4	2,6	19,7	4,0	18,7	5,4	18,0	7,2	17,5	9,1		
14	23,9	2,7	21,8	4,2	20,6	5,7	19,8	7,5	19,2	9,6		
15	26,7	2,9	24,0	4,4	22,6	6,0	21,6	7,8	20,9	10,0		
16	29,7	3,0	26,5	4,6	24,7	6,2	23,6	8,2	22,7	10,4		
17	33,2	3,2	29,2	4,8	27,1	6,5	25,7	8,5	24,7	10,8		
18	37,1	3,4	32,2	5,1	29,6	6,8	28,0	8,9	26,8	11,3		
19	41,7	3,6	35,6	5,3	32,5	7,1	30,5	9,3	29,1	11,7		
20	46,8	3,8	39,4	5,6	35,6	7,5	33,2	9,7	31,5	12,2		
21	53,3	4,0	43,7	5,9	39,1	7,8	36,3	10,1	34,3	12,8		
22	60,9	4,3	48,7	6,2	43,1	8,2	39,6	10,6	37,3	13,3		
23	70,3	4,6	54,6	6,6	47,6	8,7	43,4	11,1	40,6	13,9		
24	82,2	4,9	61,5	7,0	52,7	9,1	47,7	11,7	44,3	14,5		
25	98,2	5,3	70,2	7,5	58,9	9,6	52,7	12,2	48,6	15,2		
26	-	5,8	80,6	8,0	66,2	10,2	58,5	12,9	53,5	15,9		
27	-	-	94,2	8,8	75,1	10,9	65,3	13,7	59,1	16,8		

Таблица 4.6.Значения R_K и Q насадков в зависимости от напора Н у ствола

Напор у ствола, Н, м	Диаметры насадков, мм													
	28		32		38		50		63		76		89	
	R_k, м	Q , л/с	R_k, м	Q , л/с	R_k, м	Q , л/с	R_k, м	Q , л/с	R_k, м	Q , л/с	R_k, м	Q , л/с	R_k, м	Q , л/с
20	20,0	12,2	20,0	15,9	20,5	22,4	21,0	38,9	-	-	-	-	-	-
25	23,0	13,6	23,5	17,8	24,0	25,1	25,0	43,5	-	-	-	-	-	-
30	26,0	14,9	26,5	19,4	27,0	27,4	28,0	47,5	29,0	76,5	30,4	111,0	32,5	150,0
35	28,0	16,2	28,5	21,0	29,5	29,7	31,0	51,5	32,0	82,5	34,0	119,0	36,5	163,0
40	30,0	17,2	30,5	22,5	32,0	31,7	33,0	55,0	35,0	87,3	38,0	127,0	41,0	174,0
45	31,5	18,3	32,5	23,8	34,0	33,6	35,5	58,3	38,0	92,5	41,0	135,0	45,0	184,0
50	33,0	19,3	34,0	25,1	35,5	35,4	37,5	61,6	42,0	97,5	45,0	142,0	49,0	194,0
55	34,5	20,2	36,0	26,0	37,0	37,2	39,0	64,4	44,0	10,0	49,0	149,0	53,0	203,0
60	35,5	21,1	37,0	27,6	38,0	38,2	40,5	67,3	46,0	106,0	52,0	155,0	56,0	212,0
65	36,5	22,0	37,5	28,6	39,0	40,4	41,5	70,0	49,0	111	55,0	162,0	60,0	221,0
70	37,0	22,8	37,5	29,7	39,5	41,9	42,5	72,6	52,0	115	58,0	168,0	63,0	230,0
75	-	-	-	-	40,0	43,4	43,5	75,3	54,0	119	60,5	174,0	66,0	238,0
80	-	-	-	-	40,5	44,8	44,5	77,8	56,0	123	63,0	179,0	69,0	245,0
85	-	-	-	-	-	-	45,58	80,1	57,0	127	65,0	185,0	72,0	253,0
90	-	-	-	-	-	-	46,0	82,5	59,0	131	67,0	191,0	74,0	260,0
95	-	-	-	-	-	-	46,5	84,8	60,0	134	69,0	196,0	74,5	268,0
100	-	-	-	-	-	-	47,0	87,0	62,0	138	70,0	201,0	75,5	274,0

4.6. Распыленные струи и способы их получения

Распыленная водяная струя представляет собой массу отдельно летящих капель. Для всесторонней характеристики ее служит ряд параметров; форма струи, дальнобойность, угол конусности, размеры капель и их распределение по сечению потока, величина напора перед насадком и соответствующий ему расход. Для ее получения применяют специальные насадки, которые обычно называют распылителями.

Капля жидкости при движении испытывает воздействие сил сопротивления воздуха, сил тяжести и сил поверхностного натяжения. При этом в разных точках ее поверхности создается различное давление. Вследствие разности давлений внутри капли возникает движение жидкости, капля меняет форму и разрушается на более мелкие части. Разрушение капель происходит до тех пор, пока не установится равновесие между силами поверхностного натяжения и динамическим действием воздуха на поверхность капли.

Диаметр капель, вылетающих из насадка, и другие параметры, характеризующие струю, зависят в основном от способа получения распыленных струй. Наибольшее распространение нашли три способа получения распылительных струй: ***центробежный, пневматический и механический***.

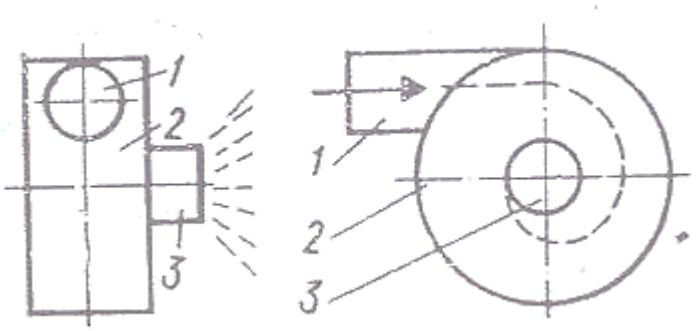


Рис.4.4. Схема центробежного распылителя:
1 – входное отверстие; *2* – вихревая камера; *3* – выходное отверстие

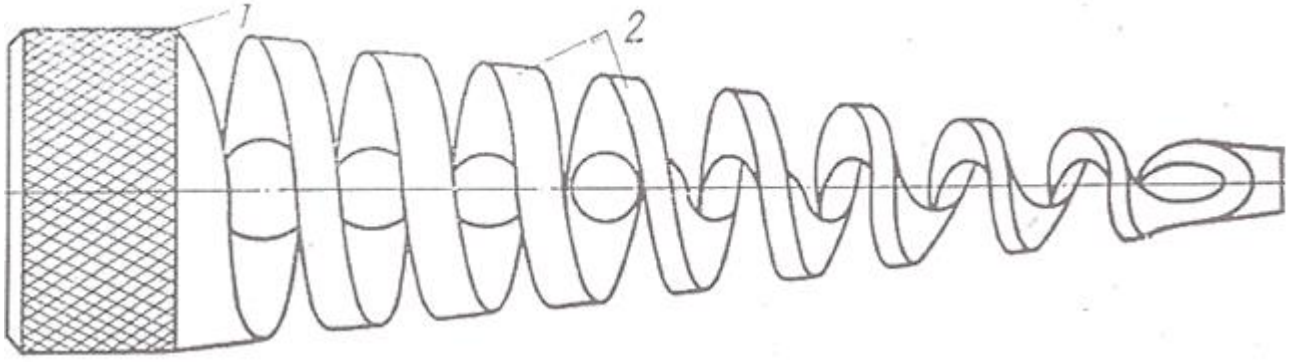


Рис. 4.5. Схема винтового распылителя:
1 – соединительная гайка; *2* – винт переменного шага

При центробежном способе поток жидкости поступает в вихревую камеру распылителя тангенционально и, вращаясь, перемещается по направлению к выходному отверстию, находящемуся на торцевой стенке распылителя (рис.4.4).

При истечении жидкости из отверстия распылителя вследствие прекращения действия центростремительных сил на поток частицы жидкости разлетаются по направлениям, касательным к цилиндрической поверхности выходного отверстия.

Расход жидкости из центробежного распылителя определяют по общей формуле $Q = \mu\omega\sqrt{2gH}$, где коэффициент расхода принимается равным от 0,24 до 0,64 и определяется эмпирически.

Центробежные распылители применяются в теплотехнике и энергетике – в устройствах для подачи топлива в камеры сгорания. Такие распылители используют также в пенных генераторах и в быстродействующих установках типа БАПС.

При пневматическом способе струи распыляют воздухом или паром, которые подаются под давлением или подсасываются. Такие распылители используются в основном для получения пенных и газоводяных струй.

При механическом способе дробление струи происходит вследствие удара о преграду. Этот способ нашел широкое применение в стационарных установках для тушения пожара, а также в конструкции стволов-распылителей. Например, винтовой распылитель ударного действия представляет собой полый винт с переменным шагом и изменяющимся наклоном плоскостей (рис.4.5). Каждый виток спирали на пути потока срезает с водяной струи тонкую пленку, которая, срываясь с плоскости, разрывается на отдельные капли. При напоре 60–80 м распылитель обеспечивает получение капель диаметром 100–120 мк.

Перечисленные способы не исчерпывают всех возможных методов получения распыленных струй. Часто применяют способ деления сплошного потока на отдельные струйки путем просверливания в насадке малых отверстий или придают струе в выходном сечении такую форму, при которой происходит быстрый распад потока на отдельные капли (шаровые и щелевые распылители). Широкое применение находят также комбинированные распылители, в которых сочетаются сразу несколько способов распыливания воды, что позволяет получить струю с нужными параметрами.

Контрольные вопросы:

1. Определение кинетической энергии частиц жидкости в струе, обусловленной их движением под действием колебаний поверхности.
2. Определение скорости нарастания колебаний поверхности струи.
3. Влияние вязкости жидкости, сил тяжести, межфазного трения на разрушение струи.
4. Вывод формулы для определения величины вакуума в сжатом сечении струи, вытекающей из цилиндрической насадки.
5. Сжатие струи; вид сжатия, коэффициент скорости, истечения и расхода, их физический смысл, инверсия струи.
6. Вывод формулы для определения расхода жидкости при истечении через систему коротких трубопроводов при постоянном напоре.
7. Элементы траектории пожарных струй и их соотношение.

8. Расчет наклонных пожарных струй.
9. Способы получения распыленных струй.
10. Формулы Фримана и Люгера для определения высоты вертикальной пожарной струи.
11. Вывод формулы для определения реакции струи, вытекающей из пожарного ствола.
12. Роль насадков пожарных стволов.
13. Определение времени опорожнения резервуаров.
14. Силовое взаимодействие струи с неподвижной преградой.
15. Влияние насадков на характеристику сплошных струй.

ТЕМА 5. НАСОСНО–РУКАВНЫЕ СИСТЕМЫ

Вопросы:

5.1. Классификация насосов и их применение в пожарном деле.
5.2. Классификация, устройство и принцип действия центробежных насосов.
5.3. Основные рабочие параметры насосов.
5.4. Характеристики насосов.
5.5. Работа насосов на сеть.
5.6. Расчет насосно-рукавных систем.
5.7. Перекачка воды автонасосами.
5.8. Параллельная работа насосов на лафетные стволы.

Перечень рекомендуемой литературы:

1. Исаев А.П., Кожевникова Н.Г., Ещин А.В. Гидравлика: Учебник. – М.:ИНФРА-М, 2017. – 420 с.
2. Кудинов А.А. Гидрогазодинамика: учеб. Пособие /А.А. Кудинов. – М.: ИНФА-М, 2018. – 336 с.
3. Лапшев, Н. Н. Гидравлика [Текст]: учебник для студ. высш. учеб.заведений / Н.Н. Лапшев. – 3-е изд., стер. – М.: Академия, 2010. – 272 с.
4. Косой, В. Д. Гидравлика (с примерами решения инженерных задач) [Текст] / В. Д. Косой, С. А. Рыжов. – М.: ДеЛипринт, 2008. – 495 с.
5. Ухов, С. В. Гидравлика [Текст]: учебное пособие / С. В. Ухов. – М.: Форум; Инфа-М, 2010. – 464 с.
6. Качалов, А. А. Противопожарное водоснабжение [Текст] / А. А. Качалов, Ю. П. Воротынцев, А. В. Власов. – М.: Стройиздат, 1985. – 286 с.

Методические рекомендации

5.1.Классификация насосов и их применение в пожарном деле

Насосом называют гидравлическую машину, предназначенную для сообщения жидкости кинетической энергии. Насосы применяют во многих отраслях народного хозяйства: водоснабжении, отоплении, вентиляции, транспорте. Практические задачи по подаче воды для целей пожаротушения решаются с учетом совместной работы водопроводной сети, насосов и рукавных систем. По принципу действия насосы делят на ***объемные и динамические***. К объемным относят поршневые, плунжерные, роторные, шестеренные, диафрагменные насосы. В них энергия сообщается жидкости путем периодического изменения замкнутого объема при перемещении жидкости от всасывающей к напорной полости насоса. К динамическим относят насосы, в которых жидкость перемещается под воздействием гидродинамических сил, причем жидкость, проходящая по насосу, образует сплошной поток от входа к выходу.

Динамическими являются насосы лопастные (центробежные и осевые), электромагнитные, трения и инерции (вихревые, шнековые, струйные насосы).
В противопожарном водоснабжении преимущественное распространение получили центробежные насосы, в которых передача энергии осуществляется путем динамического взаимодействия лопастей колеса с обтекающей их жидкостью. Основными достоинствами центробежных насосов являются простота и компактность конструкции, относительно небольшая масса, удобство их соединения с электродвигателями и двигателями внутреннего сгорания, способность перекачивать сильно загрязненные жидкости, высокая производительность и способность к «саморегулированию». Последнее свойство проявляется в том, что при изменении расхода жидкости или прекращении ее подачи центробежный насос продолжает работать в течение некоторого времени, не выходя из строя, в то время как поршневой насос при закрытой задвижке на напорном патрубке очень быстро повреждается.

Однако центробежные насосы имеют и существенный недостаток, заключающийся в том, что они не являются самовсасывающими. Поэтому для их запуска необходимо предусматривать дополнительные вакуум-насосы (роторные, струйные) или использовать устройства (напорные баки), позволяющие заполнять всасывающие линии и корпус насоса перекачиваемой жидкостью.

5.2. Классификация, устройство и принцип действия центробежных насосов

Центробежные насосы принято классифицировать по создаваемому напору, числу рабочих колес, способу подвода жидкости к рабочему колесу, расположению вала насоса, коэффициенту быстроходности и другим признакам.
По напору различают насосы ***низконапорные*** (до 20 м), ***средненапорные*** (от 20 до 60 м) и ***высоконапорные***(более 60 м).
По числу рабочих колес насосы делятся на ***одноступенчатые*** (с одним рабочим колесом) и ***многоступенчатые*** (с несколькими рабочими колесами).
Одноступенчатые насосы могут выполняться с консольным расположением вала (консольные насосы).
В многоступенчатых насосах происходит постепенное увеличение напора жидкости при ее прохождении через последовательно соединенные рабочие колеса. Это, как правило, высоконапорные насосы. Производительность многоступенчатого насоса равна подаче одного рабочего колеса.

По способу подвода жидкости к рабочему колесу различают насосы с односторонним и двусторонним подводом. При одинаковом напоре подача насосов с двусторонним подводом больше, чем у насосов с односторонним подводом, так как двусторонний вход, по существу, представляет параллельное соединение двух односторонних колес.

По расположению вала рабочего колеса насосы бывают ***горизонтальные и вертикальные***. Насосы с вертикальным валом используют обычно для забора воды из глубинных колодцев и скважин на насосных станциях первого подъема.

По коэффициенту быстроходности рабочего колеса насосы бывают тихоходные, нормальные, быстроходные. Коэффициент быстроходности n_s характеризует конструктивные особенности данного типа насосов и выражает частоту вращения такого эталонного рабочего колеса, которое будучи геометрически подобно заданному, при мощностиN = 0,736 кВт, напоре H= 1 м, обеспечивает подачу Q= 0,075 м^3/с.

Коэффициент быстроходности находят по формуле

$$n_s = 3{,}65\, n\sqrt{Q/H^{0.75}},$$

где Q – подача насоса, м^3/с; H – напор, создаваемый насосом, м; n – частота вращения рабочего колеса.

Для тихоходных насосов коэффициент быстроходности составляет n_s = 40–80, нормальных 80–140; быстроходных 140–300. Из данной формулы следует, что при заданной частоте вращения коэффициент быстроходности увеличивается с ростом подачи и уменьшением напора. Поэтому тихоходные насосы служат для создания больших напоров при малой подаче, а быстроходные дают большую подачу при сравнительно низких напорах. Наиболее часто применяют в пожарной технике тихоходные и нормальные центробежные насосы.

