

ГИДРАВЛИКА

Краткий курс лекций

для студентов 1 курса

Направление подготовки

23.03.02 Наземные транспортно-технологические комплексы

Профиль подготовки

**Сервис систем обеспечения безопасности
и природообустройства**

Саратов 2015

УДК 532.542:621.22

ББК 32.965.2

Г67

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор кафедры «Природообустройство и водопользование»

ФГБОУ ВО «Саратовский ГАУ»

А.И. Есин

Г67 **Гидравлика:** краткий курс лекций для студентов 1 курса направления подготовки 23.03.02. «Наземные транспортно-технологические комплексы» /М.П.Горбачева // ФГБОУ ВПО «Саратовский ГАУ». – Саратов, 2015. – 52 с.

Краткий курс лекций по дисциплине «Гидравлика» составлен в соответствие с программой дисциплины и предназначен для студентов направления подготовки 23.03.02. «Наземные транспортно-технологические комплексы». Краткий курс лекций содержит теоретический материал по основам гидравлики, рассмотрены разделы гидростатики, гидродинамики, гидравлического удара, истечения жидкости из отверстий и насадок. Направлен на формирование у студентов навыков участвовать в техническом обеспечении исследований и реализации их результатов. Материал ориентирован на вопросы профессиональной компетенции.

УДК 532.542:621.22

ББК 32.965.2

© Горбачева М.П., 2015

© ФГБОУ ВПО «Саратовский ГАУ», 2015

ISBN ...

Введение

Студенты по направлению подготовки 23.03.02. Наземные транспортно-технологические комплексы должны быть подготовлены к профессиональной деятельности в области ликвидации чрезвычайных ситуаций и тушения пожаров. В результате освоения дисциплины студент должен знать: законы гидростатики и гидродинамики, основные законы механики жидких и газообразных сред, модели течения жидкости; уметь подбирать гидравлическое оборудование, выбора оптимального режимы его работы, обеспечивающего качественное выполнение технологического процесса при минимуме затрат.

Тема 1

Основные понятия гидравлики. Основные законы гидростатики.

1.1. Предмет гидравлики

Гидравлика или техническая механика жидкости наука о законах равновесия и движения жидкости, о способах применения этих законов к решению задач. В гидравлике, как и в механике твердых тел, выделяют кинематику жидкости, гидростатику и гидродинамику.

Гидростатика изучает законы равновесия (покоя) жидкости.

Кинематика жидкости является разделом гидравлики, в котором движение изучается вне зависимости от действующих сил. В кинематике устанавливается связь между геометрическими характеристиками движения и временем.

Гидродинамика изучает законы движения жидкости.

1.2. Понятие жидкости.

В гидравлике принято объединять жидкости, газы и пары под единым наименованием – жидкости. Жидкостью в гидравлике называют физическое тело способное изменять свою форму при воздействии на нее сколь угодно малых сил. Способность жидкости неограниченно деформироваться под действием сколь угодно малых сил называются текучестью. Это одно из основных свойств жидкостей.

Текучесть жидкости обусловлена тем, что жидкость способна оказывать достаточно сильное противодействие сжимающим усилиям и практически не оказывает сопротивления растягивающим (сдвигающим) усилиям. Именно поэтому жидкость принимает форму сосуда, в котором заключена.

1.3. Идеальная и реальная жидкость.

В гидравлике рассматриваются макроскопические движения жидкостей, а также силовое взаимодействие с твердыми телами. При этом, как правило, размеры рассматриваемых объемов жидкостей, газов и твердых тел оказываются несопоставимо большими по сравнению с размерами молекул и межмолекулярными расстояниями. Указанные обстоятельства позволяют ввести гипотезу сплошности изучаемой среды и заменить реальные дискретные объекты упрощенными моделями, представляющими собой материальную среду, масса которой непрерывно распределена по объему. Такая идеализация упрощает реальную систему и позволяет использовать для ее описания хорошо разработанные математические исчисления бесконечно малых и теорию непрерывных функций.

Теоретические результаты, полученные для гипотетической сплошной среды, тем лучше совпадут с результатами наблюдений, чем полнее и точнее учтены в ней свойства реальных жидкостей и газов. К сожалению, идеализацию среды во многих случаях не удастся ограничить только допущением ее сплошности. Сложность изучаемых явлений заставляет отказываться от учета и некоторых других свойств реальных сред. В зависимости от тех свойств, которые приписываются гипотетической сплошной среде, получают различные ее модели.

Применяется модель идеальной жидкости, которая характеризуется

- отсутствие вязкости;
- жидкость не сжимаемая.

1.4. Физические свойства жидкости.

Жидкость обладает рядом свойств:

Текучесть проявляется в том, что жидкость в обычных условиях не выдерживает сдвигающих и растягивающих напряжений. Данное свойство сближает жидкость с газами. В гидравлике различают сжимаемые и несжимаемые жидкости

Плотность среды ρ , характеризующая массу в единице объема

$$\rho = \frac{M}{V}, \quad (1.1)$$

где M – масса тела, кг; V – объём тела, м^3 .

$$\rho_{\text{воды}} = 1000 \text{ кг} / \text{м}^3 (\text{при } t = 4^\circ \text{C})$$

$$\rho_{\text{ртуть}} = 13596 \text{ кг} / \text{м}^3 (\text{при } t = 4^\circ \text{C})$$

$$\rho_{\text{бен}} = 680 \dots 740 \text{ кг} / \text{м}^3$$

Удельный вес – отношение веса тела к его объёму

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{mg}{V} = \rho g, \quad [\text{Н/м}^3] \quad (1.2)$$

Вязкость – молекулярные движения в жидкостях обуславливают сопротивление этих сред сдвигающим усилиям.

Механизм возникновения силы сопротивления можно представить следующим образом. Слой жидкости, прилегающей к пластинке, прилипает к ней и движется вместе с пластинкой со скоростью u_0 . Вследствие молекулярных связей этот слой увлекает за собой следующий и т. д. Поскольку нижний слой примыкает к неподвижной пластинке, его скорость равна нулю. Таким образом, в жидкости возникает слоистое движение с некоторым распределением скоростей по высоте $u = f(y)$. В рассматриваемом случае распределение скоростей линейное. Вследствие действия межмолекулярных связей между движущимися слоями жидкости возникают силы вязкости или внутреннего трения. Ньютон указал на те параметры, от которых зависит величина этой силы Γ_μ . Для рассматриваемого слоистого движения

$$(1.3) \quad T_\mu = \pm \mu S \frac{du}{dy},$$

где μ – динамический коэффициент вязкости; S – площадь соприкосновения слоев; $\frac{du}{dy}$ –

градиент скорости, являющийся показателем интенсивности изменения величины скорости по нормали к ее направлению.

$$\frac{T}{S} = \tau = \pm \mu \frac{du}{dy} \quad (1.4)$$

где τ – касательное напряжение.

Касательное напряжение в жидкости зависит от относительного перемещения частиц.

Динамический коэффициент вязкости μ является основной количественной характеристикой вязкости жидкостей и газов.

Наряду с динамическим коэффициентом вязкости в гидрогазодинамике широко используют кинематический коэффициент вязкости ν , определяемый соотношением

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \quad (1.5)$$

где ρ – плотность жидкости.

Единицей измерения кинематического коэффициента вязкости служит $\text{м}^2/\text{с}$.

Сжимаемость.

Количественно сжимаемость оценивается изотермическим коэффициентом сжимаемости:

$$\chi_T = -\frac{1}{\vartheta} \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial p} \right)_T, \quad (1.6)$$

где ϑ – удельный объем, $\vartheta = 1/\rho$. Жидкости, в отличие от газов, обладают малой сжимаемостью. Коэффициент сжимаемости большинства жидкостей лежит в пределах $\chi_T = 10^{-9} \div 10^{-10} \text{ (Н/м}^2\text{)}^{-1}$. Для всех жидкостей он уменьшается с возрастанием давления и возрастает с повышением температуры.

Объем жидкостей и газов изменяется не только при изменении давления, но и при изменении температуры. Как правило, жидкости и газы расширяются с повышением температуры, а плотность их при этом уменьшается. Исключение составляет вода, плотность которой возрастает при повышении температуры от 0 до 4 °С и достигает максимума при 4 °С. Такая аномалия объясняется особенностями молекулярного строения воды.

Количественно изменение объема при изменении температуры и постоянном давлении оценивается коэффициентом теплового объемного расширения

$$\alpha_p = \frac{1}{V} \left(\frac{\Delta V}{\Delta T} \right)_p. \quad (1.7)$$

У жидкостей этот коэффициент зависит от температуры и давления, возрастая с повышением первой и уменьшаясь с увеличением второго.