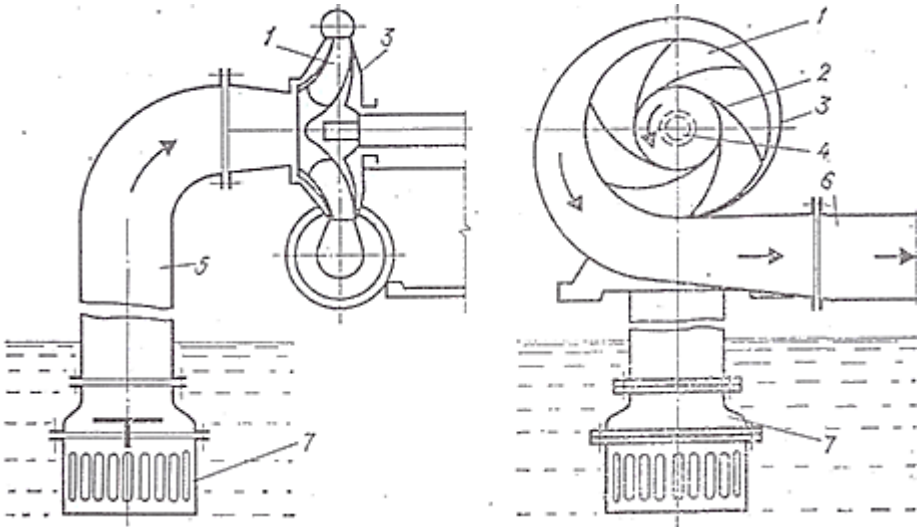


Рис.5.1. Схема центробежного насоса

1 – рабочее колесо; *2* – лопасти; *3* – корпус; *4* – вал; *5* – всасывающий трубопровод; *6* – нагнетательный трубопровод; *7* – патрубок; резервуар

Принципиальная схема центробежного насоса показана на рис. 5.1. Основными элементами, общими для всех разнообразных конструкций центробежных насосов, являются рабочее колесо *1*, лопасти его – *2*, корпус – *3*, вал – *4*, всасывающий трубопровод – *5*, нагнетательный трубопровод – *6* и напорный патрубок –*7*. Рабочее колесо насажено на вал, который приводится во вращение двигателем. Оно состоит из двух дисков, между которыми расположены изогнутые лопасти. Рабочее колесо помещено в спиральную

камеру, которая служит для плавного отвода жидкости к напорному патрубку. В обычно применяемых насосах колеса имеют шесть – восемь лопастей; в насосах, предназначенных для перекачивания загрязненных жидкостей, устанавливают рабочие колеса всего с двумя – четырьмя лопастями.

Перед пуском насос и всасывающий патрубок заполняют водой, после чего двигатель приводит во вращение колесо насоса. Под действием центробежных сил находящаяся в насосе жидкость начинает перемещаться по каналам между лопастями рабочего колеса в направлении от центра к периферии. Вследствие этого при входе в рабочее колесо в центральной области насоса образуется вакуум. Тогда под действием наружного (атмосферного) давления жидкость из резервуара по всасывающему трубопроводу поступает в центральную зону рабочего колеса. Таким образом, при постоянном вращении рабочего колеса через насос подается непрерывный поток жидкости. В процессе обтекания лопастей рабочего колеса и их силового воздействия на поток механическая энергия преобразуется в кинетическую энергию движения жидкости, причем на выходе из рабочего колеса по мере расширения спиральной камеры последняя (кинетическая энергия) преобразуется в энергию давления. Преобразование кинетической энергии завершается в напорном патрубке, который обычно выполняется в виде прямоосного диффузора.

5.3. Основные рабочие параметры насосов

Технические параметры насосов. Насосы характеризуются следующими основными рабочими параметрами: подачей жидкости (расходом) *Q*, напором *H*, мощностью *N*, коэффициентом полезного действияη, высотой всасывания $H_{вс}$.

Подачей насоса называется объем жидкости, перекачиваемый в единицу времени. Подача насоса измеряется в м^3/ч, м^3/мин, м^3/с, л/с.

Напором насоса называют разность полных удельных энергий потока у входа в насос и выхода из него, выраженную в метрах столба перекачиваемой жидкости.

Для пояснения сущности напора, развиваемого насосом, рассмотрим схему его работы при перекачивании жидкости из одного резервуара в другой (рис. 5.2).

Установим величину удельной энергии жидкости *E*в сечениях *II – II* и *III – III* (до насоса и после него) относительно плоскости отсчета *I – I*, совмещенной со свободной поверхностью жидкости в водоеме, из которого забирается жидкость:

$$E_2 = \mathrm{H_{вс}} + \mathrm{p_{вс}}/\rho g + \upsilon_{вс}^2/2\,g,$$

$$E_3 = H_{вс} + H_0 + p_н/\rho g + \upsilon_н^2/2\,g,$$

где $H_{вс}$ – высота всасывания насоса; H_0 – разность отметок между манометром и вакуумметром; $p_{вс}$ и $p_н$ – абсолютные давления во всасывающем и напорном трубопроводах;$\upsilon_{вс}$и $\upsilon_н$ – средние скорости во всасывающем и напорном трубопроводах.

Удельная энергия E_3 после насоса всегда больше удельной энергии E_2до него. Разность этих величин определяет напор *H*, создаваемый насосом:

$$H = H_0 + (p_н - \upsilon_{вс})/\rho\,g + (\upsilon_н^2 - \upsilon_{вс}^2)/2\,g. \qquad (5.1)$$

Зная показания манометра и вакуумметра, можно определить $p_н$и $p_{вс}$. Действительно, манометр, установленный на напорном трубопроводе, показывает избыточное давление в сечении *III – III*, оно равно:

$$p_м = p_н - p_а, \text{ откуда } p_н = p_м + p_а.$$

Вакуумметр, установленный в сечении *II – II*, показывает разность между атмосферным и абсолютным давлениями во всасывающем трубопроводе, т.е.

$$p_в = p_а - p_{вс}, \text{откуда } p_{вс} = p_а - p_в.$$

Подставив в уравнение (*5.4*) значения $p_н$ и $p_{вс}$, получим формулу для определения напора насоса по показаниям манометра и вакуумметра:

$$H = H_0 + (p_в + p_м)/\rho g + (\upsilon_н^2 - \upsilon_{вс}^2)/2g \qquad (5.2)$$

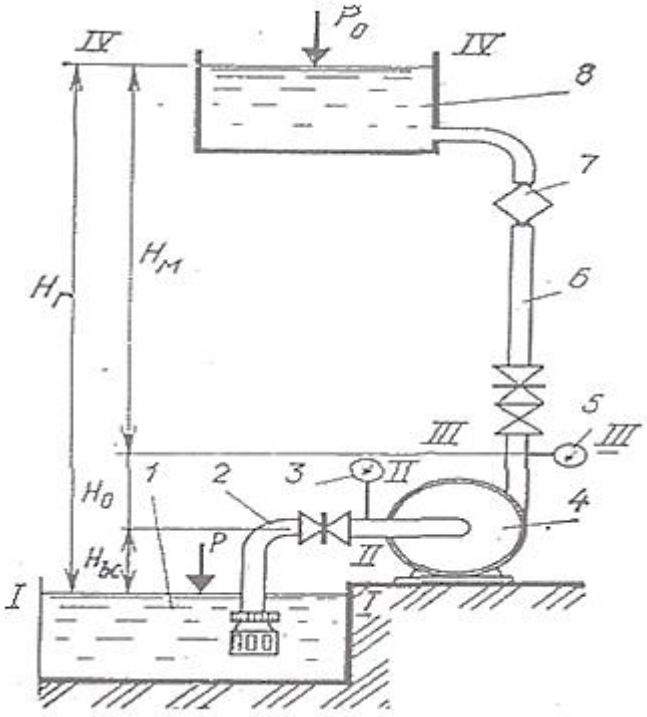


Рис.5.2. Схема насосной установки

1 – водоем; *2* – всасывающий трубопровод; *3* – мановакуумметр; *4* – насос; *5* – манометр; *6* – напорный трубопровод; *7* – расходомер; *8* – напорный резервуар

Таким образом, полный напор *H,* создаваемый насосом, определяется высотой столба перекачиваемой жидкости H_0 между манометром и вакуумметром, суммой показаний этих приборов и разностью значений удельных кинетических энергий жидкости за насосом и перед ним. Величина H_0в зависимости от условий монтажа насосной установки может принимать различные значения, а том числе и отрицательные, если манометр расположен ниже вакуумметра.

В случае равенства диаметров всасывающего и напорного трубопроводов ($\upsilon_{вс} = \upsilon_н$) из формулы (*5.4*) следует:

$$H = H_0 + (p_в + p_м)/\rho g. \qquad (5.3)$$

Если насос питается от водопровода, обеспечивающего избыточный напор на входе, то во всасывающем патрубке насоса будет не вакуум, а избыточное давление $p_{вх}$, и значит $p_{вс} = p_а + p_{вх}$. Используя это выражение и подставив в

уравнение (5.4) значения $p_н$ и $p_{вс}$, получим следующую формулу для определения напора:

$$H = H_0\ (p_м - p_{вх})/\rho g + (\upsilon_н^2 - \upsilon_{вс}^2)\ 2g. \qquad (5.4)$$

Уравнения (5.2), (5.3)и (5.4) используют для определения напора работающего насоса при его испытании. В практических расчетах насосно-рукавных систем часто за напор, развиваемый насосом, принимают показания манометра, выраженные в метрах, т.е. $H = p_н /\rho g$.

Для определения напора по элементам насосной установки (2-й способ) составим уравнения Бернулли для сечений *I – I* и *II – II, III – III* и *IV – IV:*

$$z_1 + p_1/\rho g + \upsilon_1^2/2g = z_2 + p_2/\rho g + \upsilon_2^2/2g + h_{вс},$$

$$z_3 + 3_1/\rho g + \upsilon_3^2/2g = z_4 + p_4/\rho g + \upsilon_4^2/2g + h_н,$$

где $h_{ВС}$и $h_н$ – потери напора соответственно во всасывающем и напорном трубопроводах.

Определим значения величин, входящих в уравнения, относительно плоскости отсчета *I – I*: $z_1 = 0$; $z_2 = H_{вс}$; $z_3 = H_{ВС} + H_0$; $z_4 = H_{ВС} + H_0 + H_н$; $p_1 = p_а$; $p_2 = p_{ВС}$; $p_з = p_н$; $p_4 = p_о$; $\upsilon_1 = 0$; $\upsilon_2 = \upsilon_{ВС}$; $\upsilon_3 = \upsilon_{н'}$, $\upsilon_4 = 0$.

После подстановки этих величин найдем $p_{ВС}/\rho g$ и $p_н/\rho g$:

$$p_{вс}/\rho g = p_а/\rho g - H_{вс} - \upsilon_{вс}^2/2g - h_{вс},$$

$$p_н/\rho g = p_0/\rho g - H_н - \upsilon_н^2/2g - h_н.$$

Произведя затем замену в уравнении (5.1), получим выражение:

$$H = p_о/\rho g - p_а/\rho g + H_{вс} + H_0 + H_н + h_{вс} + h_н.$$

Учитывая, что $H_{вс} + H_0 + H_н = H_Г$ ($H_г$ – геометрическая высота подъема жидкости), и полагая $(p_0 - p_а)/\rho g = H_{св}$ (здесь $H_{св}$ – свободный напор), формулу для определения напора насоса по элементам насосной установки можно записать в следующем виде:

$$H = H_Г + h_{ВС} + h_Н + H_{СВ}. \qquad (5.5)$$

Это выражение используется на практике для определения необходимого напора при подаче воды к месту потребления. Из формулы (5.5)следует, что напор, создаваемый насосом, расходуется на подъем жидкости, преодоление сопротивлений во всасывающем и напорном трубопроводах и на создание свободного напора в конце водопроводной линии.

Мощность насоса – это объем работы, выполняемый им в единицу времени. Мощность определяется следующим образом: насос перекачивает в единицу времени массу жидкости ρgQ и поднимает ее на высоту H. Следовательно, ρgQH представляет собой секундную работу или мощность. В данном случае затрачиваемая мощность расходуется только на полезную работу, связанную с перекачиванием жидкости, поэтому она называется полезной (эффективной) мощностью. Выражая ее в киловаттах, можно записать:

$$N_n = \rho gQH/1000. \qquad (5.6)$$

Затрачиваемая насосом мощность или мощность, подводимая к валу насоса, больше полезной мощности, так как в насосе неизбежны потери энергии.

Эффективность работы насоса оценивается его полным к.п.д. – η, который равен отношению полезной мощности N_n к затраченной N:

$$\eta = N_n/N. \qquad (5.7)$$

Полныйк.п.д.насосаηучитываетгидравлические, объемные и механические потери, возникающие при передаче энергии перекачиваемой жидкости, и определяется произведением трех коэффициентов полезного действия

$$\eta = \eta_г\eta_0\eta_м. \qquad (5.8)$$

Гидравлический к.п.д. $\eta_г$учитывает потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений при движении жидкости от входа в насос до выхода из него. В современных насосах он обычно равен $\eta_г$= 0,8–0,95.

Объемный к.п.д. η_0**,** составляющий 0,9–0,98, учитывает потери энергии в результате циркуляции жидкости через щелевые зазоры между рабочим колесом и корпусом насоса – из нагнетательной части во всасывающую.

Механический к.п.д. $\eta_м$определяет потери энергии вследствие трения в подшипниках, сальниках, а также из-за трения наружной поверхности рабочего колеса о жидкость. Механический к.п.д. находится в пределах 0,9–0,98.

Максимальная величина полного к.п.д. крупных временных насосов достигает 0,9 и более, а малых насосов – составляет 0,6–0,7.

При непосредственном соединении вала насоса с валом электродвигателя мощность электродвигателя $N_{дв}$(Вт) определяют по формуле:

$$N_{дв} = kN = k\rho gQH/1000\eta, \qquad (5.9)$$

гдеK – коэффициент запаса, учитывающий случайные перегрузки двигателя. При мощности двигателя до 2 кВт рекомендуется приниматьk = 1,5; от 2 до 5 кВт – k= 1,5 – 1,25; от 5 до 50 кВт k= 1,25 – 1,15; от 50 до100 кВт – k = 1,15 – 1,05; при мощности более 100 кВт – k = 1,05.

Если вал насоса соединен с валом двигателя редуктором или ременной передачей, то мощность двигателя определяют по формуле:

$$N_{дв} = kN/\eta_{пр}, \qquad (5.10)$$

где $\eta_{пр}$ – к.п.д. привода или редуктора.

Высота всасывания и явление кавитации. Необходимо различать вакуумметрическую высоту всасывания $H_в$, характеризующую степень разрежения, возникающего у входа в насос, и геометрическую высоту всасывания $H_{вс}$, которая определяет высоту установки оси насоса над уровнем жидкости в источнике.

Всасывание жидкости насосом происходит за счет разности атмосферного давления на свободной поверхности жидкости в источнике $p_a/\rho g$и абсолютного давления у входа в рабочее колесо $p_{вс}/\rho g$. Эта разность давлений равна величине вакуума или вакуумметрической высоте всасывания $H_в$, измеряемой вакуумметром

$$H_в = (p_a - p_{вс})/\rho g. \qquad (5.11)$$

Вакуумметрическая высота всасывания зависит от атмосферного давления, температуры и плотности перекачиваемой жидкости, частоты вращения колеса,

конструктивных особенностей насоса и других параметров. Допустимая $H_в$ указывается в каталогах насосов и обычно не превышает 6–8 м.

Связь между вакуумметрической и геометрической высотами всасывания можно установить, пользуясь уравнением Бернулли, составленным для сечений *I - I*и *II—II*относительно плоскости отсчета *I – I*.

Считая, что давление на поверхности жидкости равно атмосферному и уровень водоема не изменяется ($\upsilon_1 = 0$), получим:

$$p_a/\rho g = H_{вс} + p_{вс}/\rho g + \upsilon_{вс}^2/2g + h_{вс},$$

откуда

$$H_{вс} = (p_a - p_{вс})/\rho g - \upsilon_{вс}^2/2g - h_{вс},$$

Так как $(p_в - p_{вс})/\rho g = H_в$, геометрическую высоту всасывания можно рассчитать по уравнению

$$H_{вс} = H_в - \upsilon_{вс}^2/2g - h_{вс} \qquad (5.12)$$

Следовательно, ***геометрическая высота всасывания меньше вакуумметрической на величину скоростного напора и потерь напора во всасывающем трубопроводе***. С увеличением подачи насоса $H_{вс}$ будет уменьшаться. Для увеличения геометрической высоты всасывания необходимо уменьшить потери напора во всасывающем трубопроводе и скорость жидкости на входе в насос. В связи с этим всасывающую линию насоса делают возможно короче, большего диаметра, с минимумом местных сопротивлений.