1.5. Силы, действующие на жидкость.

На все физические тела, в том числе и на жидкости, обладающие массой, действуют силы. Их можно разделить на **внешние**, действующие из внешнего пространства (силы тяжести, центробежные, магнитные, давление стенок сосудов) и **внутренние**, действующие между молекулами, внутри атомов. Внутренние силы, как правило, полностью уравновешены и поэтому не входят в расчетные формулы, которые мы будем рассматривать. В дальнейшем мы будем иметь дело только с внешними силами.

Внешние силы делят на *массовые* и *поверхностные*.

Массовые силы действуют на все частицы данного тела и пропорциональна его массе. К ним относятся силы тяготения, силы инерции – действующие на жидкость при относительном ее покое. В случае однородной жидкости, т. е. жидкости, имеющей всюду одинаковую плотность, массовые силы будут пропорциональны также объему жидкости, поэтому при $\rho = \text{const}$, массовые силы можно называть объемными силами.

Поверхностные силы действуют на поверхности тела и пропорциональны его площади. К ним относятся силы воздействия на данное жидкое тело со стороны соседних объемов жидкости или соприкасающихся с данной жидкостью твердых либо газообразных тел.

Нормальные и касательные напряжения в жидкости. Следует отметить, что на жидкость в состоянии равновесия могут действовать только поверхностные силы нормальные к ее поверхности, т. е. отсутствуют какие – либо касательные силы вызывающие касательные напряжения. Касательные напряжения в жидкости могут возникать только в случае ее движения.

Давление в жидкости. Если на жидкость действует какая-то внешняя сила, то говорят, что жидкость находится под давлением. Обычно для определения давления жидкости, вызванного воздействием на нее поверхностных сил, применяется формула

$$p = \frac{F}{S} \text{ (Н/м}^2\text{) или (Па),} \quad (1.8)$$

где F - сила, действующая на жидкость, N (ньютоны);

S - площадь, на которую действует эта сила, м^2 (кв.метры).

За единицу давления в Международной системе единиц (СИ) принят паскаль - давление вызываемое силой 1 Н, равномерно распределенной по нормальной к ней поверхности площадью 1 м^2 :

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2 = 10^{-3} \text{ кПа} = 10^{-6} \text{ МПа}.$$

В технике в настоящее время продолжают применять систему единиц МКГСС, в которой за единицу давления принимается 1 кгс/м^2 .

$$1 \text{ Па} = 0,102 \text{ кгс/м}^2 \text{ или } 1 \text{ кгс/м}^2 = 9,81 \text{ Па}.$$

1.6. Гидростатическое давление и его свойства. Основной закон и основная формула гидростатики.

В гидростатике изучают жидкость, находящуюся в покое. Касательные напряжения в ней равны нулю. Считается также, что жидкость неспособна сопротивляться растягивающим усилиям. Поэтому будем считать, что в любой точке жидкости имеется только нормальное напряжение $\sigma = \sigma_n$

Гидростатическим давлением в данной точке называют скалярную величину, равную значению напряжения в рассматриваемой точке:

$$p = |\sigma|, \text{ где } |\sigma| - \text{значение напряжения.}$$

Если на жидкость действует какая-то внешняя сила, то говорят, что жидкость находится под давлением. В покоящейся жидкости всегда присутствует сила давления, которая называется гидростатическим давлением. Жидкость оказывает силовое воздействие на дно и стенки сосуда. Частицы жидкости, расположенные в верхних слоях водоема, испытывают меньшие силы сжатия, чем частицы жидкости, находящиеся у дна.

Рассмотрим абсолютный покой несжимаемой жидкости в поле силы тяжести.

$$f_x = 0;$$

$$f_y = 0;$$

$$f_z = -g.$$

Тогда уравнение Эйлера примет вид:

$$dp = -\rho g dz \quad (1.9)$$

Проинтегрировав и поделив уравнение на удельный вес γ :

$$\frac{p}{\gamma} + z = \text{const} \quad (1.10)$$

для двух точек одного и того же объема жидкости можно записать

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 - \text{основной закон гидростатики.} \quad (1.11)$$

Эта формула выражает гидростатический закон распределения давления, состоящий в том, что в тяжелой (подверженной действию силы тяжести) несжимаемой жидкости давление линейно зависит от вертикальной координаты.

Чтобы найти постоянную в уравнении надо использовать какое-нибудь граничное условие. Пусть, например, жидкость покоится в резервуаре (см. рис.2) причем на ее свободной поверхности давление равно p_0 . Выберем две точки в жидкости т. А – внутри и т. В – на поверхности. Проведём горизонтальную плоскость сравнения, от неё отчитываем координату Z .

основную формулу гидростатики

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

где величина $\rho g h$ называется весовым давлением.

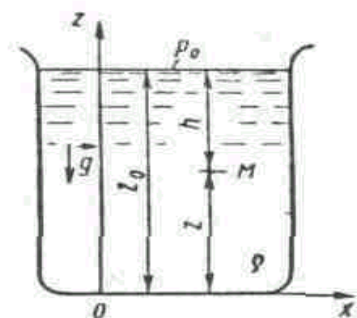


Рис. 1.1. К выводу формулы гидростатики

Манометрическое и вакуумметрическое давления. Если давление P отсчитывают от абсолютного нуля, то его называют абсолютным давлением $P_{абс.}$. Если давление отсчитывают от атмосферного, то оно называется избыточным $P_{изб.}$. Атмосферное давление постоянно $P_{ат} = 103 \text{ кПа}$.

Давление принято разделять четыре вида: абсолютное, атмосферное, избыточное и вакуумметрическое. Для измерения атмосферного давления применяют барометры, избыточного - манометры, вакуума - вакуумметры.

Вопросы для самоконтроля

1. Как вы понимаете свойство жидкости – текучесть?
2. От чего зависит вязкость жидкости?
3. При каких инженерных расчетах важно учитывать температурное расширение жидкостей?
4. Чем отличается плотность от удельного веса?
5. Какое давление называется вакуумметрическим?
6. В каких случаях возникает избыточное давление?
7. Какие приборы применяют для измерения атмосферного давления?
8. Почему атмосферное давление измеряется в миллиметрах ртутного столба?
9. В чем состоит физический смысл основного уравнения гидростатики?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Основная

1. Калицун В.И. Основы гидравлики и аэродинамики /В.И. Калицун, Е.В. Дроздов. М.: Стройиздат, 1980. – 247 с.
2. Комов В.А. Гидравлика / В.А. Комов. М.-Л.: Гос. Изд-во сельхоз. лит-ры, 1961. – 356с.
3. Лапшев Н.Н. Гидравлика: учебник/Н.Н. Лапшев. – 3-е издание – М.: Академия, 2010. - 272с. ил. (высшее профессиональное образование).

Дополнительная

1. Есин А.И. Гидравлические расчеты на ПЭВМ. Саратов: ФГОУ ВПО «Саратовский ГАУ», 2002. 116 с.
2. Калякин А.М. Физические свойства жидкостей. Метод анализа размерностей: конспект лекций /А.М. Калякин. Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2006. – 63 с. ISBN 5-7433-1642-2.

Тема 2

Основы гидродинамики.

2.1. Гидродинамические параметры потока

Причинами движения жидкости являются действующие на нее силы: объемные или массовые силы (сила тяжести, инерционные силы) и поверхностные силы (давление, трение). В отличие от гидростатики, где основной величиной, характеризующей состояние покоя жидкости, является гидростатическое давление, которое определяется только положением точки в пространстве, т.е. $p = f(x, y, z)$, в гидродинамике основными элементами, характеризующими движение жидкости, являются: гидродинамическое давление и скорость движения (течения) жидкости.

Гидродинамическое давление p – это внутреннее давление, развивающееся при движении жидкости. Скорость движения жидкости в данной точке u – это скорость перемещения находящейся в данной точке частицы жидкости, определяемая длиной пути l , пройденного этой частицей за единицу времени t .

В общем случае основные элементы движения жидкости p и u для данной точки зависят от ее положения в пространстве (координат точки) и могут изменяться во времени. Аналитически это положение гидродинамики записывается так:

$$p = f_1(x, y, z, t),$$

$$u = f_2(x, y, z, t).$$

Задачей гидродинамики и является определение основных элементов движения жидкости p и u , установление взаимосвязи между ними и законов изменения их при различных случаях движения жидкости.

2.2. Метод Эйлера

Трудность изучения законов движения жидкости обуславливается самой природой жидкости и особенно сложностью учета касательных напряжений, возникающих вследствие наличия сил трения между частицами. Поэтому изучение гидродинамики, по предложению Л. Эйлера, удобнее начинать с рассмотрения невязкой (идеальной) жидкости, т. е. без учета сил трения, внося затем уточнения в полученные уравнения для учета сил трения реальных жидкостей.

Существует два метода изучения движения жидкости: метод Ж. Лагранжа и метод Л. Эйлера. **Метод Лагранжа** заключается в рассмотрении движения каждой частицы жидкости, т. е. траектории их движения. Из-за значительной трудоемкости этот метод не получил широкого распространения.

Метод Эйлера заключается в рассмотрении всей картины движения жидкости в различных точках пространства в данный момент времени. Этот метод позволяет определить скорость движения жидкости в любой точке пространства в любой момент времени, т. е. характеризуется построением поля скоростей и поэтому широко применяется при изучении движения жидкости. Недостаток метода Эйлера в том, что при рассмотрении поля скоростей не изучается траектория отдельных частиц жидкости.

При перемещении жидкости силу давления, отнесенную к единице площади, рассматривают как напряжение гидродинамического давления, подобно напряжению гидростатического давления при равновесии жидкости. Как и в гидростатике, вместо термина «напряжение давления» используют выражение «гидродинамическое давление», или просто «давление». По характеру изменения скоростей во времени движение жидкости бывает установившееся и неустановившееся.

Суть другого метода, метода Эйлера заключается в том, что движение жидкости подменяется изменением поля скоростей. Под полем скоростей понимают некоторую достаточно большую совокупность точек бесконечного пространства занятого движущейся жидкостью, когда в каждой точке пространства в каждый момент времени находится частица жидкости с определённой скоростью (вектором скорости). Припишем неподвижным точкам пространства скорость частиц жидкости, которые в данный момент времени находятся в этих точках. Поскольку пространство бесконечно и непрерывно, то мы имеем массив данных о скоростях достаточно полный, чтобы определить (задать) поле в каждой его точке. Условно, нос достаточной точностью такое поле можно считать непрерывным.

Несмотря на то, что исходные условия создания модели движущейся жидкости довольно сложные, тем не менее, метод Эйлера весьма удобен для расчётов.

2.3. Гидравлическая классификация движений жидкости

Установившимся стационарным движением жидкости называется такое движение, при котором в каждой данной точке основные элементы движения жидкости – скорость движения u и гидродинамическое давление p не изменяются с течением времени, т.е. зависят только от координат точки. Аналитически это условие запишется так:

$$u = f_1(x, y, z) \text{ и } p = f_2(x, y, z).$$

Неустановившимся (нестационарным) движением жидкости называется такое движение, при котором в каждой данной точке основные элементы движения жидкости – скорость движения u и гидродинамическое давление p – постоянно изменяются, т.е. зависят не только от положения точки в пространстве, но и от времени t . Аналитически это условие запишется так:

$$u = f_1(x, y, z, t) \text{ и } p = f_2(x, y, z, t).$$

Примером установившегося движения может быть: движение жидкости в канале, в реке при неизменных глубинах, истечение жидкости из резервуара при постоянном уровне жидкости в нем и др. Неустановившееся движение – это движение жидкости в канале или реке при переменном уровне или при опорожнении резервуара, когда уровень жидкости в нем непрерывно изменяется.

Установившееся движение в свою очередь подразделяется на равномерное и неравномерное.

Равномерным называется такое установившееся движение, при котором живые сечения вдоль потока не изменяются: в этом случае $s = const$; средние скорости по длине потока также не изменяются, т.е. $v = const$. Примером равномерного движения является: движение жидкости в цилиндрической трубе, в канале постоянного сечения при одинаковых глубинах.

Установившееся движение называется *неравномерным*, когда распределение скоростей в различных поперечных сечениях неодинаково; при этом средняя скорость и площадь поперечного сечения потока могут быть и постоянными вдоль потока. Примером неравномерного движения может быть движение жидкости в конической трубе или в речном русле переменной ширины.

Напорным называется движение жидкости, при котором поток полностью заключен в твердые стенки и не имеет свободной поверхности. Напорное движение происходит вследствие разности давлений и под действием силы тяжести. Примером напорного движения является движение жидкости в замкнутых трубопроводах (например, в водопроводных трубах).

Безнапорным называется движение жидкости, при котором поток имеет свободную поверхность. Примером безнапорного движения может быть: движение жидкости в реках, каналах, канализационных и дренажных трубах. Безнапорное движение происходит под действием силы тяжести и за счет начальной скорости. Обычно на поверхности безнапорного потока давление атмосферное.

Следует отметить еще один вид движения: свободную струю. *Свободной струей* называется поток, не ограниченный твердыми стенками. Примером может служить движение жидкости из пожарного брандспойта, гидромонитора, водопроводного крана, из отверстия резервуара и т. п. В этом случае движение жидкости происходит по инерции (т. е. за счет начальной скорости) и под действием силы тяжести.

Для упрощения выводов, связанных с изучением потока жидкости, вводится понятие о *плавно изменяющемся* движении жидкости.

Плавно изменяющимся называется такое движение жидкости, при котором кривизна струек незначительна (равна нулю или близка к нулю) и угол расхождения между струйками весьма мал (равен нулю или близок к нулю), т. е. практически поток жидкости мало отличается от параллельно-струйного. Это предположение вполне оправдывается при изучении многих случаев движения жидкости в каналах, трубах и других сооружениях.

Отметим следующие свойства потока при плавно изменяющемся движении:

1. поперечные сечения потока плоские, нормальные к оси потока;
2. распределение гидродинамических давлений по сечению потока подчиняется закону гидростатики, т.е. гидродинамические давления по высоте сечения распределяются по закону прямой. Это свойство легко можно доказать, если внутри потока выделить частицу жидкости и спроектировать все действующие на нее силы на плоскость живого сечения. Вследствие того, что скорости и ускорения в этом случае будут перпендикулярны сечению, силы инерции в уравнение не войдут; поэтому уравнение равновесия и закон распределения давления в плоскости живого сечения не будет отличаться от такового для жидкости, находящейся в покое;
3. удельная потенциальная энергия (т. е. потенциальная энергия единицы веса жидкости) по отношению к некоторой плоскости сравнения для всех точек данного сечения потока жидкости есть величина постоянная.

2.4. Струйная модель потока

Л и н и я т о к а. Если в массе движущейся жидкости в данный момент времени t взять какую-либо точку 1 (рис.2.1), то можно в этой точке построить вектор скорости u_1 , выражающий величину и направление скорости движения частицы жидкости в данной точке 1 в этот момент времени.

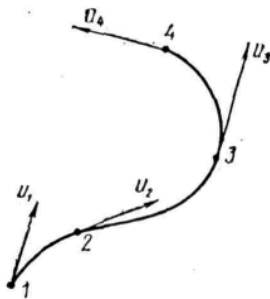


рис. 2.1

В тот же момент времени t можно взять и другие точки в движущейся жидкости, например, точки 2, 3, 4, в которых также можно построить векторы скоростей $u_2, u_3, u_4, \dots$ выражающие скорость движения других частиц жидкости в тот же момент.

Можно выбрать точки 1, 2, 3, 4, . . . и провести через них плавную кривую, к которой векторы скоростей будут всюду касательны. Эта линия и называется *линией тока*.

Таким образом, *линией тока* называется линия, проведенная через ряд точек в движущейся жидкости так, что в данный момент времени векторы скорости частиц жидкости, находящихся в этих точках, направлены по касательной к этой линии. В отличие от траектории, которая показывает путь движения одной частицы жидкости за определенный промежуток времени Δt , линия тока соединяет разные частицы и дает некоторую мгновенную характеристику движущейся жидкости в момент времени t . Через заданную точку в данный момент времени можно провести только одну линию тока.

Элементарная струйка. Если в движущейся жидкости выделить весьма малую элементарную площадку Δs , перпендикулярную направлению течения, и по контуру ее провести линии тока, то полученная поверхность называется *трубкой тока*, а совокупность линий тока, проходящих сплошь через площадку Δs , образует так называемую *элементарную струйку* (рис. 2.2).

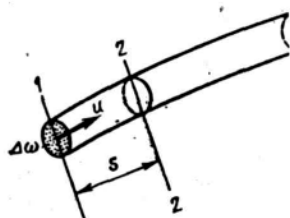


Рис. 2.2

Элементарная струйка характеризует состояние движения жидкости в данный момент времени t . При установившемся движении элементарная струйка имеет следующие свойства:

1. форма и положение элементарной струйки с течением времени остаются неизменными, так как не изменяются линии тока;
2. приток жидкости в элементарную струйку и отток из нее через боковую поверхность невозможен, так как по контуру элементарной струйки скорости направлены по касательной;
3. скорость и гидродинамическое давление во всех точках поперечного сечения элементарной струйки можно считать одинаковым ввиду малости площади Δs .