Если абсолютное давление во всасывающем патрубке $p_{вс}$ понизится до давления парообразования, то из жидкости начнут выделяться пары и наступит кавитация. При кавитации жидкость начинает вскипать, нарушается сплошное течение потока, в результате прекращается подача. При длительной работе насоса в условиях кавитации, которая влечет за собой гидравлические удары в трубах и сопровождается вибрацией, происходит разрушение металла в местах кавитации. Особенно быстро разрушается чугун, более стойкими металлами являются бронза и нержавеющая сталь. Необходимо также иметь в виду следующее положение: чем выше температура жидкости, тем меньше геометрическая высота всасывания и при более высоком $p_{вс}$ наступает кавитация. Так при t=5°С кавитация возникает при $p_{вс}$=1кПа, а при t= 90°С – при $p_{вс}$=170кПа.Практически при t=70°Сзабор воды становится невозможен. Поэтому для обеспечения нормальной работы насоса минимальное давление на входе в насос $p_{вс}$ должно всегда оставаться несколько больше, чем давление насыщения паров, т.е.

$$p_{вс} = p_s + \Delta p_{зап},$$

где p_s – давление насыщения паров; $\Delta p_{зап}$ – запас напора или навигационный запас.

Условия эксплуатации насоса, в том числе и высота всасывания, должны исключать возможность возникновения кавитации. Обычно геометрическая высота всасывания для центробежных насосов составляет не более 5–7 м и лишь для некоторых типов насосов она достигает 7,5–8 м.

5.4. Характеристики насосов

Изготовленные на заводе насосы подвергают стендовым испытаниям, цель которых – определить зависимость напора, потребляемой мощности и к.п.д. от подачи насоса. Эти зависимости изображают графически кривыми $Q – H$, $Q – N$, и $Q – \eta$(рис. 5.3), которые являются рабочими характеристиками центробежного насоса.

Характеристики строят следующим образом. Регулируя степень открытия задвижки на напорном патрубке, получают различные подачи. Для каждого значения Qподсчитывают напор H, мощность N и к.п.д. насоса η. Затем на ось абсцисс наносят в принятом масштабе значения подачи, а на ось ординат – найденные рабочие параметры. Полученные точки соединяют плавными линиями.

Испытания ведутся при постоянной частоте вращения, которая замеряется тахометром.

По графику (рис. 5.3) видно, что максимальному значению к.п.д. соответствует подача Q_Aи напор H_A. Точка A на характеристике $Q – \eta$; отвечающая максимальному значению к. п. д., называется оптимальной точкой и соответствует оптимальному режиму работы насоса. Главная цель подбора насосов – обеспечение их эксплуатации при оптимальном режиме. На практике подбор и эксплуатация насосов допускается в зоне оптимальной точки, обеспечивающей максимальный к.п.д., равный примерно $\eta = 0{,}9\ \eta_{макс}$.

Характеристика $Q – H$ называется ***главной рабочей характеристикой насоса***. Начальная точка этой характеристики соответствует нулевой подаче, что наблюдается при работе с закрытой задвижкой на напорном трубопроводе. Как видно из рисунка, насос в этом случае развивает некоторый напор. Потребляемая при этом мощность расходуется на механические потери и нагрев воды в насосе. Длительная работа в таком режиме недопустима, так как может привести к повреждению насоса.

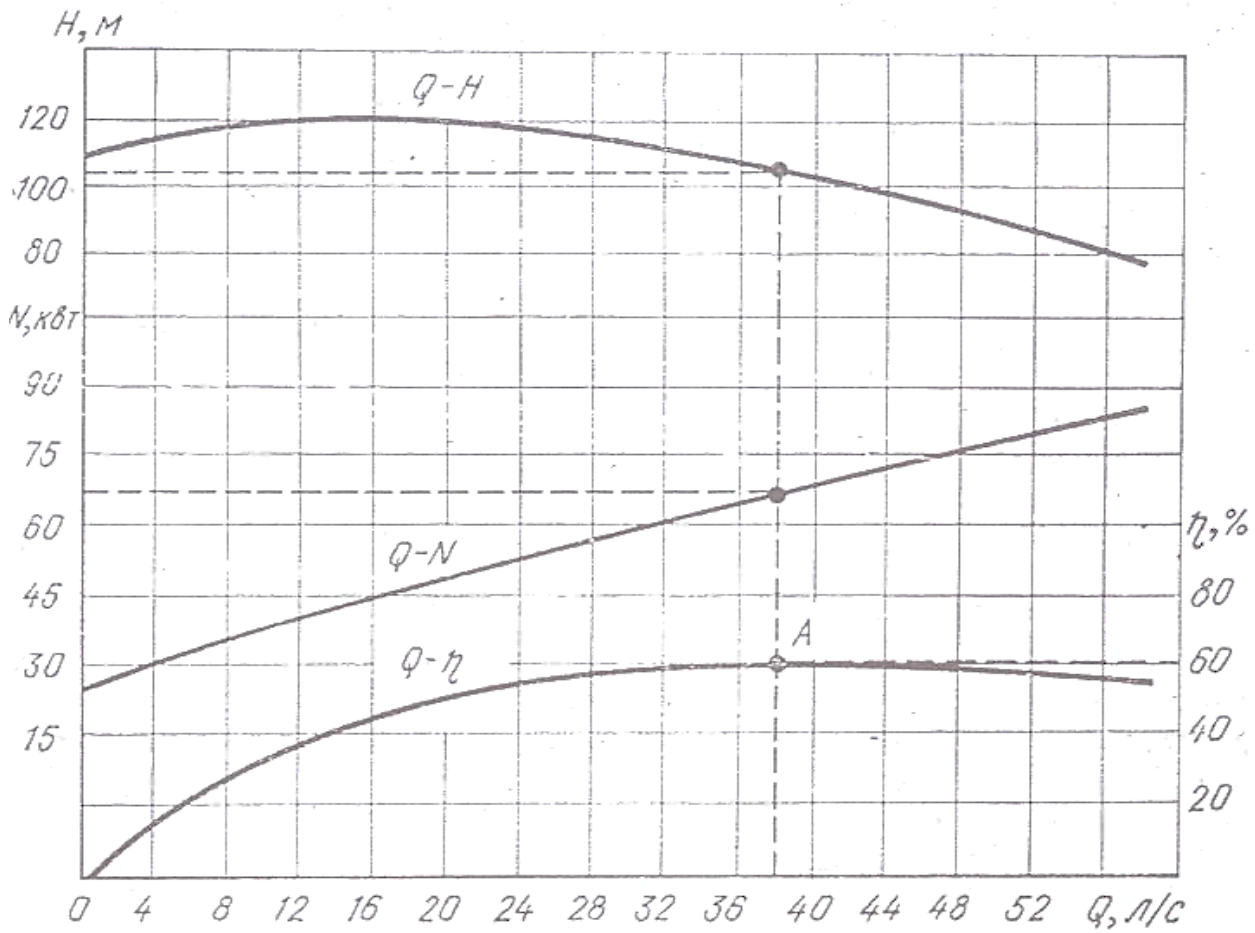


Рис. 5.3. Рабочие характеристики насоса ПН–40

Для выбора рабочего режима насоса пользуются универсальными характеристиками, представляющими собой **кривые зависимости напора, мощности и к.п.д. от подачи насоса при различных частотах вращения рабочего колеса.**

Влияние частоты вращения на параметры работы насоса проявляется следующим образом.

Подача центробежного насоса изменяется пропорционально частоте вращения рабочего колеса:

$$Q_1/Q_2 = n_1/n_2. \qquad (5.13)$$

Напор, развиваемый насосом, изменяется пропорционально квадрату частоты вращения:

$$H_1/H_2=(n//n_2)^2. \qquad (5.14)$$

Мощность, потребляемая насосом, изменяется пропорционально кубу частоты вращения рабочего колеса

$$N_1/N_2 = (n_1/n_2)^3. \qquad (5.15)$$

Установленный закон пропорциональности позволяет по одной опытной серии рабочих характеристик $Q - H$ и $Q - N$ построить ряд характеристик насоса в широком диапазоне изменения частоты вращения, как это показано на рис. 5.4.

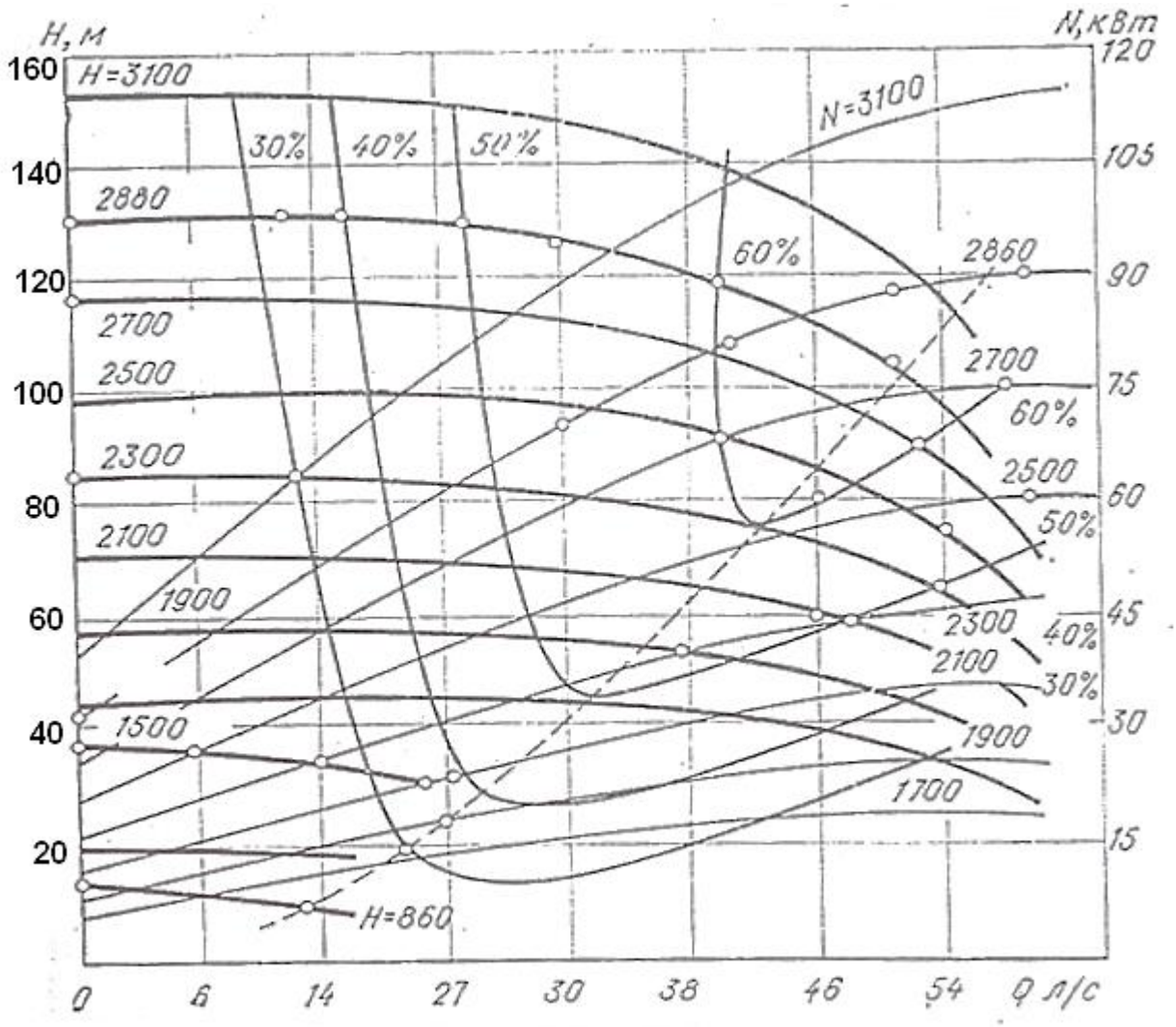


Рис. 5.4. Универсальная характеристика насоса ПН–30 К

Отмечая на полученных характеристиках $Q – H$, $Q – H_1$, $Q – H_i$точки с равными значениями к.п.д. и соединяя их плавными кривыми, получают так называемую универсальную характеристику. На рис. 5.4видно, что наибольшее значение к.п.д. обеспечивает двигатель с частотой вращения 3100 мин$^{-1}$. Таким образом, **характеристики насосов наглядно отражают эффективность их работы на различных режимах и позволяют точно подобрать наиболее экономичный из них для заданных условий.**

5.5.Работа насосов на сеть

В практике проектирования и анализа режимов работы насосов широко применяется метод графоаналитического расчета совместной работы системы «насосы – сеть». При совместной работе насоса в сети устанавливается режим, при котором расход воды и напор будут соответствовать друг другу, т.е. напор, необходимы: подачи воды по трубопроводу, будет соответствовать напору, развиваемому насосом. Этот режим можно определить, построив совмещенные характеристики насоса и сети на одном графике.

Для решения поставленной задачи надлежит использовать аналитическое выражение главной рабочей характеристики насоса. Если кривую $Q – H$ считать

параболой, что вполне допустимо для практических расчетов, то главную рабочую характеристику можно выразить уравнением:

$$H = a - bQ^2 \qquad (5.16)$$

где H – напор, развиваемый насосом, м; a – напор насоса при нулевой подаче, м;b – переводной коэффициент, учитывающий конструктивные особенности насоса; Q – подача насоса, л/с.

Значения параметров a и b, входящих в характеристики некоторых типов насосов, установленных на пожарных автомобилях и мотопомпах, приведены в табл.5.1.

Таблица 5.1. Значения параметров *a* и *b*характеристик пожарных насосов

Марка насоса (мото-помпы или автомобиля)	*a*	*ь*
МП-600	88	0,24
МП-800Б	86	0,04
МП-1600	102	0,015
ПН-30К	116	0,01
ПН-40У	115	0,07
ПН-60Б	120	0,004
ПНС-110	117	0,0014

Используя значения параметров a иbи задаваясь значениями подачи, строят на графике характеристику насоса $Q – H$, которая показывает, как изменяется напор с изменением расхода (рис. 5.5).

Для получения формулы, определяющей характеристику трубопровода, используем выражение (5.5):

$$\text{Н} = \text{Н}_\text{Г} + h_{вс} + h_\text{Н} + \text{Н}_\text{СВ}, \qquad (5.17)$$

в котором сумму потерь напора во всасывающем и напорном трубопроводах выразим таким образом:

$$h = h_{ВС} + h_н = SQ^2, \qquad (5.18)$$

гдеS – сопротивление трубопроводов.

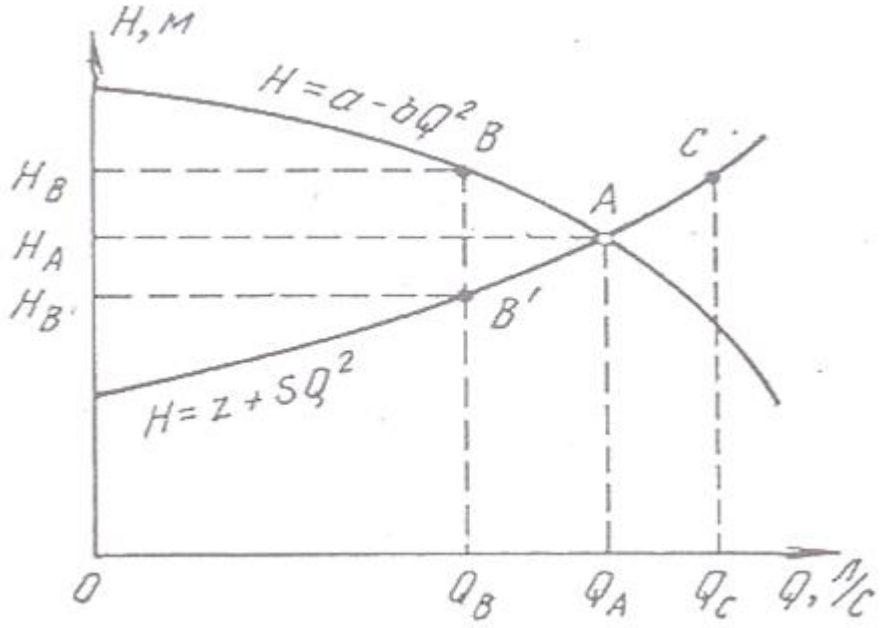


Рис. 5.5. Определение рабочей точки насоса

Так как для заданных условий $H_г$ и $H_{св}$ известны, то сумма этих величин может быть записана в виде:

$$z = H_г + H_{св}. \qquad (5.19)$$

Полученное выражение позволяет рассчитать напор по формуле:

$$H = z + SQ^2. \qquad (5.20)$$

Это выражение называется **характеристикой трубопровода**(сети).