Поток. Поток характеризует совокупность элементарных струек движущейся жидкости, проходящих через площадку достаточно больших размеров, называется потоком жидкости. Поток ограничен твердыми поверхностями, по которым происходит движение жидкости (труба), и атмосферой (река, лоток, канал и т.п.).

Живое сечение потока

Живым сечением потока называется поверхность (поперечное сечение), нормальная ко всем линиям тока, его пересекающим, и лежащая внутри потока жидкости. Площадь живого сечения обозначается буквой ω . Для элементарной струйки жидкости используют понятие *живого сечения элементарной струйки* (сечение струйки, перпендикулярное линиям тока), площадь которого обозначают через $d\omega$.

2.5. Гидравлические элементы живого сечения потока

В гидравлике различают следующие элементы потока: *смоченный периметр, гидравлический радиус, расход, средняя скорость*.

Смоченный периметр потока характеризует длину линии, по которой жидкость соприкасается с поверхностями русла в данном живом сечении. Длина этой линии обозначается буквой χ . Длина свободной поверхности жидкости при определении смоченного периметра не учитывается.

В напорных потоках смоченный периметр совпадает с геометрическим периметром, так как поток жидкости соприкасается со всеми твёрдыми стенками.

Гидравлический радиус R потока характеризует отношение площади живого сечения S к смоченному периметру χ :

$$R = \frac{S}{\chi}.$$

Расход потока жидкости (расход жидкости) Q – количество жидкости, протекающей через живое сечение потока в единицу времени.

Расход жидкости измеряется обычно в $\text{м}^3/\text{с}$, $\text{дм}^3/\text{с}$ или $\text{л}/\text{с}$. Он вычисляется по формуле

$$Q = \frac{V}{t},$$

где Q – расход жидкости,

V – объём жидкости, протекающий через живое сечение потока,

t – время течения жидкости.

Средняя скорость потока жидкости V называется такая одинаковая для всех точек живого сечения скорость движения жидкости, при которой через это живое сечение проходит тот же расход Q , что и при действительных скоростях движения жидкости u .

2.6. Уравнение неразрывности в гидравлической форме

При рассмотрении движения жидкости считают, что в потоке жидкость сплошь заполняет занимаемое ею пространство без образования пустот, т.е. движение жидкости происходит неразрывно. В этом случае справедливо уравнение неразрывности движения, выводимое на основе закона сохранения массы. Получим вначале уравнение неразрывности при установившемся движении жидкости для элементарной струйки.

Пусть имеем элементарную струйку (рис. 2.3.). Возьмем сечение 1-1 с площадью ω_1 и скоростью движения частиц жидкости u_1 . Элементарный расход через сечение 1-1 равен

$$\Delta Q_1 = u_1 \omega_1.$$

Затем возьмем сечение 2-2 в этой же струйке с площадью сечения ω_2 и скоростью u_2 . Элементарный расход через сечение 2-2 равен

$$\Delta Q_2 = u_2 \omega_2.$$

Но по свойству элементарной струйки приток и отток жидкости через ее боковую поверхность невозможен; кроме того, в отсеке 1- 2, который сохраняет неизменные размеры, не образуется пустот и не происходит переуплотнений; значит количества жидкости, протекающей в единицу времени через сечения 1-1 и 2-2, должны быть одинаковы, т.е. $\Delta Q_1 = \Delta Q_2$. Принимая во внимание,

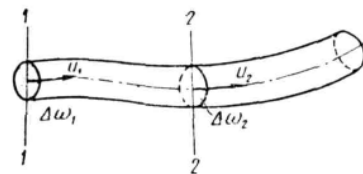


Рис. 2.3.

что сечения 1-1 и 2-2 приняты произвольно, можно в общем случае для элементарной струйки написать

$$\Delta Q_1 = \Delta Q_2 = \Delta Q_3 = \dots = \Delta Q_n = \Delta Q = \text{const} ,$$

или

$$u_1 \omega_1 = u_2 \omega_2 = u_3 \omega_3 = \dots = u_n \omega_n = \Delta Q = \text{const} .$$

Это и есть уравнение неразрывности (сплошности) для элементарной струйки, которое читается так: *элементарный расход жидкости ΔQ при установившемся движении есть величина постоянная для всей элементарной струйки.*

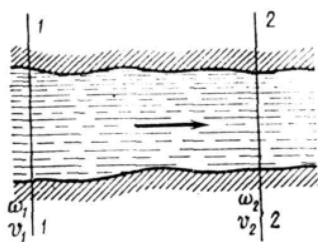


рис. 2.4.

Пусть теперь имеем поток жидкости (рис. 2.4.). Взяв в потоке два произвольных сечения 1-1 и 2-2 и представив живые сечения их состоящими из суммы элементарных струек, можно написать $Q_1 = \sum_{s_1} u_1 \omega_1$ – расход жидкости в сечении 1-1;

$$Q_2 = \sum_{s_2} u_2 \omega_2 \text{ – расход жидкости в сечении 2-2.}$$

Но поскольку скорости касательны к боковой поверхности потока, то в отсек между сечениями 1-1 и 2-2 через боковую поверхность движения жидкости не происходит; не изменяется и объем отсека. Следовательно, в отсек через сечение 1-1 поступает столько же жидкости, сколько за то же время выходит $Q_1 = Q_2$. Но так как сечения 1-1 и 2-2 взяты произвольно, то можно написать, что $Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n = Q = \text{const}$ или, выражая расход жидкости в сечениях через среднюю скорость v , получим

$$v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2 = \dots = v_n \omega_n = Q = \text{const} .$$

Это и есть *уравнение неразрывности для потока жидкости*, которое читается так: *расход жидкости через любое сечение потока при установившемся движении есть величина постоянная.* Из уравнения неразрывности для двух сечений можно написать:

$$v_1 / v_2 = \omega_2 / \omega_1 ,$$

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

Вопросы для самоконтроля

1. Что является причиной движения жидкости?
2. Как вы охарактеризуете гидродинамическое давление?
3. В чем различия стационарного и нестационарного движения жидкости?
4. Чем характеризуется напорное движение жидкости?
5. Приведите примеры безнапорного движения жидкости?

6. Что называется живым сечением потока?
7. Что такое смоченный периметр потока?
8. Что характеризует гидравлический радиус?
9. Что такое расход жидкости?
10. В чем разница между действительной и средней скоростью потока?
11. Физический смысл уравнения неразрывности для потока?

Список литературы

Основная

1. Калицун В.И. Основы гидравлики и аэродинамики /В.И. Калицун, Е.В. Дроздов. М.: Стройиздат, 1980. – 247 с.
2. Киселев П.Г. Гидравлика: Основы механики жидкости : учеб. Пособие для вузов. /П.Г. Киселев. М.: Энергия, 1980. – 360 с.
3. Комов В.А. Гидравлика / В.А. Комов. М.-Л.: Гос. Изд-во сельхоз. лит-ры, 1961. – 356с.
4. Лапшев Н.Н. Гидравлика: учебник/Н.Н. Лапшев. – 3-е издание – М.: Академия, 2010. 272с. ил. (высшее профессиональное образование).

Дополнительная

1. Калякин А.М. Физические свойства жидкостей. Метод анализа размерностей: конспект лекций /А.М. Калякин. Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2006. – 63 с. ISBN 5-7433-1642-
2. Справочник по гидравлическим расчетам. Под ред. П.Г. Киселева. Изд. 5-е. М., «Энергия», 1974. – 312с. с ил.
3. Яблонский В.С. Краткий курс технической гидромеханики: учеб. Пособие для вузов/ В.С. Яблонский. М.: Гос. Изд-во физ-мат. лит-ры, 1961. – 356 с.

Тема 3

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости.

3.1. Удельная энергия элементарной струйки .

Удельная энергия есть энергия, отнесенная к единице силы тяжести жидкости. Пусть имеем в элементарной струйке частицу массой m , которая обладает некоторой скоростью u , находится под гидродинамическим давлением p , занимает некоторый объем V и находится от произвольной плоскости сравнения $o-o$ на некоторой высоте z (рис. 3.1.). Масса частицы обладает запасом удельной потенциальной энергии E_n , которая складывается из удельных потенциальных энергий положения $E_{пол}$ и давления $E_{дав}$. В самом деле, масса жидкости, поднятая на высоту z , имеет запас потенциальной энергии, равный mgz , где g – ускорение свободного падения. Удельная потенциальная энергия положения равна потенциальной энергии, деленной на силу тяжести жидкости (mg)

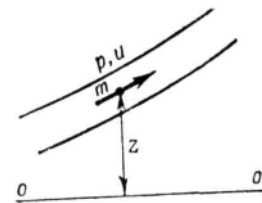


рис. 3.1.

$$E_{пол} = \frac{mgz}{mg} = z. \quad (3.1)$$

Масса жидкости занимает некоторый объем V , находящийся под давлением p . Потенциальная энергия давления равна pV . Удельная же потенциальная энергия давления равна потенциальной энергии pV , деленной на силу тяжести данного объема γV , т.е.

$$E_{дав} = \frac{pV}{\gamma V} = \frac{p}{\gamma}. \quad (3.2)$$

Полный запас удельной потенциальной энергии массы жидкости равен их сумме, т. е. $E_n = E_{дав} + E_{пол}$ и, учитывая выражения (3.1) и (3.2), напомним

$$E_n = p/\gamma + z. \quad (3.3)$$

Кроме того, масса жидкости m движется со скоростью u и обладает кинетической энергией $mu^2/2$; но сила тяжести этой массы равна mg , и удельная кинетическая энергия струйки равна

$$E_k = \frac{mu^2}{2} / mg = \frac{u^2}{2g}. \quad (3.4)$$

Складывая выражения (3.3) и (3.4), получим выражение полной удельной энергии элементарной струйки

$$E = \frac{u^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z. \quad (3.5)$$

Здесь $\frac{u^2}{2g}$ – удельная кинетическая энергия;

$\frac{p}{\gamma} + z$ – удельная потенциальная энергия давления и положения.

Полная удельная энергия потока E складывается из удельной потенциальной энергии E_{Π} и удельной кинетической энергии E_k потока.

Поток жидкости рассматривается как совокупность n элементарных струек, каждая из которых обладает своей удельной кинетической энергией $\frac{u^2}{2g}$. Эта величина различна для разных струек, образующих поток.

Определим среднее значение этой величины в сечении потока. Для этого действительные скорости элементарных струек $u_1, u_2, \dots, u_n$ заменим средней скоростью потока v ; тогда среднее значение удельной кинетической энергии потока в данном сечении равно

$$E_k = \left(\frac{u_1^2}{2g} + \frac{u_2^2}{2g} + \dots + \frac{u_n^2}{2g} \right) / n = \alpha \cdot \frac{v^2}{2g}. \quad (3.6)$$

Здесь α – коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения скоростей по сечению потока (или корректив кинетической энергии).

Безразмерный коэффициент α представляет собой отношение действительной кинетической энергии потока к кинетической энергии, вычисленной по средней скорости. На основе обработки многочисленных данных, полученных на реках и каналах, установлено, что для больших открытых потоков $\alpha \approx 1,1$. При равномерном движении в трубах и каналах практически $\alpha = 1 \div 1,5$. Складывая удельную кинетическую и удельную потенциальную энергии потока, получим формулу полной удельной энергии потока

$$E = E_k + E_{\Pi},$$

а учитывая выражения (3.5) и (3.6), имеем

$$E = \frac{\alpha v^2}{2g} + \left(\frac{p}{\gamma} + z \right), \quad (3.7)$$

т.е. полная удельная энергия потока равна сумме удельной кинетической и удельной потенциальной (давления и положения) энергий потока. Напомним, что все выводы сделаны для установившегося, плавно изменяющегося движения жидкости.

3.2. Уравнение Д.Бернулли для элементарной струйки.

Выделим в установившемся потоке реальной жидкости элементарную струйку (рис. 3.2) и определим удельную энергию жидкости в двух произвольных сечениях 1-1 и 2-2. Высоты положения центров первого и второго сечений будут соответственно z_1 и z_2 ; гидродинамическое давление в этих же точках p_1 и p_2 скорости течения – u_1 и u_2 . Тогда полная удельная энергия элементарной струйки в сечении 1-1 равна

$$e_1 = \frac{u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1$$

а в сечении 2-2.

$$e_2 = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2$$

Практически всегда $e_2 < e_1$, так как часть полной энергии затрачивается на преодоление сил сопротивления (трения) при движении жидкости от сечения 1-1 к сечению 2-2. Обозначим эти потери h_{mp} . Тогда в соответствии с законом сохранения энергии можно написать, что

$$\frac{u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_{mp}. \quad (3.8)$$

Уравнение (3.8) и есть уравнение Д. Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости при установившемся движении, которое устанавливает связь между скоростью движения, давлением в жидкости и положением точки в пространстве. Оно справедливо для любых двух сечений, так как сечения 1-1 и 2-2 были взяты произвольно.

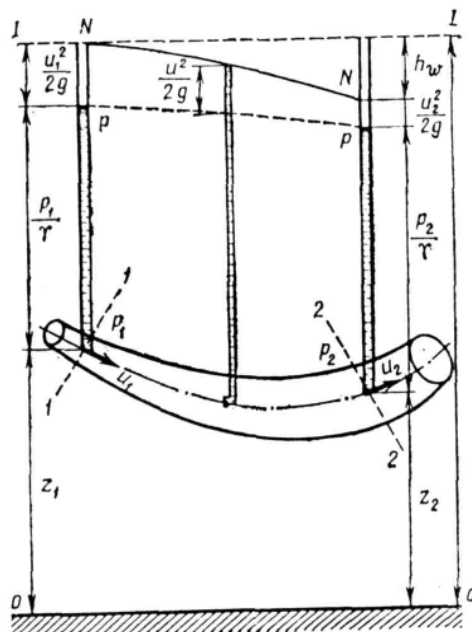


Рис.3.2

3.3. Уравнение Д.Бернулли для потока.

Рассмотрим поток при установившемся, плавно изменяющемся движении (рис. 3.3). Выберем произвольно два сечения 1-1 и 2-2, по осям которых соответственно имеем z_1 и z_2 – вертикальные координаты оси потока над произвольной плоскостью сравнения $o-o$, p_1 и p_2 гидродинамические давления, в тех же точках v_1 и v_2 – средние скорости в сечениях 1-1 и 2-2.

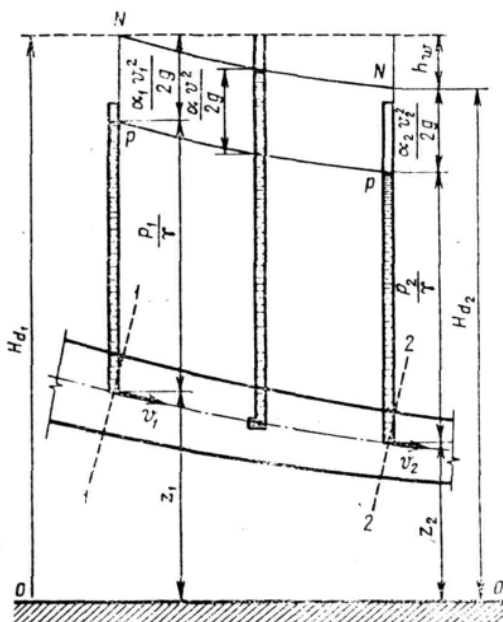


Рис.3.3.

Полную удельную энергию потока сечение 1-1 определяем по формуле:

$$E_1 = \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1,$$

сечение 2-2:

$$E_2 = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2.$$

Очевидно $E_2 < E_1$, так как часть энергии потратится на преодоление сил сопротивления (трения). Обозначим потерю энергии на этом участке – h_{mp} . Тогда можно написать, что

$E_1 = E_2 + h_{mp}$ и, подставляя значения E_1 и E_2 , получим

$$z_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_{mp}. \quad (3.9)$$

Уравнение (3.9) называется *уравнением Д. Бернулли для потока жидкости* и является основным уравнением гидродинамики; с его помощью получены многие расчетные формулы и решается ряд практических задач. Уравнение Бернулли устанавливает математическую связь между основными элементами движения жидкости, т. е. средней скоростью и гидродинамическим давлением.

3.4. Геометрический смысл уравнения Д. Бернулли.