Если характеристику изобразить на одном графике вместе с рабочей характеристикой насоса, то получим точку пересечения двух кривых (точка *A),* которая называется ***рабочей точкой насоса***(рис. 5.5). По этой точке определяются все данные, характеризующие режим работы насоса: подачу, напор, мощность, к.п.д. Если рабочая точка отвечает оптимальному режиму работы насоса, то он подобран правильно.

Чтобы уменьшить подачу, можно перекрыть задвижку на напорном трубопроводе настолько, чтобы рабочая точка *A* переместилась в новую точку, например в точку *B*, соответствующую подаче Q_B. В этом случае появляется добавочное сопротивление от задвижки $h_З$, получаемый при этом напор $H_в$ для полезной работы используется только частично.

Увеличить подачу, например до величины Q_c, соответствующей рабочей точке *C*, можно либо увеличив частоту вращения рабочего колеса, либо используя насос с другой характеристикой или меньшей потерей напора в трубопроводах.

5.6. Расчет насосно-рукавных систем

Вода к месту пожара подается от водоисточника по рукавным системам передвижными пожарными насосами. При достаточном давлении в водопроводной сети возможна ее подача непосредственно от пожарных гидратов. В практике пожаротушения используются различные схемы насосно-рукавных систем, выбор которых зависит от характеристики водоисточника, удаленности гидрантов от очага пожара, характера его развития и других показателей. Если для тушения пожара требуется небольшое количество воды, то прокладывают одну линию из последовательно соединенных рукавов с установкой одного ствола. При необходимости подачи значительного количества воды от насоса до места пожара прокладывают магистральную рукавную линию большого диаметра и к ней через рукавные разветвления присоединяют параллельные рабочие линии. Такая схема соединения рукавных линий называется смешанной. При тушении крупных пожаров с подачей мощных струй используют лафетные стволы, к которым вода, как правило, подается по нескольким параллельным линиям. Параллельная прокладка линий применяется также для подачи воды к очагу пожара от далеко расположенного водоисточника при работе автонасосов по схеме – в перекачку.

Гидравлические расчеты насосно-рукавных систем сводятся к решению трех основных задач:

определение напора у насоса, если заданы расчетный расход воды, напор перед пожарным стволом, схема соединения рукавов с указанием характеризующих параметров;

расчет расхода воды из стволов при заданном напоре насоса и заданной схеме подачи;

определение предельной длины рукавных линий по расчетному расходу воды и напору насоса.

Рассмотрим последовательно способы решения поставленных задач.

Определение напора у насоса. При практических расчетах насосно-рукавных систем обычно определяют напор, фиксируемый манометром, установленным на напорном патрубке. Величина этого напора (5.21) используется на преодоление сопротивлений в рукавной системе h_c, подъем жидкости на высоту zи создание свободного напора у ствола $H_{св}$ для подачи струи, т.е.:

$$H = h_c + H_{св} + z \qquad (5.21)$$

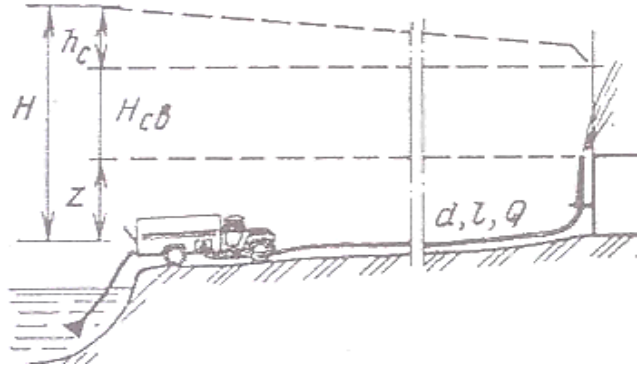


Рис. 5.6. Схема подачи воды от автонасоса

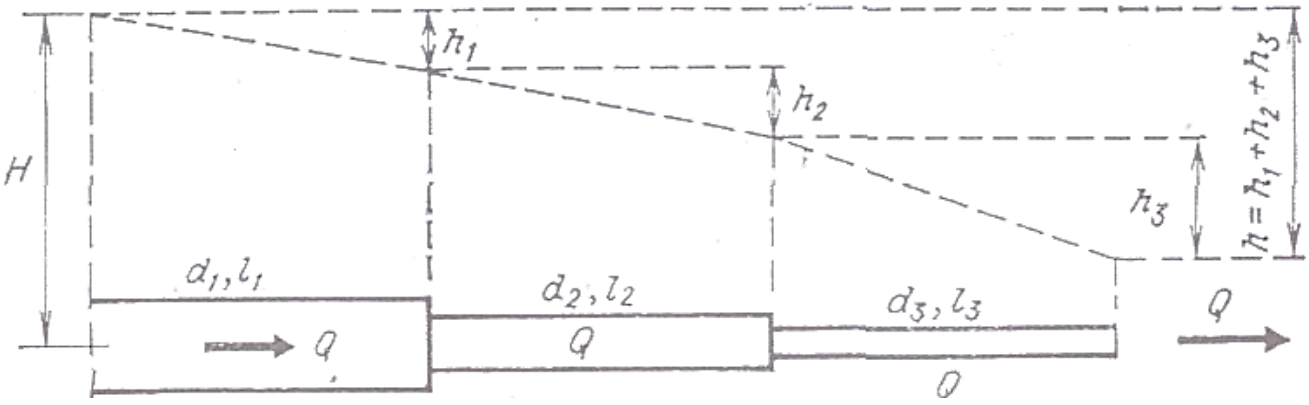


Рис. 5.7. Схема последовательного соединения трубопроводов

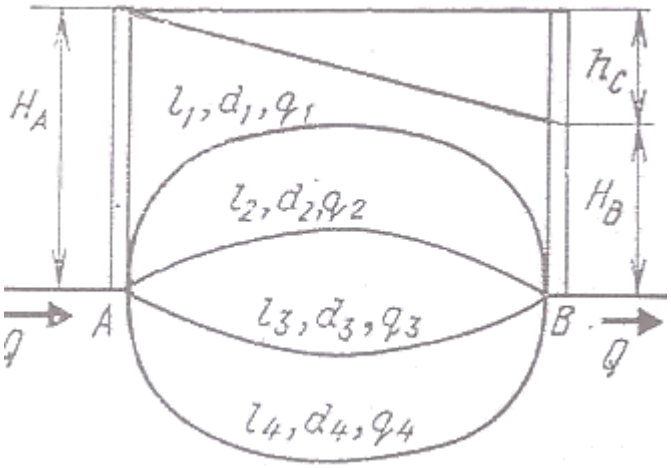


Рис. 5.8. Схема параллельного соединения трубопроводов

Величина потерь напора в рукавных линиях зависит от схемы их соединения.
При ***последовательном соединении*** рукавов потери напора по отдельным участкам будут:

$$h_1 = A_1 l_1 Q_1^2 = S_1 Q_1^2,$$
$$h_2 = A_2 l_2 Q_2^2 = S_2 Q_2^2,$$
$$h_n = A_n l_n Q^2{}_n = S_n Q^2{}_n.$$

Потери напора по всей системе h_cсоставляют сумму потерь по отдельным участкам:

$$h_c = h_1 + h_2 + \ldots + h_n = (S_1 + S_2 + \ldots + S_n)\, Q^2.$$

Выражение в скобках представляет собой сопротивление всей системы последовательно соединенных рукавов S_c, которое равно сумме сопротивлений всех участков:

$$S_c = S_1 + S_2 + \ldots + S_n.$$

Если рукава в линии одинаковые, то сопротивление системы составит:

$$S_c = Sn,$$

где S – сопротивление одного рукава; n – число рукавов в линии.

Потери напора в линии составят $h_c = S_c\, Q^2$.

При ***параллельном соединении*** рукавных линий общий расход воды, перекачиваемый через систему подачи, распределяется по ответвлениям в зависимости от их характеристики (длины, диаметра, гидравлического сопротивления):

$$Q = Q_1 + Q_2 + \ldots + Q_n.$$

Потери напора во всех параллельных линиях (h_1, h_2, h_3, …h_n) будут равны между собой, так как они определяются как разность пьезометрических напоров в начале и конце разветвленной зоны, следовательно, они равны потерям напора рассматриваемой системы, т.е.

$$h_1 = h_2 = \ldots = h_n = H_A - H_в = h_c,$$

где h_c –потери во всей системе.

Для каждого из параллельных участков справедлива зависимость:

$$h_1 = S_1 Q_1^2; h_2 = S_2 Q_2^2; h_n = S_n Q_n^2,$$

откуда с учетом формулы (5.7) получим формулы расхода воды:

$$Q_1 = \sqrt{h_c / S_1}; \; Q_2 = \sqrt{h_c / S_2}; \; Q_n = \sqrt{h_c / S_n}.$$

Общий расход рассчитывается как сумма расходов по линиям:

$$Q = (1/\sqrt{S_1} + 1/\sqrt{S_2} + \ldots + 1/\sqrt{S_n})\sqrt{h_c}.$$

Отсюда потери напора в системе составят:

$$h_c = \frac{1}{\left(1/\sqrt{S_1} + 1/\sqrt{S_2} + \ldots + 1/\sqrt{S_n}\right)^2} Q^2.$$

В этом выражении дробь представляет собой сопротивление системы S_c для *n*параллельно соединенных участков:

$$S_c = \frac{1}{\left(1/\sqrt{S_1} + 1/\sqrt{S_2} + \ldots + 1/\sqrt{S_n}\right)^2}.$$

В результате для определения потерь напора получаем формулу $h_c = S_c Q^2$, которая по своему виду аналогична формуле для последовательного соединения, но имеет отличие при определении сопротивления системы.

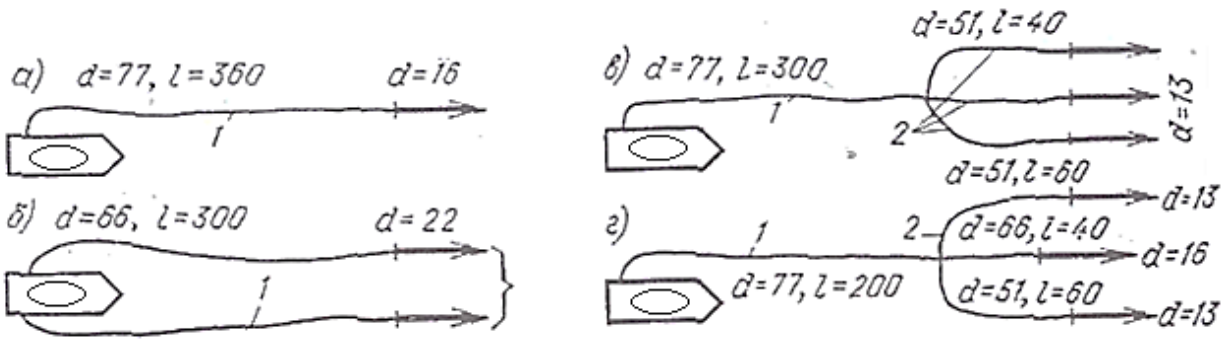


Рис. 5.9. Схема насосно-рукавных систем:
а – последовательное соединение; *б* – параллельное соединение; *в* – смешанное соединение с равноценными рабочими линиями; *г* – смешанное соединение с различными рабочими линиями; *1* – рукава прорезиненные; *2* – рукава не прорезиненные

При параллельном соединении *n* равноценных участков ($S_1 = S_2 = \ldots = S_n$) общее сопротивление системы будет в n^2меньше сопротивления одного участка, т.е.

$$S_c = S_1/n^2,$$

где S_1 – сопротивление одного участка.

Таким образом, **параллельное соединение линий значительно снижает общее сопротивление по сравнению с сопротивлением одной линии** (при двух одинаковых линиях – в четыре раза, при трех – в девять ит.д.).

Рассмотрим смешанную систему (рис. 5.9, *г)* с тремя пожарными стволами, вода к которым подается от насоса по магистральной линии, соединенной через разветвление с тремя параллельными рабочими линиями.

Сопротивление отдельной рабочей линии S_p с присоединенным стволом определяют по формуле

$$S_p = nS + S_{ст},$$

где *n* – число рукавов в рабочей линии; *S* – сопротивление одного рукава; $S_{ст}$ – сопротивление ствола.

Общее сопротивление рабочих линий S_pопределяют по правилу параллельных соединений:

$$S_p = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{n_1 S_1 + S_{1ст}}} + \frac{1}{\sqrt{n_2 S_2 + S_{2ст}}} + \frac{1}{\sqrt{n_3 S_3 + S_{3ст}}}\right)^2}. \qquad (5.22)$$

Если рабочие линии и стволы совершенно одинаковы (рис. 5.9, *в),* то общее сопротивление устанавливают по формуле:

$$S_p = (n_1 S_1 + S_{1ст})/g.$$

Сопротивление магистральной линии $S_м$, составленной из одинаковых рукавов, будет равно:

$$S_м = n_м S.$$

Сопротивление всей системы S_c, которую можно рассматривать как последовательное соединение магистральной линии с параллельными рабочими линиями, будет равно сумме сопротивлений составляющих участков:

$$S_c = S_м + S_р.$$

Напор у насоса рассчитывается по формуле

$$H = S_c Q^2 + z,$$

где Q – общая подача насоса; z – разность геометрических отметок расположения стволов и автонасоса.

Таким образом, при определении требуемого напора у насоса необходимо в первую очередь вычислить *сопротивление системы* подачи воды к месту пожара.

Определение расхода воды по заданному напору. Расчет выполняют с учетом характеристик насоса и рукавной системы. Эта задача может быть решена графически и аналитически. *При графическом* решении задачи, как указывалось в предыдущем параграфе, строят характеристики насоса и рукавной системы, точка пересечения двух полученных кривых соответствует предельным возможностям насоса при данных условиях. *При аналитическом* способе совместно решают уравнения, описывающие характеристику насоса и рукавной системы, например, составленной из последовательно соединенных рукавов (рис. 5.9,*а).*

Приравнивая правые части этих уравнений, получим

$$a - bQ^2 = S_c Q^2 + H_{св} + z,$$

выполнив ряд преобразований этого уравнения, найдем величину расхода:

$$Q = \sqrt{(a - H_{св} - z)/(S_c + b)}.$$

Очевидно, что другая схема соединения рукавов подразумевает использование соответствующего выражения характеристики рукавной линии.

Определение предельной длины рукавных линий.

Максимальную длину магистральных линий (рабочие линии длинными не устраивают) определяют, решая совместно уравнения, характеризующие напор насоса $H = a - вQ^2$ и рукавной системы (рис. 5.9,*в)* $H = (S_м + S_р)Q^2 + z$, итак,

$$a - bQ^2 = (S_м + S_Р) Q^2 + z.$$

Выразив сопротивление магистральной линии через сопротивление n рукавов $S_м = n_м S$, получим:

$$n = (a - b\,Q^2 - S_р\,Q^2 - z)/S\,Q^2.$$

Следует отметить, что из-за неровностей местности, необходимости обходить преграды абсолютно прямые рукавные линии проложить не удается. Поэтому число рукавов при длине каждого по 20 м на отрезке lопределяют с 20%-ным запасом, т.е. n=1,2 l/20.

5.7. Перекачка воды автонасосами

Если источники водоснабжения расположены на значительном расстоянии от места пожара и один автонасос не может обеспечить требуемого напора, воду перекачивают по рукавным линиям несколькими пожарными насосами, включенными последовательно. Перекачку можно выполнять несколькими способами: через промежуточную емкость, непосредственно из насоса в насос, через бак автоцистерны, используемый в данном случае в качестве промежуточной емкости.

Преимущество первого способа (рис. 5.10,*а)* заключается в возможности постоянного контроля за уровнем воды в промежуточной емкости и соответствующей регулировки режима работы насоса. При втором способе (рис. 5.10*, б*) для обеспечения надежной работы системы в конце ступени перекачки (у всасывающего патрубка насоса) необходимо иметь избыточный напор, равный 10 м. Образование вакуума в данном случае недопустимо, так как это может привести к сплющиванию рукавов, уменьшению и даже полному прекращению подачи воды. При перекачке по третьему способу (рис. 5.10*, в*) для увеличения подачи воду из цистерны забирают через всасывающий рукав, опущенный в ее горловину.

Перекачку осуществляют как по одной линии, так и по двум и более параллельным линиям. Расчет перекачки не следует производить по максимальной подаче насоса (при полностью открытом дросселе), так как из-за колебаний режима работы насосов, некоторого различия их характеристик (например, вследствие изношенности), особенностей рельефа местности и т.д. усредненные рабочие параметры каждого насоса будут значительно отличаться от максимальных.

Расстояние между смежными насосами определяют, используя выражение

$$\alpha H = h,$$

где H –максимальный напор, развиваемый одним насосом; h – потери напора в рукавных линиях между смежными насосами; α – коэффициент режима работы насоса, характеризующий отклонение расчетного режима от режима на максимальных оборотах. Приближенно можно принять $\alpha = 0{,}75$.