Уравнение (3.9) можно изобразить и графически (рис. 3.3). Если соединить уровни жидкости в пьезометрах, присоединенных к нескольким сечениям, получим некоторую линию $p-p$, которая называется *пьезометрической линией* и показывает изменение удельной потенциальной энергии по длине элементарной струйки. Если соединить точки, которые в каждом сечении вертикали изображают полную удельную энергию можно получить, (о чем см. ниже), получим некоторую линию $N-N$, которая называется *напорной линией* или *линией энергии*; она показывает изменение полной удельной энергии по длине струйки. Тогда расстояние по вертикали в любом сечении между горизонтальной плоскостью $I-I$, соответствующей начальному запасу удельной энергии в первом сечении, и напорной линией $N-N$ дает величину потерь энергии h_w на преодоление сил сопротивления на участке от первого сечения до данного сечения, а расстояние между напорной и пьезометрической линиями – удельную кинетическую энергию в данном сечении $u^2/2g$.

Для идеальной жидкости, где отсутствуют силы трения, в уравнении $h_w = 0$ и уравнение Бернулли принимает вид

$$\frac{u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2. \quad (3.9.)$$

Но так как сечения 1-1 и 2-2 взяты произвольно, то в общем виде уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости записывается так:

$$\frac{u^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z = \text{const}.$$

z_1 – представляет собой нивелирную высоту, то есть расстояние от плоскости сравнения до центра тяжести сечения.

p/γ – пьезометрическая высота, то есть высота на которую поднимается жидкость под действием силы давления.

$U^2/2g$ – высота скоростного напора, высота на которую поднималась бы жидкость если бы она двигалась вертикально вверх со скоростью U .

3.5. Порядок применения для гидравлических расчетов.

С помощью уравнения Бернулли решается большинство задач практической гидравлики. Для этого выбирают два сечения по длине потока, таким образом, чтобы для одного из них были известны величины P , p , g , а для другого сечения одна или величины подлежали определе-

нию. При двух неизвестных для второго сечения используют уравнение постоянства расхода жидкости $v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2$.

Условие применения уравнения Бернулли.

Уравнение Бернулли справедливо, если:

1. скорость во времени не изменяется,
2. расход постоянный,
3. движение изменяется плавно,
4. между сечениями нет притока или стока энергии.

Вопросы для самоконтроля

1. Объясните смысл удельной энергии жидкости?
2. Из каких составляющих состоит удельная потенциальная энергия жидкости?
3. Что такое удельная кинетическая энергия жидкости?
4. Что такое потери энергии?
5. Как выглядит уравнение Д.Бернулли для потока вязкой жидкости?
6. При каких условиях возможно применение уравнения Д.Бернулли для гидравлических расчетов?
7. В чем состоит особенность применения уравнения Д. Бернулли?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Основная

1. Альтшуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика. Основы механики жидкости: учеб. пособие для вузов. Изд. 2-е., перераб. и доп. /А.Д.Альтшуль, П.Г. Киселев. М.: Стройиздат, 1975. – 323 с.
2. Беглярова Э.С. Гидромашины. Учебное пособие / Беглярова Э.С., Гурьев А.П., Козлов Д.В., Али М.С.,Лентяева Е.А. М: МГУП, 2008. – 186с. ISBN 5-89231-147-3.
3. Калицун В.И. Основы гидравлики и аэродинамики /В.И. Калицун, Е.В. Дроздов. М.: Стройиздат, 1980. – 247 с.

Дополнительная

1. Киселев П.Г. Гидравлика: Основы механики жидкости : учеб. Пособие для вузов. /П.Г. Киселев. М.: Энергия, 1980. – 360 с.
2. Справочник по гидравлическим расчетам. Под ред. П.Г. Киселева. Изд. 5-е. М., «Энергия», 1974. – 312с. с ил.

3. Яблонский В.С. Краткий курс технической гидромеханики: учеб. Пособие для вузов/ В.С. Яблонский. М.: Гос. Изд-во физ-мат. лит-ры, 1961. – 356 с.

Тема 4

Режимы движения вязкой жидкости.

4.1. Понятие о режимах движения вязкой жидкости.

В зависимости от рода жидкости, скорости ее движения и характера стенок, ограничивающих поток, различают два основных режима движения: ламинарный и турбулентный. Ламинарным называют упорядоченное движение, когда отдельные слои скользят друг по другу, не перемешиваясь (рис. 4.1., а).

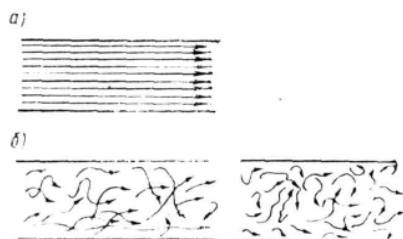


Рис.

Ламинарный режим движения можно наблюдать чаще у вязких жидкостей, таких как нефть, масла и т. п.

Турбулентным называют режим, при котором наблюдается беспорядочное движение, когда частицы жидкости движутся по сложным траекториям и слои жидкости постоянно перемешиваются друг с другом (рис. 4.1., б).

Существование двух режимов движения жидкости было замечено в 1839 г. Хагеном и в 1880 г. Д. И. Менделеевым.

Достаточно полные лабораторные исследования режимов движения и вопрос их влияния на характер зависимости потерь напора от скорости впервые исследовал английский физик Рейнольдс.

Установка Рейнольдса для исследования режимов движения жидкости представлена на рис. 4.2. Сосуд А заполняется испытуемой жидкостью. К сосуду А в нижней его части присоединена стеклянная трубка 1 с краном 2, которым регулируется скорость течения в трубке. Над сосудом А расположен сосуд Б с раствором краски. От сосуда Б отходит трубка 3 с краном 4. Конец трубки 3 заведен в стеклянную трубку 1. Для пополнения сосуда А служив трубка 5 с запорным устройством 6.

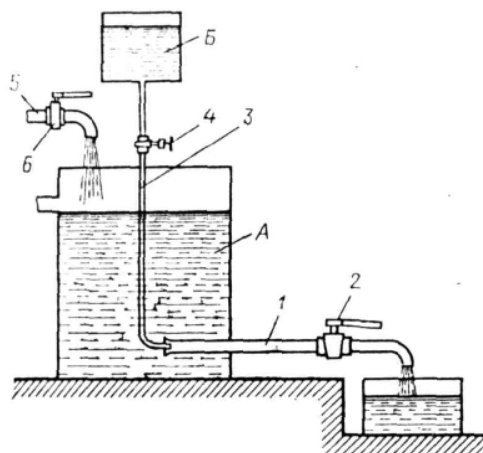


Рис.4.2

При ламинарном режиме движения жидкости по трубке 1 струйка раствора краски, истекающей из трубки 3, имеет вид четко вытянутой нити вдоль трубки 1.

По мере открытия крана 2 увеличивается скорость движения и режим движения переходит в турбулентный, при этом струйка приобретает волнообразный характер, а при еще большей скорости совсем размывается и смешивается с жидкостью в трубке. При постепенном закрытии крана эти явления протекают в обратном порядке, т. е. турбулентный режим сменяется ламинарным.

Опыты показали, что переход от турбулентного режима к ламинарному происходит при определенной скорости (эта скорость называется критической), которая различна для разных жидкостей и диаметров труб; при этом критическая скорость растет с увеличением вязкости жидкости и с уменьшением диаметра труб.

4.2. Критерий Рейнольдса.

Рейнольдсом и рядом других ученых опытным путем было установлено, что признаком режима движения является некоторое безразмерное число, учитывающее основные характеристики потока

$$R_e = \nu R / \nu, \quad (4.1)$$

где ν – скорость, м/сек; R – Характерный параметр, м; ν – кинематический коэффициент вязкости, $\text{м}^2/\text{сек}$.

Это отношение называется числом Рейнольдса. Значение числа R_e , при котором турбулентный режим переходит в ламинарный, называют критическим числом Рейнольдса $R_{e\text{кр}}$.

Если фактическое значение числа R_e , вычисленного по формуле (4.1), будет больше критического $R_e > R_{e\text{кр}}$ – режим движения турбулентный, когда $R_e < R_{e\text{кр}}$ – режим ламинарный.

Для напорного движения в цилиндрических трубах удобнее число Рейнольдса определять по отношению к диаметру d , т. е.

$$R_e = \nu \cdot d / \nu, \quad (4.1.1)$$

где d – диаметр трубы.

В этом случае $R_{e\text{кр}}$ получается равным ~ 2300 . Если в формуле (4.1.1) для трубопроводов круглого сечения d выразить через гидравлический радиус $R = d/4$, то получим $R_{e\text{кр}} = 575$. Для других трубопроводов и каналов некруглых сечений можно принимать значение критического числа Рейнольдса $R_{e\text{кр}} = 300$ (при вычислении R_e через гидравлический радиус).

4.3. Особенности турбулентного режима движения жидкости.