Так как при перекачке по одной рукавной линии потери напора составляют $h = nSQ^2$, то:

$$\alpha(a - 6Q^2) = nSQ^2.$$

Отсюда число рукавов в одной линии между смежными автонасосами равно:

$$n = \alpha\,(a - bQ^2)\,/SQ^2.$$

При подаче того же расхода по двум параллельным рукавным линиям потери напора уменьшатся в 4 раза, т.е. $h = nSQ^2/4$, тогда указанное выше уравнение примет вид:

$$\alpha\,(a - bQ^2) = nSQ^2/4,$$

поэтому расстояние между автонасосами соответственно можно увеличить также в 4 раза по сравнению с его размером при перекачке по одной рукавной линии:

$$n = 4\alpha\,(a - bQ^2)/SQ^2,$$

где n – число рукавов в одной линии.

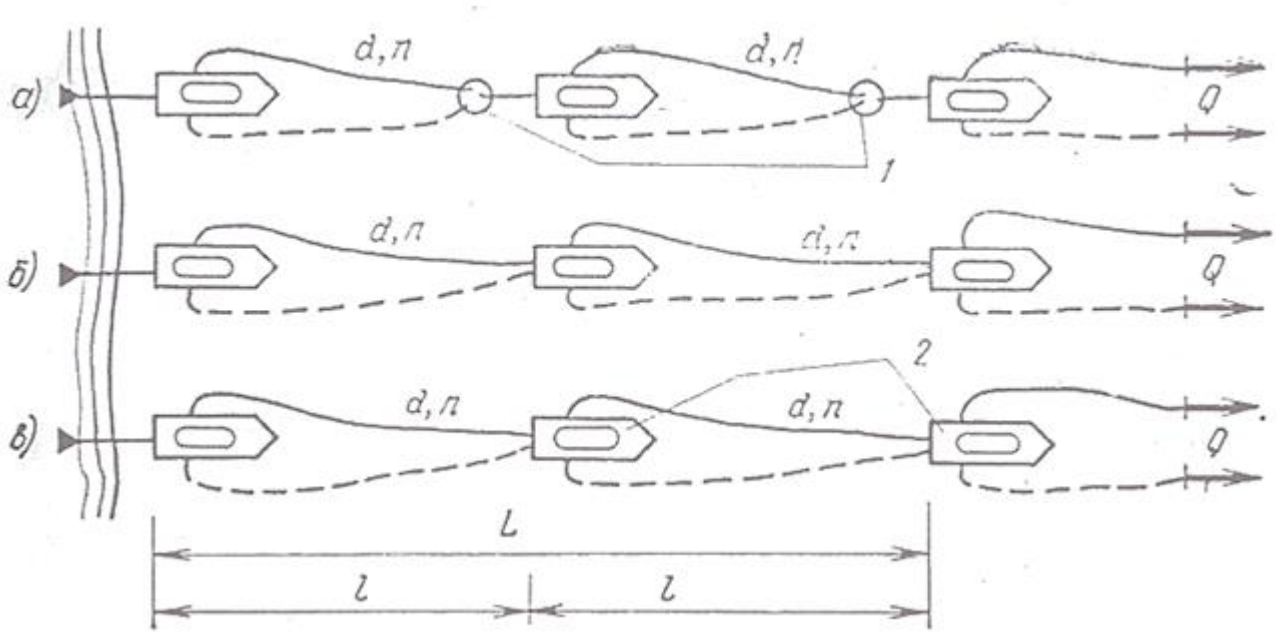


Рис. 5.10. Схемы перекачки воды автонасосами:
а–через промежуточную емкость; *б* – из насоса в насос; *в* – через бак автоцистерны; *1* – промежуточная емкость; *2* – бак автоцистерны

При решении задач по перекачке часто требуется определить необходимое число автонасосов, если известны расстояние между водоисточником и местом пожара *L*, разность отметок между ними *z*, схема прокладки рукавных линий и необходимый расход воды *Q*(рис. 5.10).

Суммарный напор, создаваемый всеми насосами перекачки (кроме головного), расходуется на преодоление сопротивления по всей рукавной линии от водоисточника до головного насоса *h*и на подъем воды на высоту *z*.

Это условие при числе насосов перекачки, равное *К*, можно представить в виде:

$$\alpha KH = h + z.$$

Тогда при перекачке по одной рукавной линии

$$\alpha K\,(a - bQ^2) = nSQ^2 + z.$$

Число автонасосов (без головного насоса) рассчитаем по формуле:

$$K = \frac{z + nSQ^2}{\alpha(a - bQ^2)}.$$

При перекачке по двум параллельным рукавным линиям потери напора в системе при $Q = const$ уменьшатся по сравнению с первым вариантом в 4 раза, т.е. $h = nSQ^2/4$, поэтому уменьшится и необходимое для перекачки число автонасосов:

$$K = \frac{0{,}25n\,S\,Q^2 + z}{\alpha\,(a - b\,Q^2)}.$$

(здесь *n*— число рукавов в одной рукавной линии между водоисточником и головным насосом).

Суммарное число автонасосов, необходимых для подачи воды к месту пожара с учетом головного насоса, будет равно *К + 1*.

При расчете перекачки по сильно пересеченной местности указанными формулами пользоваться нельзя, так как при установке насосов на одинаковом расстоянии друг от друга возможна большая неравномерность в их нагрузке. В этом случае места установки насосов определяют при последовательном расчете расстояний между смежными насосами, начиная от водоисточника.

5.8. Параллельная работа насосов на лафетные стволы

При тушении крупных пожаров используют мощные водяные струи от лафетных стволов. Подача воды к лафетным стволам зачастую производится несколькими пожарными автонасосами по схемам, изображенным на рис.5.11.

Рассмотрим особенности каждой схемы. Условимся, что из лафетного ствола требуется получить струю с расходом $Q_{ст}$. Тогда свободный напор у ствола должен быть $H_{ст} = S_{ст}Q_{ст}$. Подача насоса (схема *а*) будет соответствовать расходу из ствола $Q_н = Q_{ст}$. Напор насоса $H_н$ расходуется на преодоление сопротивлений в параллельных линиях, каждая из которых пропускает половину от общего расхода, т.е. $0{,}5Q_{ст}$, создание свободного напора у ствола $H_{св}$ и подъем воды на отметку z:

$$H_н = nSQ_{ст}^2/4 + H_{св} + z,$$

здесьS – сопротивление одного рукава длиной 20 м.При подаче воды по схеме *б* каждый насос будет перекачивать только половину от общего расхода из ствола, т.е. $Q_н = Q_{ст}/2$. Напор, необходимый для подачи этого количества воды, будет такой же, что и при подаче по схеме *а*.

Если от каждого насоса проложить по две линии (схема *в),* то при подаче одного насоса $Q_Н = Q_{СТ}/2$получим уменьшение требуемого напора, потери напора в рукавных линиях снизятся:

$$H_н = nSQ_{ст}^2/16 + H_{св} + z.$$

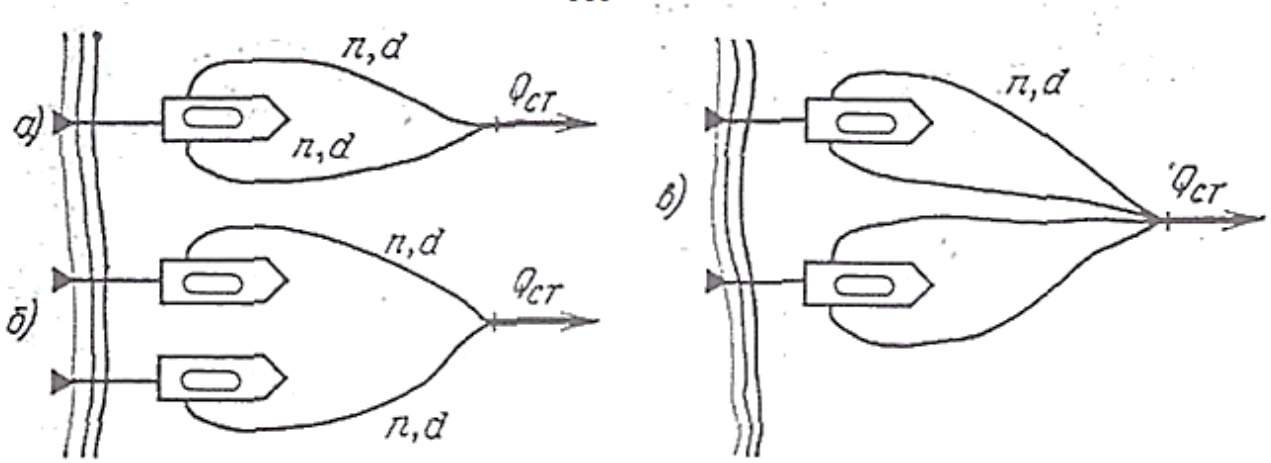


Рис. 5.11. Схемы подачи воды к лафетному стволу:
а – от одного насоса к двум линиям; *б* – от двух насосов при прокладке одной линии от каждого; *в* – от двух насосов при прокладке двух линий от каждого

Таким образом, с увеличением числа насосов и прокладываемых параллельных рукавных линий снижается нагрузка, приходящаяся на каждый из них.

При подаче воды к лафетным стволам обычно необходимо определить нужное число пожарных автонасосов в зависимости от вида насосно-рукавной системы. Для расчета запишем равенство характеристик насоса и рукавной системы:

$$a - bQ_н^2 = S_c Q^2_{ст} + z$$

Определим сопротивление рукавных систем, рассматривая возможные варианты их прокладки – одной и двух линий от каждого насоса.

В первом случае (рис. 5.11,*б*), когда от каждого насоса прокладывается одна линия, сопротивление находят по формуле:

$$S_c = nS/K^2 + S_{ст},$$

Где *К* – число автонасосов, соответствующее в данном примере числу линий; $S_{ст}$ – сопротивление ствола.

Во втором случае (рис. 5.11, *а*), когда от каждого насоса прокладываются две линии, сопротивление равно:

$$S_c = nS/4K^2 + S_{ст}.$$

Расход из ствола представим как сумму расходов воды, подаваемой насосами $Q_{ст} = KQ_н$.

При подстановке соответствующих значений сопротивлений систем в равенство (5.9), после несложных преобразований, получим расчетные формулы для определения подачи одного насоса и необходимого числа пожарных автонасосов.

Найдем их для схемы *б*:

$$Q_н = \sqrt{(a - z)/(nS + S_{ст}K^2 + b)}$$

$$K = Q_{ст}\sqrt{(nS + b)/(a - z - S_{ст}K^2 + b},$$

Для схемы *в:*

$$Q_н = \sqrt{(a - z)/(0{,}25nS + S_{ст}K^2 + b)},$$

$$K = Q_{ст}\sqrt{(0{,}25nS + b)/(a - z - S_{ст}Q_{ст}^2)}.$$

Во всех формулах n – число рукавов в одной рукавной линии, S – сопротивление одного рукава.

Контрольные вопросы:

1. Понятие «насос», их классификация и применение в пожарном деле.
2. Классификация, устройство и принцип действия центробежных насосов.
3. Основные рабочие параметры насосов.
4. Характеристики насосов.
5. Работа насосов на сеть.
6. Расчет насосно-рукавных систем.
7. Перекачка воды автонасосами.

8. Параллельная работа насосов на лафетные стволы.

ТЕМА 6. ОСНОВЫ ГИДРОГАЗОДИНАМИКИ

Вопросы:

6.1. Уравнение неразрывности и уравнение Бернулли для газа.
6.2. Расчет трубопроводов для газа.
6.2.1. Расчет газопроводов при малых перепадах давления.
6.2.2. Расчет газопроводов при больших перепадах давления.
6.2.3. Истечение газов из отверстий.
6.3. Задачи.
6.4. Газодинамические функции.

Перечень рекомендуемой литературы:

1. Исаев А.П., Кожевникова Н.Г., Ещин А.В. Гидравлика: Учебник. – М.:ИНФРА-М, 2017. – 420 с.
2. Кудинов А.А. Гидрогазодинамика: учеб. Пособие /А.А. Кудинов. – М.: ИНФА-М, 2018. – 336 с.
3. Лапшев, Н. Н. Гидравлика [Текст]: учебник для студ. высш. учеб. заведений / Н.Н. Лапшев. – 3-е изд., стер. – М.: Академия, 2010. – 272 с.
4. Косой, В. Д. Гидравлика (с примерами решения инженерных задач) [Текст] / В. Д. Косой, С. А. Рыжов. – М.: ДеЛипринт, 2008. – 495 с.
5. Ухов, С. В. Гидравлика [Текст]: учебное пособие / С. В. Ухов. – М.: Форум; Инфа-М, 2010. – 464 с.
6. Качалов, А. А. Противопожарное водоснабжение [Текст] / А. А. Качалов, Ю. П. Воротынцев, А. В. Власов. – М.: Стройиздат, 1985. – 286 с.

Методические рекомендации

6.1. Уравнение неразрывности и уравнение Бернулли для газа

Перекачка по трубам газов имеет весьма широкое применение, в том числе и в установках газового пожаротушения. По сравнению с движением жидкостей движение газов характеризуется рядом особенностей, обусловленных различием физических свойств жидкостей и газов, сжимаемостью газов.

Так как при изменении давления плотность газа меняется существенно, то уравнение неразрывности (1.8) должно использоваться для массового расхода жидкости

$$m = \rho_1 V_1 \omega_1 = \rho_2 V_2 \omega_2 = \ldots = const, \qquad (6.1)$$

т.е. масса газа, протекающего в единицу времени через любое живое сечение потока (или элементарной струйки), постоянна.

При выводе уравнения Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости было получено:

$$dz + \frac{dp}{\rho g} + \frac{dV^2}{2g} = 0.$$

Для газов плотность вносить под знак дифференциала нельзя, так как при течении сжимаемого газа надо учитывать $\rho = f(p)$. При движении реальных газов, обладающих вязкостью, следует учитывать потери напора, и уравнение Бернулли примет вид:

$$dz + \frac{dp}{\rho g} + \frac{dV^2}{2g} + dh = 0. \quad (6.2)$$

Интегрируя уравнение (6.2) по длине от некоторого сечения I-I до сечения II-II, получим:

$$z_2 - z_1 + \int_{P_2}^{P_1} \frac{dp}{cg} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \Delta h = 0. \quad (6.3)$$

Уравнение состояния газа выражает зависимость между абсолютным давлением p, плотностью ρ и абсолютной температурой Т:

$$p = \rho RT, \quad (6.4)$$

где R –газовая постоянная, равная универсальной газовой постоянной R = 8314 Дж/(кмоль·град), поделенной на массу M одного киломоля данного вещества,

$$R = \frac{8314}{M}. \quad (6.5)$$

Значения газовой постоянной для некоторых веществ приведены в табл. 6.1.

При политропическом процессе, $\frac{p_1}{\rho_1^n} = \frac{p_2}{c_2^n}$.

$$c_2 = c_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}. \quad (6.6)$$

Таблица 6.1. Значения газовой постоянной

Вещество	Химическая формула	R, Дж/(кг·град)
Водяной пар	H_2O	461,5
Азот	N_2	296,8
Двуокись углерода	CO_2	189,9
Окись углерода	CO	296,8
Воздух	$N_2 + O_2$	287,0

Подставляя уравнение (6.6) в уравнение (6.3), после преобразований получаем:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{RT_1}{(n-1)g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{RT_2}{(n-1)g} + \Delta h. \quad (6.7)$$

В уравнении (6.7) величина $\frac{RT_1}{(n-1)g}$ называется ***температурным напором***.

Таким образом, при установившемся движении газа величина полного напора равна сумме геометрического, пьезометрического, скоростного и температурного напоров (соответственно в правой части уравнения (6.7).
При адиабатическом процессе (нет теплообмена) в уравнении (6.7) вместо показателя политропы *n* следует подставить показатель адиабаты *k*.
Если температура газа при течении не меняется (изотермический процесс, Т = const),то из уравнения (6.4) следует:

$$\rho = \frac{p}{RT}$$

$$\int_{P_1}^{P_2} \frac{dp}{\rho} = RT \int_{P_1}^{p_2} \frac{dp}{p} = RT \ln \frac{p_2}{p_1},$$

и уравнение Бернулли примет вид:

$$z_1 + \frac{RT}{g} \ln p_1 + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{RT}{g} \ln p_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \Delta h. \qquad (6.8)$$

6.2. Расчет трубопроводов для газов

Перекачка но трубам газов (природный и искусственный газы, воздух, пар) имеет весьма широкое применение для различных бытовых и технических пеней. По сравнению с движением капельных жидкостей движение газов характеризуется рядом особенностей, обусловливаемых различиями их физических свойств.