Турбулентный режим течения является более сложным для исследования, чем ламинарный, вследствие интенсивного перемешивания жидкости, пульсации скоростей и давлений. В настоящее время модель турбулентного потока представляют состоящей из трех зон: вязкого подслоя, переходной области и области развитого течения или ядра потока.

Вязкий подслой располагается в непосредственной близости от стенок, в нем наблюдаются турбулентные пульсации, но они заглушаются силами вязкости. Поэтому в весьма тонком вязком подслое характер течения обуславливается в основном вязким трением. Средняя толщина вязкого подслоя может быть больше или меньше средней высоты выступов

шероховатости стенок. В переходной области силы вязкости соизмеримы с силами инерции и здесь наблюдается неустойчивый режим течения.

В ядре потока течение имеет четко выраженный турбулентный характер с интенсивным перемешиванием жидкости.
Скорость и давление в любой точке турбулентного потока изменяются во времени, причем беспорядочно, непериодически отклоняясь от некоторого устойчивого среднего положения.

4.4. Модель Рейнольдса-Буссинеска.

Решение вопроса скоростей было предложено ученым *Буссинеском* в конце XIX в.: $\tau = A \frac{dv}{dy}$

где A — турбулентная вязкость, но следует помнить, что этот коэффициент не является свойством турбулентного движения, он зависит от ε (коэффициент перемешивания) и уменьшается при приближении к стенке трубы провода $A = 0$.

Вопросы для самоконтроля

1. Охарактеризуйте ламинарный режим движения жидкости.
2. В чем особенности турбулентного режима движения жидкости?
3. Какие ученые занимались проблемой режимов движения жидкости?
4. Особенности опытов проводимых Рейнольдсом.
5. Что называется критической скоростью?
6. Что характеризует критическое число Рейнольдса?
7. Как с помощью числа Рейнольдса определить режим движения жидкости?
8. От каких параметров потока зависит число Рейнольдса?

Список литературы

Основная

1. Калицун В.И. Основы гидравлики и аэродинамики /В.И. Калицун, Е.В. Дроздов. М.: Стройиздат, 1980. – 247 с.
2. Киселев П.Г. Гидравлика: Основы механики жидкости : учеб. Пособие для вузов. /П.Г. Киселев. М.: Энергия, 1980. – 360 с.
3. Комов В.А. Гидравлика / В.А. Комов. М.-Л.: Гос. Изд-во сельхоз. лит-ры, 1961. – 356с.
4. Лапшев Н.Н. Гидравлика: учебник/Н.Н. Лапшев. – 3-е издание – М.: Академия, 2010. 272с. ил. (высшее профессиональное образование).

Дополнительная

1. Справочник по гидравлическим расчетам. Под ред. П.Г. Киселева. Изд. 5-е. М., «Энергия», 1974. – 312с. с ил.

2. Штеренлихт Д.В. Гидравлика. М.: КолосС, 2008. – 640 с.
3. Чугаев Р.Р. Гидравлика. С.-Пб.: Энергоиздат, 2004. 672 с.
4. Яблонский В.С. Краткий курс технической гидромеханики: учеб. Пособие для вузов/ В.С. Яблонский. М.: Гос. Изд-во физ-мат. лит-ры, 1961. – 356 с.

Тема 5

Основные понятия о гидравлических сопротивлениях.

5.1. Виды сопротивлений.

Уменьшение гидравлического напора можно наблюдать в движущейся жидкости не только на сравнительно длинных участках, но и на коротких. В одних случаях потери напора распределяются (иногда равномерно) по длине трубопровода - это линейные потери; в других - они сосредоточены на очень коротких участках, длиной которых можно пренебречь, - на так называемых местных гидравлических сопротивлениях: вентили, всевозможные закругления, сужения, расширения и т.д., короче всюду, где поток претерпевает деформацию. Источником потерь во всех случаях является вязкость жидкости.

Принято различать два вида потерь:

- 1) потери по длине потока, h_l , которые прямо пропорциональны длине потока трубопровода;
- 2) местные потери напора h_m , потери вблизи конструктивных устройств в потоке.

Рассмотрим характер распределения скоростей в сечении потока при ламинарном и турбулентном режимах движения жидкости. Как показали теоретический анализ и опыты при ламинарном режиме движения жидкости в круглой трубе, скорости в поперечном сечении распределены по параболе (рис. 5.1), скорости у стенок трубы равны нулю и, плавно увеличиваясь, достигают максимума на оси потока.

При ламинарном режиме движения существуют лишь продольные составляющие скоростей. В этом случае силы сопротивления движению возникают вследствие трения между слоями

жидкости, т. е. зависят от вязкости жидкости и не зависят (почти) от состояния стенок.

При турбулентном режиме закон распределения скоростей по живому сечению более сложен; в большей части сечения скорости близки к средней и резко падают в тонком слое у стенок, доходя до нуля. График распределения скоростей по сечению близок к трапеции (рис. 5.2). Такое распределение скоростей вызывается турбулентным перемешиванием в результате поперечных перемещений частиц. Быстро движущиеся частицы жидкости из средней части потока

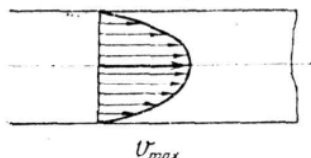


Рис.



Рис.

сталкиваются с медленно движущимися частицами вблизи стенок, благодаря чему и происходит выравнивание скоростей. И только в пограничном слое, где стенки препятствуют перемешиванию, скорость резко убывает.

Экспериментально подтверждается, что при турбулентном режиме движения потери напора по длине зависят от состояния стенок, ограничивающих поток. Если пропускать по трубе жидкость с различными скоростями, начиная с ламинарного режима и постепенно переходя к турбулентному, и одновременно измерять потери напора, то можно получить график зависимости потерь напора от скорости $h_{тр} = f(v)$ (рис. 5.3). График показывает, что при скорости меньше некоторого предела потери напора прямо пропорциональны первой степени скорости (на графике участок 0-1)



Рис. 5.3.

После перехода от ламинарного режима к турбулентному потери напора растут пропорционально скорости в степени, большей единицы (на графике участок кривой 2-3). Переход от ламинарного режима к турбулентному может происходить и при числах Рейнольдса, больших критического.

Обратный же переход от турбулентного режима к ламинарному осуществляется при почти одинаковом значении $R_e = R_{екр}$, которое и считается критическим.

5.2. Формула Дарси-Вейсбаха.

Потери напора на трение по длине потока, возникающие при равномерном напорном движении жидкости в трубах, определяют по уравнению

$$h_{дл} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (5.1)$$

где l – длина участка трубы, м; d – внутренний диаметр трубопровода, м; v – средняя скорость потока, м/сек; g – ускорение свободного падения, м/сек²; λ – безразмерный коэффициент гидравлического трения.

5.3. Схемы турбулентности.

Потери напора при турбулентном движении. В инженерной практике чаще встречается турбулентный режим движения жидкости в трубах, которые труднее исследовать теоретически. Этот вопрос подвергся наиболее широким опытным исследованиям как со стороны советских, так и зарубежных ученых. Из-за сложности процессов, протекающих при турбулентном режиме, до сих пор не создано окончательной теории, которая бы вытекала из ос-

новых уравнений гидродинамики и согласовывалась с опытом.

Опытами установлено, что закон распределения осредненных скоростей по сечению и потери напора зависят от диаметра труб, средней скорости, вязкости жидкости и шероховатости стенок труб. В свою очередь характер шероховатости зависит от материала стенок труб, степени обработки, а последние определяют высоту выступов, их густоту и форму. Для приближенной оценки введено понятие средней высоты бугорков (выступов) шероховатости, называемой *абсолютной шероховатостью* и обозначаемой k . Очевидно, что чем меньше диаметр, тем быстрее частицы жидкости совершат пробег от центра трубопровода к стенкам и встретятся с бугорками шероховатости, и, отражаясь от них, вызовут возмущения в потоке жидкости. Следовательно, частота вихреобразования при малых диаметрах труб больше, и шероховатость той же высоты проявляется сильнее. Поэтому введено понятие *относительной шероховатости*, т. е. отношение абсолютной шероховатости к диаметру трубы k/d .