Под углом зрения гидравлических расчетов следует различать два случая: течения при малых относительных перепадах давления и течения при больших относительных перепадах (имеется в виду перепад Δpмежду начальным и конечным сечениями труб, отнесенный к среднем давлению). В первом случае возможно пренебречь сжимаемостью газов, т.е. считать, что плотность транспортируемого газа неизменна по всей длине трубопровода; тогда расчеты воздухопроводов и газопроводов принципиально не отличаются от расчетов для несжимаемых жидкостей.

При больших относительных перепадах (примерно, если $\Delta p/p > 5\%$) пренебрегать сжимаемостью газа нельзя и нужно учитывать непрерывный характер изменения плотности газа в зависимости от давления.
Рассмотрим сначала случай течения газа при малых перепадах давления.
При расчете течения в трубах газов обычно рассматриваются потери не напора, а давления. Формулы для определения потерь давления на трение и местные потери в этом случае принимают вид:

$$\Delta p_{тр} = \rho g h_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{v^2}{2} \qquad (6.9)$$

$$\Delta p_{м} = \rho g h_{м} = \xi \rho \frac{v^2}{2}. \qquad (6.10)$$

Здесь Δp – потерянное давление; ρ – плотность газа, определяемая по формуле:

$\rho = \frac{P_{ср}}{gRT}$, в которой $p_{ср} = (p_1 + p_2)/2$, где p_1 и p_2 значения давления в концевых сечениях трубопровода. Величина $\rho \frac{v^2}{2}$носит название динамического давления. Формулу(6.9) представляют также в виде

$$R_{тр} = \frac{\Delta p_{тр}}{l} = \frac{\lambda}{d} \rho \frac{v^2}{2},$$

где $R_{тр}$ – так называемое удельное сопротивление трения (сопротивление трения на 1 пог. м длины трубопровода). Эта величина аналогична гидравлическому уклону и связана с ним соотношением

$$R_{тр} = \rho g I_{тр}.$$

Уравнение Бернулли при расчете трубопроводов для газов записывается в виде

$$\rho g(z_1 - z_2) + (p_1 - p_2) + \frac{\rho}{2}(v_1^2 - v_2^2) = \Delta p_{тр}.$$

В большинстве практически важных случаев величиной $\rho g(z_1 - z_2)$ в этом уравнении можно пренебречь, так как вследствие очень малой плотности газа эта величина незначительна по сравнению с другими членами уравнения.

Тогда уравнение Бернулли можно записать в виде:$p_1 + \rho\frac{v_1^2}{2} = p_2 + \rho\frac{v_2^2}{2} + \Delta p_{пот}$,а при постоянном сечении трубопровода в виде $p_1 - p_2 = \Delta p_{пот}$

Вентиляционные трубы часто имеют некруговое сечение, поэтому вместо диаметра в уравнение вводят эквивалентный диаметр $d = 4R$. Отметим попутно, что при расчетах вентиляции потери на местные сопротивления имеют, как правило, большую величину, чем потери на трение, т.е. такие системы относятся к коротким трубам.

В длинных газопроводах, наоборот, потери давления на местные сопротивления невелики по сравнению с потерями давления на трение, и здесь можно полагать:

$$\Delta p_{пот} \approx \Delta p_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{v^2}{2}.$$

Коэффициент гидравлического трения λ, входящий в эту формулу, может определяться по тем же формулам, что и при движении несжимаемых жидкостей по трубам.

При расчете длинных газопроводов (имеющих часто длину, равную десяткам и сотням километров), а также трубопроводов сжатого воздуха имеют место значительные перепады давления между началом и концом трубопровода.

В этом случае нельзя без больших погрешностей полагать объемный вес газа постоянным подлине трубопровода, как это делается при расчете газопроводов низкого давления. Кроме того, даже при сохранении постоянства диаметра по длине газопровода движение газа в таких трубопроводах является неравномерным. Действительно, в соответствии с уравнением неразрывности $\rho v\omega = const$ или при $\omega = const$:

$$pv = const.$$

Но давление газа по длине газопровода уменьшается, т.е. уменьшается его плотность, следовательно, возрастает скорость течения газа, которая в конце газопровода всегда больше, чем в его начале.

Далее при расчетах таких газопроводов можно пренебрегать не только изменениями удельной энергии положения, т.е. членом $\rho g(z_1 - z_2)$ в уравнении Бернулли (об этом уже говорилось ранее),но также изменениями удельной кинетической энергии газа.

Поэтому при расчетах движения газов с большими перепадами давления уравнение Бернулли сводится к зависимости (для бесконечно малого участка трубопровода, на котором объемный вес газа и скорость его течения можно считать постоянными):

$$-\Delta p = \Delta p_{mp}. \qquad (6.11)$$

С учетом формулы Дарси-Вейсбаха формула (6.11) получает вид

$$-dp = \lambda \frac{dl}{d} \rho \frac{v^2}{2}. \qquad (6.12)$$

Для интегрирования этого уравнения нужно знать характер изменения скорости, объемного веса и коэффициента гидравлического трения вдоль газопровода, т.е. зависимости:

$$\rho = f(l);\ v = f_1(l);\ \lambda = f_2(l).$$

Эти зависимости определяются термодинамическими процессами, имеющими место при движении газа по трубопроводу. В случае отсутствия теплообмена между газом и окружающей средой газ будет расширяться адиабатически и его температура будет непрерывно понижаться. При наличии теплообмена между газом и окружающей средой температура газа T может сохраняться постоянной по всей длине газопровода (изотермическое течение), равной температуре окружающей среды. Это обычно имеет место для длинных трубопроводов без тепловой изоляции, и поэтому большинство промышленных газопроводов работает в условиях изотермического течения.

Для коэффициента гидравлического трения λ, как известно, имеет место зависимость:

$$\lambda = f\left(Re;\ \frac{\Delta}{d}\right).$$

Относительная шероховатость по длине газопровода не изменяется (для данных Δи d). Число Рейнольдса можно представить в виде:

$$Re = \frac{pvd}{\mu} = \frac{4G}{\mu g \pi d},$$

где G – весовой расход

При изотермическом течении потока динамический коэффициент вязкости μсохраняется неизменным по длине трубопровода (так как температура газа не меняется) и, следовательно, остается постоянным и число Рейнольдса. Таким образом, несмотря на изменение средней скорости течения газа и его объемного веса, величина коэффициента трения вдоль газопровода не меняется.

Скоростьv и плотность ρ в любом сечении связаны со скоростью и плотностью в начальном сечении v_1и p уравнением неразрывности:

Подставляя это выражение в (6.12), получим:

$$-dp = \lambda \frac{dl}{d} \frac{\rho_1^2}{\rho} \frac{v_1^2}{2}. \quad (6.13)$$

Из уравнений состояния газа:

$$\rho = \frac{p}{gRT} \quad (6.14)$$

имеем:

$$\frac{\rho_1^2}{\rho} = \frac{p_1^2}{pgRT},$$

в соответствии с этим формулу(6.13) можно привести к виду:

$$-pdp = \left(\frac{\lambda}{d} \frac{v_1^2}{2} \frac{p_1^2}{gRT}\right). \quad (6.15)$$

Интегрируя это уравнение от p_1, до p_2 (p_2 – давление в конце рассматриваемого участка газопровода), получим:

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{2} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v_1^2}{2} \frac{p_1^2}{gRT}.$$

С учетом формулы (6.14) найдем:

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{2} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v_1^2}{2} p_1 \rho_1,$$

и далее, вводя весовой расход, получим:

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{2} = \lambda \frac{l}{d} \frac{G^2}{2g\omega^2} \frac{p_1}{\rho_1 g}. \quad (6.16)$$

Уравнение (6.16) можно представить в виде:

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{2} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v_1^2}{2} \rho_1 g. \quad (6.17)$$

Левая часть последнего уравнения (6.17) может быть преобразована в следующем виде:

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{2p_1} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v_1^2}{2} \rho_1 g.$$

И поэтому:

$$p_1 - p_2 = \frac{2}{1 + \frac{p_2}{p_1}} \lambda \frac{l}{d} \frac{v_1^2}{2} \rho_1 \frac{v_1^2}{2}.$$

величину относительного давления можно преобразовать:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{p_1 - \Delta p}{p_1} = 1 - \frac{\Delta p}{p_1}.$$

Подставляя последнее выражение в(6.16), получим окончательно:

$$p_1 - p_2 = \frac{2}{2 + \frac{\Delta p}{p_1}} \lambda \frac{l}{d} \rho_1 \frac{v_1^2}{2}. \quad (6.18)$$

Уравнение отличается от формулы Дарси—Вейсбаха для определения потерь давления при движении несжимаемой жидкости лишь множителем, зависящим

от величины отношения $\frac{\Delta p}{p_1}$. До тех пор пока сохраняется условие $\frac{\Delta p}{p_1}$<5%, пренебрежение этим множителем дает ошибку до 2,5 %, что допустимо в большинстве инженерных расчетов. Таким образом, можно прийти к выводу, что не абсолютная величина начального давления газа p_1 определяет, можно ли при расчете газопровода пользоваться формулой Дарси, а относительная величина изменения этого давления по длине газопровода в целом. Формула для определения расхода газа имеет вид:

$$G = \omega \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{\lambda l} \frac{g^2 d \rho_1}{p_1}}$$

или

$$G = \sqrt{\frac{g d}{\lambda} \frac{p_1^2 - p_2^2}{lRT}}. \qquad (6.19)$$

Коэффициент гидравлического трения λ, входящий в полученные зависимости, определяется по тем же формулам, что и при движении несжимаемых жидкостей.

6.2.1. Расчет газопроводов при малых перепадах давления

Под малым перепадом давления обычно понимается величина:

$$\frac{\Delta p}{p_{\text{ср}}} \le 0{,}05,$$

где $\Delta p = p_1 - p_2$– изменение давления вдоль трубопровода на рассматриваемом участке, $p_{\text{ср}} = \frac{p_1 + p_2}{2}$ – среднее значение давления на этом участке.

Сжимаемостью газа обычно пренебрегают, если скорость его движения менее четверти скорости звука (υ < 0,25 $\upsilon_{зв}$). Например, для воздуха при обычных (20^0C) температурах υ< 85 м/с. В системах вентиляции, в некоторых случаях работы установок газового тушения сжимаемостью газов можно пренебречь и считать плотность транспортируемого газа неизменной по всей длине трубопровода. Тогда расчеты воздуховодов и газопроводов принципиально не отличаются от расчетов несжимаемых жидкостей и уравнением Бернулли (6.7) можно пользоваться как и для несжимаемой жидкости без учета температурного напора.

При расчете газопроводов обычно рассматривается изменение давления, а не напора. Поэтому уравнение Бернулли преобразуем, умножив правую и левую части на ρg. С учетом того, что $\rho g \Delta h = \Delta P_n$, можно записать

$$\rho g(z_1 - z_2) + (p_1 - p_2) + \frac{\rho(V_1^2 - V_2^2)}{2} = \Delta p_{\text{п}}. \qquad (6.20)$$

В большинстве случаев изменением весового давления газа можно пренебречь, так как вследствие малой плотности газа эта величина мала по сравнению с другими членами уравнения:

$$(p_1 - p_2) + \frac{\rho\left(V_1^2 - V_2^2\right)}{2} = \Delta p_{\text{п}}. \qquad (6.21)$$

Если $d = const$, то:

$$V_1 = V_2 \text{ и } p_1 - p_2 = \Delta p_{\text{п}}. \qquad (6.22)$$

Потери давления складываются из линейных и местных:

$$\Delta p_{\text{п}} = \sum_{i=1}^{n} \Delta p_{\text{л}} + \sum_{j=1}^{m} \Delta p_{\text{м}}. \qquad (6.23)$$

где n– число линейных участков, m– число местных сопротивлений.
Формулы для определения линейных и местных потерь давления имеют вид:

$$\Delta p_{\text{л}} = \rho g h_{\text{л}} = \rho g \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g},$$

или:

$$\Delta p_{\text{л}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{c\upsilon^2}{2}. \qquad (6.24)$$

или:

$$\Delta p_{\text{м}} = \zeta \frac{\rho V^2}{2}. \qquad (6.25)$$

Величина $\frac{\rho V^2}{2}$ называется ***динамическим давлением***.

Средняя плотность газа определяется по среднему давлению $\frac{p_1 + p_2}{2}$ из уравнения состояния (6.4). Формулы (6.21) – (6.25) идентичны формулам для несжимаемой жидкости. Коэффициенты λ и ζв формулах (6.24) и (6.25) определяются по тем же формулам и таблицам, что и для несжимаемой жидкости. При этом надо помнить, что эти коэффициенты зависят от режима движения, определяемого числом Рейнольдса:

$$Re = {Vd}/{\nu},$$

где V – скорость газа, м/с, ν– кинематическая вязкость газа, м^2/с.

6.2.2. Расчет газопроводов при больших перепадах давления

При расчете длинных газопроводов и при высоких скоростях течения газа имеют место значительные перепады давления ($\Delta p/p_{ср} > 0{,}05$). В этом случае наблюдается заметное изменение плотности движущегося газа, что приводит даже при постоянном сечении трубопровода к возрастанию

скорости течения к концу газопровода. Такая ситуация бывает в установках газового пожаротушения.

Исходным уравнением для расчета газопроводов будет уравнение Бернулли в дифференциальной форме (6.2), в котором введены средняя скорость и член, учитывающий линейные потери:

$$dz + \frac{dp}{cg} + \frac{dv^2}{2g} + \lambda\frac{dx}{D}\frac{v^2}{2g} = 0. \qquad (6.26)$$

Здесь dx– участок трубопровода бесконечно малой длины, D– внутренний диаметр трубопровода.

Рассмотрим случай, когда изменением z и скоростного напора можно пренебречь, тогда:

$$\frac{dp}{\rho g} = -\lambda\frac{dx}{D}\frac{V^2}{2g}. \qquad (6.27)$$

В соответствии с уравнением (6.1):

$$V = \frac{m}{\rho\omega} \qquad (6.28)$$

Подставляя уравнение (6.28) в уравнение (6.26), получаем:

$$\frac{dp}{\rho g} = -\lambda\frac{dx}{D}\frac{m^2}{2g\rho^2\omega^2}.$$

или

$$\rho dp = -\frac{\lambda}{D}\frac{m^2}{2\omega^2}dx. \qquad (6.29)$$

При политропическом процессе изменения состояния газа с учетом уравнения (6.6) будем иметь:

$$\rho_1\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}dp = -\frac{\lambda}{D}\frac{m^2}{2\omega^2}dx.$$

Рассмотрим случай, когда линейный коэффициент гидравлического сопротивления вдоль трубопровода имеет одно и то же значение.

Интегрируя в пределах от p_1 до p_2 (где p_2– давление в конце трубопровода длиной l) и от 0 до l получим:

$$\frac{\rho_1}{p_1^{\frac{1}{n}}}\int_{p_1}^{p_2} p^{\frac{1}{n}}dp = -\frac{\lambda}{D}\frac{m^2}{2\omega^2}\int_0^l dx,$$

$$\frac{\rho_1}{p_1^{\frac{1}{n}}}\frac{n}{n+1}\left(p_1^{\frac{(n+1)}{n}} - p_2^{\frac{(n+1)}{n}}\right) = \frac{\lambda}{D}\frac{m^2}{2\omega^2}.$$

После преобразований выражение для массового расхода газа, примет вид:

$$m = \sqrt{\frac{\pi^2 D^2}{8\lambda \ell} \cdot \frac{n}{n+1} \cdot \frac{p_1^2}{RT_1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{(n+1)}{n}}\right]} \qquad (6.30)$$

Если трубопровод имеет тепловую изоляцию, то показатель политропы следует заменить на показатель адиабаты ($n = k$).

Для трубопроводов без тепловой изоляции при наличии теплообмена между газом и окружающей средой температура газа может практически сохраняться постоянной по всей длине газопровода, равной температуре окружающей среды.

Учитывая связь между кинематической и динамической вязкостью (1.1), число Рейнольдса можно записать:

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho V D}{\mu}.$$

Как следует из части 1, при постоянной температуре динамическая вязкость сохраняется неизменной. Из уравнения неразрывности (6.1) следует, что произведение $\rho V = const$ для трубопровода постоянного сечения, следовательно, при изотермическом процессе остается постоянным и число Рейнольдса. А это значит, что величина коэффициента гидравлического трения остается постоянной.

Таким образом, предположение, что $\lambda = const$ точно выполняется только для изотермического течения газа.

Для изотермического процесса $n = 1$ и формулу (6.30) можно привести к виду:

$$m^2 = \frac{\pi^2 D^5}{16\lambda l} \frac{p_1^2 - p_2^2}{RT}. \qquad (6.31)$$

Таким образом, расчет газопроводов при больших перепадах давления сводится обычно к определению их пропускной способности и формулы (6.30) и (6.31) – основные расчетные формулы для определения массового расхода при заданных диаметре трубопровода и перепаде давления. Эти формулы могут служить также и для определения диаметра трубопровода при заданном массовом расходе газа и перепаде давления.

При дозвуковых скоростях течения линейный коэффициент гидравлического сопротивления можно определить по формулам для капельной жидкости.

Например, в случае ламинарного режима движения:

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}} = \frac{64\mu}{VD\rho}.$$

Если течение изотермическое, то формулу (6.31) можно преобразовать следующим образом:

$$m^2 = \frac{\pi^2 D^5 VD\rho}{16l64\mu} \frac{p_1^2 - p_2^2}{RT} = \frac{\pi D^4 m}{256\mu l} \frac{p_1^2 - p_2^2}{RT},$$

или

$$m = \frac{\pi D^4}{256\mu l}\frac{(p_1^2 - p_2^2)}{RT}. \qquad (6.32)$$

Подчеркнем, что формула (6.32) справедлива только для ламинарного режима движения при постоянной температуре газа.

6.2.3. Истечение газов из отверстий

Рассмотрим истечение газа из резервуара при постоянном давлении через небольшое отверстие. Прежде всего определим скорость истечения.

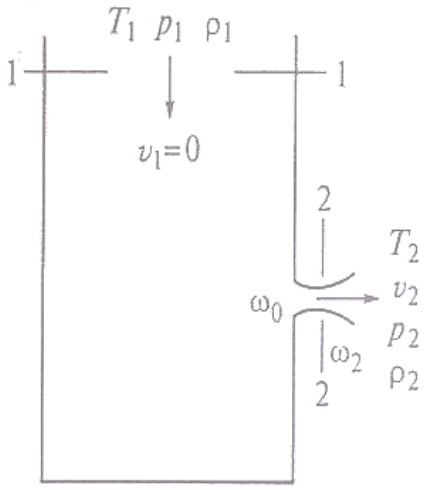


Рис. 6.1.

Предположим, что внутри сосуда (рис. 6.1) в сечении 1 — 1 давление будет p_1,плотность газа ρ_1, температура его T_1, а у выхода из отверстия в сечении 2 — 2 соответственно p_2, ρ_2 и T_2. Скорость газа на выходе из отверстия v_2, а внутри сосуда $\upsilon_1 \approx 0$.

Процесс истечения газа с термодинамической точки зрения можно считать адиабатическим, так как на весьма коротком пути от резервуара до сечения 2 — 2 влиянием теплообмена между выходящими газом и внешним пространством можно пренебречь (нет ни отвода, ни подвода тепла).

Запишем уравнение Бернулли (при адиабатическом процессе) для сечений 1 — 1 и 2 — 2, временно пренебрегая потерями,

$$z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = z_2\frac{v_2^2}{2g} - \frac{n}{n-1}\frac{p_1}{\rho g}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]. \qquad (6.33)$$

Пренебрегая разностью отметок и скоростью подхода v_1и решая относительно скорости v_2, получим:

$$v_2 = \sqrt{2\,\frac{n}{n-1}\frac{p_1}{\rho_1}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]}. \qquad (6.34)$$

Это есть формула Сен-Венана для скорости истечения. Из формулы (6.34) после преобразований имеем

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = 1 - \frac{v_2^2}{2}\frac{n-1}{n}\frac{\rho_1}{p_1},$$

и, наконец,

$$p_2 = p_1\left(1 - \frac{v_2^2}{2}\frac{n-1}{n}\frac{\rho_1}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}. \qquad (6.35)$$

Разложив выражение в скобках по формуле бинома Ньютона, и оставив только три первых члена разложения, получим

$$\left(1 - \frac{v_2^2}{2}\frac{n-1}{n}\frac{\rho_1}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = 1 - \frac{v_2^2}{2}\frac{\rho_1}{p_1} + \frac{1}{2n}\left(\frac{v_2^2}{2}\frac{\rho_1}{p_1}\right)^2.$$

Тогда:

$$p_1 - p_2 = \rho_1\frac{v_2^2}{2}\left(1 - \frac{v_2^2}{4n}\frac{\rho_1}{p_1}\right).$$

Известно, что $np_1/\rho_1 = c_1^2$, где c_1— скорость звука в покоящемся газе. Тогда

$$p_1 - p_2 = \rho_1\frac{v_2^2}{2}\left(1 - \frac{v_2^2}{4c_1^2}\right),$$

решая относительно скорости v_2, получим

$$v_2 = \sqrt{2\ \frac{p_1 - p_2}{\rho_1} / \left(1 - \frac{v_2^2}{4c_1^2}\right)}. \qquad (6.36)$$

Во всех случаях, когда отношение $v_2/2c_1$значительно меньше 1, т.е. при $v_2 << c_1$ этим отношением можно пренебречь, тогда скорость следует определять по формуле:

$$v_2 = \sqrt{2\ \frac{p_1 - p_2}{\rho_1}}, \qquad (6.37)$$

полученной ранее для теоретической скорости истечения капельной жидкости.

Исходя из уравнения (6.33), находим весовой расход вытекающего газа (пренебрегая сжатием струи):

$$G = \rho_2 g\omega v_2 = \rho_2 g\omega\sqrt{2\ \frac{n}{n-1}\frac{p_1}{\rho_1}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]},$$

где ω — площадь сечения отверстия.

Учитывая, что $\rho_2 = \rho_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$, имеем

$$G = \rho_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}\omega\sqrt{2\ \frac{n}{n-1}\frac{p_1}{\rho_1}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]}$$

или

$$G = \omega\sqrt{2\ \frac{n}{n-1}p_1\rho_1\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n+1}{n}}\right]}. \qquad (6.38)$$

Влияние сжатия струи, скорости подхода газа и других факторов учитывается, как и для истечения капельной жидкости, введением коэффициента расхода μ, и тогда получим:

$$G = \mu\omega \sqrt{2 \frac{n}{n-1} p_1 \rho_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n+1}{n}} \right]}. \qquad (6.39)$$

Так же как в случае истечения несжимаемых жидкостей, коэффициент расхода может зависеть от числа Рейнольдса, а при истечении из отверстий, сечение которых со соизмеримо с сечением резервуара Ω, также от отношения этих площадей, т.е. $\mu = f(Re; \omega/\Omega)$.

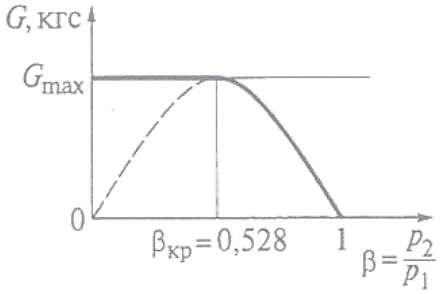


Рис. 6.2. Зависимость $G = f(\beta)$

Исследуем полученную формулу (6.38). При заданных ω_1, p_1, ρ_1 весовой расход зависит от давления среды, куда происходит истечение, а следовательно, от величины отношения $\beta = p_2/p_1$. При $\beta = 0$ $G = 0$. При $\beta = 1$ $G = 0$. Это означает, что G достигает максимального значения при некотором значении $\beta_{кр}$, называемом критическим. Зависимость $G = f(\beta)$ показана на рис. 6.2.

Для определения $\beta_{кр}$ находим производную $\frac{dG}{d\beta}$ и приравниваем ее к нулю:

$$\frac{dG}{d\beta} = \frac{\omega}{2} \frac{\sqrt{2\frac{n}{n-1} p_1 \rho_1} \left(\frac{2}{n} \beta^{\frac{2-n}{n}} - \frac{n+1}{n} \beta^{\frac{1}{n}} \right)}{\sqrt{\beta^{\frac{2}{n}} - \beta^{\frac{n+1}{n}}}},$$

откуда:

$$\frac{2}{n} \beta_{кр}^{\frac{2-n}{n}} = \frac{n+1}{n} \beta_{кр}^{\frac{1}{n}}$$

или

$$\beta_{кр} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{кр} = \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n}{n-1}}. \qquad (6.40)$$

То, что функция в скобках действительно имеет максимум при $p_2 = p_{кр}$ устанавливаем, взяв ее вторую производную и определив, что она меньше нуля. Для воздуха $n = 1{,}405$ и формула (6.40) принимает вид:

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{2{,}41}\right)^{\frac{1{,}41}{0{,}41}} = 0{,}528 \approx 0{,}53,$$

иными словами, критическое давление равно примерно половине давления в резервуаре.

6.2.3. ЗАДАЧИ

1. По воздуховоду d = 400 мм системы вентиляции поступает воздух со скоростью υ = 15 м/с. Температура воздуха 20 ºС, давление близко к атмосферному. Определить массовый расход воздуха.

Ответ: 2,2 кг/с.

Указание. Значение газовой постоянной для воздуха R = 287 Дж/ (кг·К).

2. Определить требуемое давление на входе в воздуховод длиной 100 м, диаметром 1 м с шероховатостью стенок Δ = 1 мм, если подача воздуха должна быть 15,7 м^3/с. Выход в большой объем ξ = 1. Температура воздуха 20 ºС.

Значение коэффициента динамической вязкости сухого воздуха при атмосферном давлении и t = 20 ºС равно $\mu = 18{,}1\cdot10^{-6}$ Па·с, а плотности ρ = 1,205 кг/м^3.

Решение. В системах вентиляции перепады давления обычно малы, и поэтому предположим, что $\frac{p_1 - p_2}{p_1} \le 0{,}05$.

Определяем среднюю скорость движения воздуха на выходе из воздуховода:

$$v = \frac{Q}{\omega} = \frac{15.7}{0.785\cdot1^2} = 20\ \text{м/с}, \text{где} \omega = \frac{\pi d^2}{4} = 0.785 d^2.$$

Находим число Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = \frac{Vd}{\nu} = \frac{\rho V d}{\mu},\ \mathrm{Re} = \frac{1{,}205\cdot 20\cdot 1}{18{,}1\cdot10^{-6}} = 1{,}33\cdot10^{6},$$

$$\mathrm{Re}\frac{\Delta}{d} = 1{,}33\cdot10^{-6}\frac{1\cdot10^{-3}}{1} = 1{,}33\cdot10^{3}.$$

Так как $\mathrm{Re}\frac{\Delta}{d} > 500,$ то воздуховод работает в квадратичной области сопротивления и λследует определить по формуле Шифринсона:

$$\lambda = 0.11\left(\frac{\Delta}{d}\right)^{0.25} = 0.11\left(\frac{0.001}{1}\right)^{0.25} = 0.0196$$

Определяем потери давления в воздуховоде:

$$\Delta p_{\text{л}} = \lambda\frac{\iota}{d}\cdot\frac{\rho V^2}{2} = 0{,}0196\frac{100}{1}\cdot\frac{1{,}205\cdot20^2}{2} = 472\ \text{Па}.$$

Потери давления на выходе (местное):

$$\Delta p_{\text{м}} = \xi\frac{\rho V^2}{2} = 1\frac{1{,}205\cdot20^2}{2} = 241\ \text{Па}.$$

Общие потери давления

$$\Delta p = \Delta p_{\text{л}} + \Delta p_{\text{м}} = 472 + 241 = 713\ \text{Па}.$$

Это избыточное давление и должен обеспечить вентилятор. Так как $\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$, то $p_{\text{вх}} = p_{\text{вых}} + \Delta p$.

По условию задачи $p_{\text{вых}} = 9{,}8\cdot10^4$Па, т.е. атмосферное давление.

Требуемое абсолютное давление на входе в воздуховод будет равно
$p_1 = 9{,}8 \cdot 10^4 + 713 = 9{,}87 \cdot 10^4 = 98{,}7$ кПа.

Тогда: $\frac{p_1 - p_2}{p_1} = \frac{0{,}7}{98{,}7} = 0{,}007 < 0{,}05$,

и сделанное в задаче предположение о малом перепаде давления выполняется.
Ответ: 936 Па.

3. Какое давление должен обеспечить вентилятор, чтобы подать 2 м^3/с воздуха при температуре 20 ºС по воздуховоду длиной 300 м, диаметром 500 мм, с шероховатостью стенки Δ = 0,1 мм. Воздуховод имеет 4 поворота под углом 90º. Давление на выходе из воздуховода атмосферное.
Указание. Местные коэффициенты сопротивлений поворотов и выхода (см. табл. 3.1). Плотность и коэффициент динамической вязкости воздуха приведены в задаче 2.
Ответ: 936 Па

4. По трубопроводу диаметром 100 мм, длиной 200 м подается сжатый азот при избыточном давлении 1 МПа и температуре 25 ºС, постоянной по длине трубопровода. Определить массовый расход азота, если избыточное давление в конце трубопровода должно быть 0,5 МПа. Коэффициент динамической вязкости азота 17,8 $\cdot 10^{-6}$ кг/(м·с), значение газовой постояннойR = 296,8 Дж/(кг·К). Труба бесшовная стальная, после нескольких лет эксплуатации.
Ответ: 3,6 кг/с.

5. Как изменится массовый расход азота в задаче 4, если трубопровод теплоизолирован (процесс адиабатный). Показатель адиабаты К = 1,4.
Ответ: 2,63 кг/с.

6. Определить расход азота в газопроводе, состоящем из последовательно соединенных стальных трубопроводов диаметром d_1= 150 мм, d_2=100 мм, d_3=50 мм.
Длина трубопроводов l_1 = 250 м, l_2 = 100м,l_3 = 50 м.
Абсолютное давление в начальном сечении p_1 = 2 мПа; общий перепад давленияΔp = 0,4 мПа.
Температура газа 25 ºС и по длине трубопровода не меняется. μ, R, Δ – см. задачу 4.
Ответ: 0,57 кг/с.

7. Определить диаметр трубопровода установки газового пожаротушения, если должна быть обеспечена подача $Q_т$ = 2,5 кг/с азота при избыточном давлении 0,5 МПа.
Избыточное давление в начале трубопровода поддерживается 0,7 МПа, а его длина l = 80 м. Температура газа постоянна и равна 25 ºС. μ, R, Δ – см. задачу 4.
Указание. Для решения задачи использовать метод последовательных приближений. В первом приближении принять λ = 0,02.
*Ответ:*90 мм.

8. Какое давление должно быть в начале линии подачи 10 кг/с двуокиси углерода, если избыточное давление в конце линии необходимо поддерживать 0,3 МПа? Длина линии 120 м, а диаметр 200 мм. Температура трубопровода постоянна и равна 20 ºС. Коэффициент динамической вязкости двуокиси углерода $\mu = 15 \cdot 10^{-6}$кг/(м·с), значение газовой постояннойR = 189,9 Дж/(кг·К). Трубопровод новый, стальной, сварной.

Ответ: 0,5 мПа

9. Определить массовый расход двуокиси углерода в установке пожаротушения, если манометр в начале магистральной линии показывает 10 атм, а в конце 4 атм. Длина линии 50 м, диаметр 50 мм. Температура трубопровода постоянна и равна 20 ºС. Значения μ, R, Δ принять такими же, как и в задаче 8.

Ответ: 1,55 кг/с.

10. Как изменится расход в задаче 9, если трубопровод теплоизолирован (процесс адиабатный). Показатель адиабаты κ = 1,3.

Ответ: уменьшится в 1,36 раза (1,14 кг/с).

6.4. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ФУНКЦИИ

При рассмотрении течения струйки газа удобно пользоваться параметрами изоэнтропийно заторможенного потока или параметрами торможения.
Параметры движущегося потока (T, P, ρ) связаны с параметрами торможения (T^*, P^*, ρ^*) формулами адиабаты Пуассона

$$\frac{p}{p^*} = \left(\frac{T}{T^*}\right)^{\frac{k}{k-1}}; \frac{\rho}{\rho^*} = \left(\frac{p}{p^*}\right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{T}{T^*}\right)^{\frac{k}{k-1}} \qquad (6.41)$$

Следует заметить, что давление и температуру торможения в данной точке потока можно измерить, помещая в поток приемник полного давления в виде трубки Пито с расположенной в ней термопарой. В приемнике трубки Пито газ находится в неподвижном состоянии (манометр измерит p^*), и если не учитывать теплоотдачу газа через стенки трубки, то термопара практически измерит температуру T^* изоэнтропийно заторможенного потока.
Расчет параметров потока в ряде случаев удобно вести с помощью так называемых газодинамических функций, которые связывают термодинамические параметры с приведенной скоростью потока $\lambda_{пр} = \upsilon/a_{кр}$, т.е. с отношением действительной скорости в данной точке к критической. Приведенная скорость $\lambda_{пр}$в данном газе однозначно связана с числом маха $M = \upsilon/a$. Для получения такой связи рассмотрим уравнение Бернулли в виде:

$$\frac{v^2}{2} + \frac{a^2}{k-1} = \frac{k+1}{2(k-1)} a_{кр}^2,$$

и разделим это уравнение на его правую часть.
Тогда после несложных преобразований получим:

$$\frac{k-1}{k+1}\lambda_{пр}^2 + \frac{2}{k+1}\frac{\lambda_{пр}^2}{M^2} = 1,$$

или:

$$\lambda_{пр}^2 = \frac{1}{\frac{k-1}{k+1} + \frac{2}{k+1}\frac{\lambda^2}{M^2}} \qquad (6.42)$$

Анализ формулы (6.42) показывает, что при $M = 1$, $\lambda_{пр} = 1$; при $M = 0$, $\lambda_{пр} = 0$; а при $M \to \infty$, $\lambda_{пр} \to \sqrt{k+1/k-1} = \lambda_{пр.max}$.

Газодинамическая функция температуры

Уравнение Бернулли для газа имеет вид:

$$\frac{v^2}{2} + \frac{k}{k-1}RT = \frac{k}{k-1}RT^* = \frac{k+1}{2(k-1)}a_{кр}^2.$$

Разделив левую часть выражения на правую в соответствующих формах записи, получим:

$$\frac{k-1}{k+1}\lambda_{пр}^2 + \frac{T}{T^*} = 1.$$

Отсюда найдем:

$$\frac{T}{T^*} = 1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_{\text{пр}}^2 = \tau\left(\lambda_{\text{пр}}, K\right), \qquad (6.43)$$

где $\tau(\lambda_{пр},K)$ — газодинамическая функция температуры. Статическая температура газа T определяется теперь по формуле:

$$T = T^*\tau\left(\lambda_{пр}, K\right) \qquad (6.44)$$

Газодинамическая функция давления

Так как торможение газа предполагается изоэнтропийным, то:

$$\frac{p}{p^*} = \left(\frac{T}{T^*}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_{пр}^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = \pi\left(\lambda_{пр}, K\right), \qquad (6.45)$$

где π ($\lambda_{\text{пр}}$, К) — газодинамическая функция давления.

Статическое давление p газа определяют по формуле:

$$P = p^*\pi\ (\lambda_{пр},\ K). \qquad (6.46)$$

Газодинамическая функция плотности

Для изоэнтропийного торможения получим:

$$\frac{\text{p}}{\text{p}^*} = \left(\frac{\text{T}}{\text{T}^*}\right)^{\frac{\text{k}}{\text{k}-1}} = \left(1 - \frac{\text{k}-1}{\text{k}+1}\lambda_{\text{пр}}^2\right)^{\frac{\text{k}}{\text{k}-1}} = \varepsilon\left(\lambda_{\text{пр}}, \text{K}\right), \qquad (6.47)$$

где $\varepsilon\ (\lambda_{пр},K)$ — газодинамическая функция плотности.

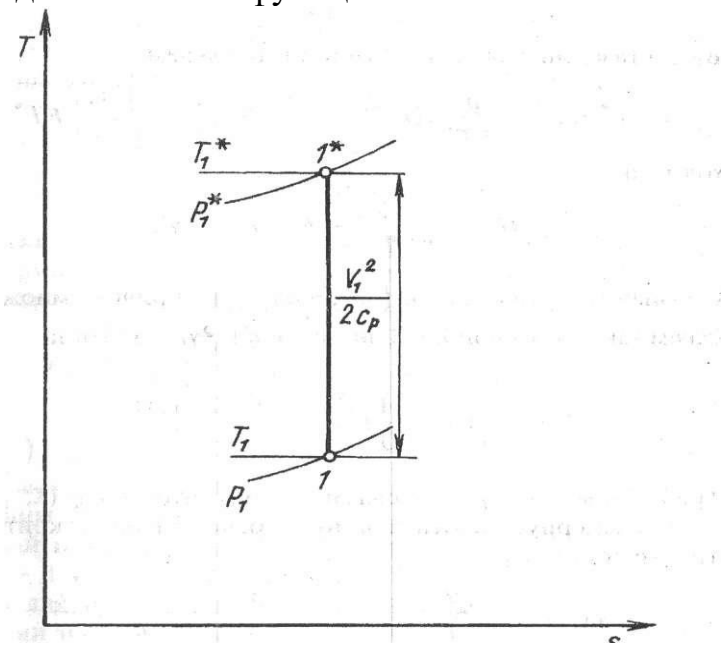


Рис. 6.3.Статические и заторможенные параметры потока в Т—s—диаграмме

Плотность газа ρ находят по формуле $\rho = \rho^* \varepsilon (\lambda_{пр}, K)$.
Изображение статических и заторможенных параметров потока в T—s-диаграмме приведено на рис. 6.3.

Газодинамическая функция расхода

Расход газа через любое поперечное сечение канала выражается следующим образом:

$$G = \rho v A.$$

Вводя газодинамические функции, получаем:

$$\rho = \rho^* \varepsilon(\lambda_{пр}, k) = \frac{p^*}{RT^*} \varepsilon(\lambda_{пр}, k); v = \lambda_{пр} a_{кр} = \lambda_{пр} \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*},$$

расход газа

$$G = \frac{p^*}{RT^*} \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*} A \lambda_{\text{пр}} \varepsilon(\lambda_{пр}, k) \quad (6.48)$$

Обозначим функцию $\lambda\varepsilon(\lambda_{пр}, K) = nq(\lambda пр., K)$, причем множитель n подберем так, чтобы при $\lambda_{пр}$=1 значение $q(\lambda_{пр}, K) = 1$. Тогда:

$$n = 1 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} 1^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Требование $q(1, K) = 1$ связано с тем, что под $q(\lambda_{пр}, K)$ понимают безразмерную плотность тока, отнесенную к критической плотности тока $(\rho v)_{кр}$, т.е.

$$q(\lambda_{пр}, k) = \frac{\rho v}{(\rho v)_{\text{кр}}} = \frac{\rho v}{\rho^* \left(1 - \frac{k-1}{k+1} 1^2\right)^{\frac{1}{k-1}} a_{\text{кр}}} = \frac{\varepsilon \lambda_{пр}}{n}.$$

Тогда уравнение расхода примет вид:

$$G = \sqrt{\frac{2k}{k+1}} \left(\frac{2}{k+1}\right) A \frac{p^*}{\sqrt{RT^*}} q(\lambda_{пр}, k).$$

или

$$G = \rho(k) A \frac{p^*}{\sqrt{RT^*}} q(\lambda_{пр}, k) \quad (6.49)$$

Для воздуха при k=1,4 коэффициент $\beta(k) = 0{,}6847$, при $k = 1{,}67$ $\beta(k) = 0{,}7265$
Газодинамическую функцию расхода найдем по формуле:

$$q(\lambda_{\text{пр}}, k) = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} \lambda_{\text{пр}} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{\text{пр}}^2\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (6.50)$$

Контрольные вопросы:

1. Уравнение неразрывности и уравнение Бернулли для газа.
2. Расчет трубопроводов для газа.
3. Расчет газопроводов при малых перепадах давления.
4. Расчет газопроводов при больших перепадах давления.
5. Истечение газов из отверстий.
6. Газодинамические функции.

СПРАВОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ

Таблица 1 - Плотность пресной воды при разных температурах (при атмосферном давлении)

t, °C	ρ, кг/м^3	t, °C	ρ, кг/м^3	t, °C	ρ, кг/м^3
0	999,87	40	992,24	70	977,81
4	1000	45	990,25	80	971,83
10	999,73	50	988,07	85	968,65
20	998,23	55	985,73	90	965,34
30	995,67	60	983,24	99	959,09

Таблица 2 - Среднее значение объемного модуля упругости Е воды в зависимости от температуры

t , °C	0	10	20	30
E, 10^8, Н/м^2	19,52	20,30	21,08	21,48

Таблица 3 - Значение коэффициента объемного сжатия β_p воды в функции от температуры и давления

t , °C	$\beta_p * 10^{10}$, Па$^{-1}$ при давлениях в Па				
	$5 * 10^5$	$10 * 10^5$	$20 * 10^5$	$39 * 10^5$	$78 * 10^5$
0	5,40	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	5,10	5,03	4,88	4,70
20	5,15	5,05	4,95	4,81	4,60

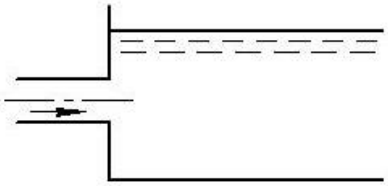
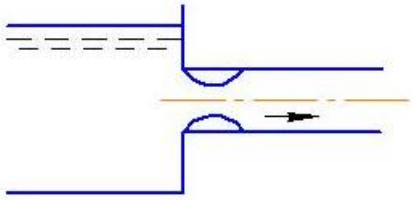
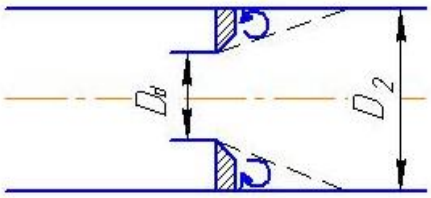
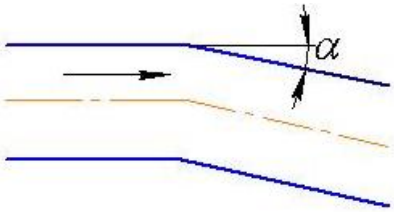
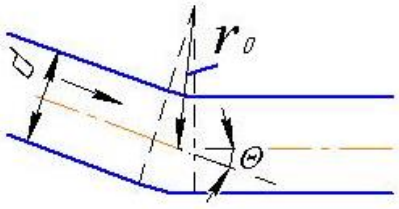
Таблица 4 - Значение коэффициента объемного температурного расширения $\beta_т$ воды в функции от температуры и давления

t , °C	$\beta_{т,,} 10^{-6}$, К$^{-1}$ при давлениях в Па			
	$1 * 10^5$	$10 * 10^5$	$20 * 10^5$	$50 * 10^5$
1-10	14	43	72	149
10-20	150	165	183	236
40-50	422	422	426	429
60-70	556	548	539	523
90-100	719	704	-	661

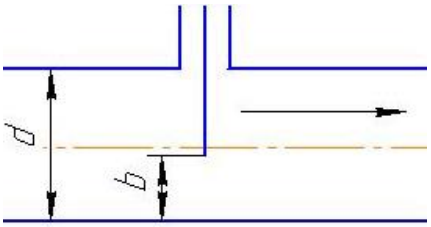
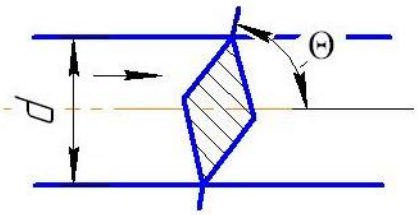
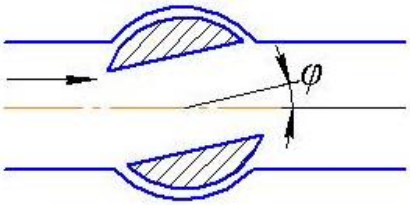
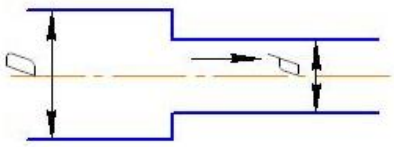
Таблица 5 - Значение кинематического коэффициента вязкости ν некоторых жидкостей при температуре 20 °C

Жидкость	ν, 10^{-6}, м^2/с	Жидкость	ν, 10^{-6}, м^2/с
Вода пресная	1,01	Масло льняное	55
Глицерин безводный	4,10	Масло минеральное	313-1450
Дизельное топливо	5,0	Ртуть	0,11

Таблица 6 - Коэффициенты местных сопротивлений

<table>
<tr><th>Схема местного сопротивления</th><th>Коэффициент местного сопротивления</th></tr>
<tr><td>1</td><td>2</td></tr>
<tr><td>Выход из трубы в резервуар под уровень
</td><td>$$\xi_{вых} = \begin{cases} 2 & при \quad \mathrm{Re} \le \mathrm{Re}_{кр} \\ 1 & при \quad \mathrm{Re} \succ \mathrm{Re}_{кр} \end{cases}$$</td></tr>
<tr><td>Вход в трубу из резервуара
</td><td>- при острых кромках $\xi_{вх}$ = 0,50;
- при закругленных кромках и плавном входе $\xi_{вх}$ = 0,20;
- при весьма плавном входе $\xi_{вх}$ = 0,05</td></tr>
<tr><td>Диафрагма в трубопроводе
</td><td>$$\xi_д = \left(\frac{D_2^2}{\varepsilon D^2 d} - 1 \right)^2$$
$$\varepsilon = 0{,}57 + \frac{0{,}043}{1{,}1 - \left(D_d / D_2 \right)^2}$$</td></tr>
<tr><td>Резкий поворот (колено) круглой трубы
</td><td><table>
<tr><td>α, град</td><td>0</td><td>30</td><td>45</td><td>60</td><td>75</td></tr>
<tr><td>ξ, кол</td><td>1</td><td>0,155</td><td>0,318</td><td>0,355</td><td>0,806</td></tr>
<tr><td>α, град</td><td>90</td><td>110</td><td>130</td><td>150</td><td>180</td></tr>
<tr><td>ξ, кол</td><td>1,19</td><td>1,87</td><td>2,6</td><td>3,2</td><td>3,6</td></tr>
</table></td></tr>
<tr><td>Плавный поворот трубы на угол Θ
</td><td>$$\xi_{пп} = \xi^1 \frac{\theta}{90^\circ}$$<table>
<tr><td>$\frac{d}{2r_0}$</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td></tr>
<tr><td>ξ^1</td><td>0,13</td><td>0,14</td><td>0,16</td><td>0,21</td><td>0,29</td></tr>
<tr><td>$\frac{d}{2r_0}$</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>0,9</td><td>1,0</td></tr>
<tr><td>ξ^1</td><td>0,44</td><td>0,66</td><td>0,98</td><td>1,41</td><td>1,98</td></tr>
</table></td></tr>
</table>

Продолжение таблицы 6

<table>
<tr><th>1</th><th>2</th></tr>
<tr><td>Простая задвижка, перекрывающая трубу

</td><td><table>
<tr><td>b/d</td><td>0.2</td><td>0.3</td><td>0.4</td><td>0.5</td></tr>
<tr><td>$\xi_з$</td><td>35.0</td><td>10.0</td><td>4.60</td><td>2.06</td></tr>
<tr><td>b/d</td><td>0.6</td><td>0.7</td><td>0.8</td><td>0.9</td></tr>
<tr><td>$\xi_з$</td><td>0.98</td><td>0.44</td><td>0.17</td><td>0.06</td></tr>
</table></td></tr>
<tr><td>Дисковый (дроссельный) затвор

</td><td><table>
<tr><td>θ</td><td>5</td><td>10</td><td>20</td><td>30</td></tr>
<tr><td>$\xi_{кр}$</td><td>-</td><td>0,52</td><td>1,54</td><td>4,50</td></tr>
<tr><td>θ</td><td>40</td><td>50</td><td>60</td><td>70</td></tr>
<tr><td>$\xi_{кр}$</td><td>11,0</td><td>29,0</td><td>108</td><td>625</td></tr>
</table></td></tr>
<tr><td>Кран

</td><td><table>
<tr><td>φ</td><td>5</td><td>15</td><td>20</td><td>35</td></tr>
<tr><td>$\xi_{кр}$</td><td>0,05</td><td>0,88</td><td>3,45</td><td>11,2</td></tr>
<tr><td>φ</td><td>40</td><td>45</td><td>50</td><td>55</td></tr>
<tr><td>$\xi_{кр}$</td><td>20,7</td><td>41</td><td>95</td><td>275</td></tr>
</table></td></tr>
<tr><td>Вентили имеют коэффициенты местного сопротивления в зависимости от их конструкции</td><td>- для вентилей с прямым затвором
$\xi_{в.п.} = 2…5$;
- для вентилей с косым затвором
$\xi_{в.к.} = 0,4…2$</td></tr>
<tr><td>Обратные клапаны в трубах с внутренним диаметром d, мм</td><td><table>
<tr><td>d</td><td>50</td><td>75</td><td>100</td><td>150</td><td>200</td></tr>
<tr><td>$\xi_{ок}$</td><td>18</td><td>11</td><td>8</td><td>6,5</td><td>5,5</td></tr>
<tr><td>d</td><td>250</td><td>300</td><td>350</td><td>400</td><td>500</td></tr>
<tr><td>$\xi_{ок}$</td><td>4,5</td><td>3,5</td><td>3,0</td><td>2,5</td><td>1,8</td></tr>
</table></td></tr>
<tr><td>Внезапное сужение

</td><td>$\xi_{в.с.} = 0,5(1-d^2/D^2)^2$</td></tr>
</table>

Баранова О.Ю.
Сушкевич А.А.
Шавалеев М.Р.

ГИДРАВЛИКА
Часть 2
ГИДРОДИНАМИКА

Методические рекомендации
по самостоятельному изучению дисциплины

В авторской редакции