Экспериментами установлено, что коэффициент гидравлического трения λ в формуле Дарси-Вейсбаха, а соответственно и потери напора по длине $h_{\text{дл}}$ зависят от числа Рейнольдса и от относительной шероховатости. Это вытекает и из теоретических исследований. Поэтому усилия как советских, так и зарубежных ученых были направлены на выявление характера этой зависимости. Было установлено, что при больших числах Рейнольдса и высокой шероховатости коэффициент гидравлического трения λ в трубах совсем не зависит от вязкости жидкости (числа Рейнольдса), а зависит только от относительной шероховатости (в этих условиях трубы и русла называют *вполне шероховатыми*). Трубы же, в которых коэффициент λ зависит только от числа Рейнольдса и не зависит от относительной шероховатости, что бывает при сравнительно малых R_e и k/d , называют *гидравлически гладкими*. При этом один и тот же трубопровод в одних условиях может быть гидравлически гладким, а в других – вполне шероховатым. Условия, в которых λ зависит и от числа Рейнольдса и от относительной шероховатости, называются *переходной областью*. Это объясняется тем, что при малых числах Рейнольдса вблизи стенок сохраняется сравнительно толстый ламинарный слой, и выступы шероховатости обтекаются жидкостью без образования и отрыва вихрей. Свойства поверхности стенок трубопровода в этом случае не влияют на сопротивление, и зависимость $\lambda = f(R_e)$ выражается в логарифмических координатах прямой.

С увеличением числа Рейнольдса ламинарный слой становится тоньше и не покрывает выступов шероховатости; при этом от выступов шероховатости начинают отрываться вихри, и свойства поверхности оказывают влияние на сопротивление движению; график зависимости $\lambda = f(R_e)$ отклоняется от прямой и переходит в кривую второго порядка.

Так как на характер сопротивлений оказывает влияние не только относительная шероховатость, но и форма и распределение выступов по поверхности, то в практику расчетов было введено понятие об эквивалентной равнозернистой шероховатости k_z . Под ней понимают такую высоту выступов шероховатости, сложенной из песчинок одинакового размера, которая дает при подсчетах одинаковое с заданной шероховатостью значение коэффициента гидравлического трения λ .

5.4. Местные потери напора.

Местные потери напора вызываются сопротивлениями в арматуре, фасонных частях и оборудовании, вследствие сужения и расширения потока, изменения направления движения жидкости, слияния и разделения потока и т. п.

Потери на преодоление местных сопротивлений в наружных сетях водопровода обычно не превышают 10-15%, во внутренних сетях – 30% от потерь напора по длине.

Однако местные потери напора в некоторых видах инженерных сетей могут достигать значительной величины: так, например, в системах отопления зданий – до 40%, в воздуховодах вентиляционных систем и пневмотранспорта – до 60-70% от потерь напора по длине.

Местные потери напора определяют как произведение скоростного напора непосредственно вблизи местного сопротивления ζ , по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_m = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad (5.2)$$

Общей теории для определения коэффициентов местных сопротивлений, за исключением отдельных случаев, нет. Поэтому коэффициенты местных сопротивлений, как правило, находят опытным путем. Значения их для различных элементов трубопроводов приводятся в технических справочниках.

Внезапное расширение потока (рис. 5.4.). Этот случай поддается теоретическому обоснованию. Из опытов установлено, что поток жидкости, вытекающий из узкой трубы, не сразу заполняет все сечение широкой трубы; он отрывается от стенок и дальше двигается в виде расширяющейся струи. В кольцевом пространстве между струей и стенками трубы жидкость образует завихрения. На некотором расстоянии l от расширения трубопровода струя вновь заполняет все сечение. В результате вихревых движений жидкости между сечениями 1-1 и 2-2 идет постоянный обмен между струей и жидкостью в кольцевом пространстве. В результате этих явлений происходит переход механической энергии в тепловую, что и является причиной потерь напора.

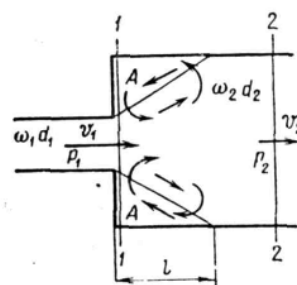


Рис. 5.4.

$$h_{вн.р} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}, \quad (5.3)$$

т. е. потери напора при внезапном расширении равны скоростному напору от потерянной скорости. Уравнение (5.3) называется *формулой Борда*.

Суммирование потерь напора. Общие потери напора $h_{мп}$ являются суммой потерь напора по длине и потерь местных:

$$h_{мп} = \Sigma h_l + \Sigma h_m.$$

Вопросы для самоконтроля

1. Охарактеризуйте процесс потери энергии в потоке при движении?
2. Что такое потери напора по длине?
3. Как рассчитать потери напора по длине?
4. От чего зависит гидравлический коэффициент трения?
5. Какие вы знаете схемы турбулентности?
6. Что называется местными сопротивлениями?
7. Приведите примеры местных сопротивлений?
8. Как рассчитать потери напора на местных сопротивлениях?
9. Чему равны потери напора на резком расширении?

Список литературы

Основная

1. Альтшуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика. Основы механики жидкости: учеб. пособие для вузов. Изд. 2-е., перераб. и доп. /А.Д.Альтшуль, П.Г. Киселев. М.: Стройиздат, 1975. – 323 с.
2. Калицун В.И. Основы гидравлики и аэродинамики /В.И. Калицун, Е.В. Дроздов. М.: Стройиздат, 1980. – 247 с.
3. Калякин А.М. Гидравлические расчеты трубопроводов. Истечение жидкости через отверстия и насадки. Гидродинамическое моделирование. Ч 4. Конспект лекций /А.М. Калякин. Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2004. – 56 с. ISBN 5-7433-1281-8.
4. Киселев П.Г. Гидравлика: Основы механики жидкости : учеб. Пособие для вузов. /П.Г. Киселев. М.: Энергия, 1980. – 360 с.
5. Комов В.А. Гидравлика / В.А. Комов. М.-Л.: Гос. Изд-во сельхоз. лит-ры, 1961. – 356с.

Дополнительная

1. Лапшев Н.Н. Гидравлика: учебник/Н.Н. Лапшев. – 3-е издание – М.: Академия, 2010. 272с. ил. (высшее профессиональное образование).
2. . Справочник по гидравлическим расчетам. Под ред. П.Г. Киселева. Изд. 5-е. М., «Энергия», 1974. – 312с. с ил.
3. Ухин Б.В. Гидравлика. Москва ИД «Форум Инфра - М», 2009. – 386 с.
4. Штеренлихт Д.В. Гидравлика. М.:КолосС, 2008. – 640 с.
5. Чугаев Р.Р. Гидравлика. С.-Пб.: Энергоиздат, 2004. 672 с.
6. Яблонский В.С. Краткий курс технической гидромеханики: учеб. Пособие для вузов/ В.С. Яблонский. М.: Гос. Изд-во физ-мат. лит-ры, 1961. – 356 с.

Тема 6

Гидравлический расчет напорных трубопроводов.

6.1.Гидравлическая классификация напорных трубопроводов.

При расчетах напорных трубопроводов основной задачей является либо определение пропускной способности (расхода), либо потери напора на том или ином участке, равно как и на всей длине, либо диаметра трубопровода на заданных расходе и потерях напора. В практике трубопроводы делятся на **короткие** и **длинные**. К первым относятся все трубопроводы, в которых местные потери напора превышают 5...10% потерь напора по длине. При расчетах таких трубопроводов обязательно учитывают потери напора в местных сопротивлениях. К ним относят, к примеру, маслопроводы объемных передач.

Ко вторым относятся трубопроводы, в которых местные потери меньше 5...10% потерь напора по длине. Их расчет ведется без учета местных потерь. К таким трубопроводам относятся, например, магистральные водоводы, нефтепроводы.

Учитывая гидравлическую схему работы *длинных трубопроводов*, их можно разделить также на **простые** и **сложные**. Простыми называются последовательно соединенные трубопроводы одного или различных сечений, не имеющих никаких ответвлений. К сложным трубопроводам относятся системы труб с одним или несколькими ответвлениями, параллельными ветвями и т.д. К сложным относятся и так называемые кольцевые трубопроводы.

6.2. Расчет коротких трубопроводов: истечение через короткий трубопровод в атмосферу.

Жидкость по трубопроводу движется благодаря тому, что ее энергия в начале трубопровода больше, чем в конце. Этот перепад уровней энергии может создаваться несколькими способами: работой насоса, разностью уровней жидкости, давлением газа.

Рассмотрим простой трубопровод постоянного сечения, который расположен произвольно в пространстве (рис. 6.1), имеет общую длину l и диаметр d , а также содержит ряд местных сопротивлений (вентиль, фильтр и обратный клапан). В начальном сечении трубопровода 1-1 геометрическая высота равна z_1 и избыточное давление P_1 , а в конечном сечении 2-2 - соответственно z_2 и P_2 . Скорость потока в этих сечениях вследствие постоянства диаметра трубы одинакова и равна v .

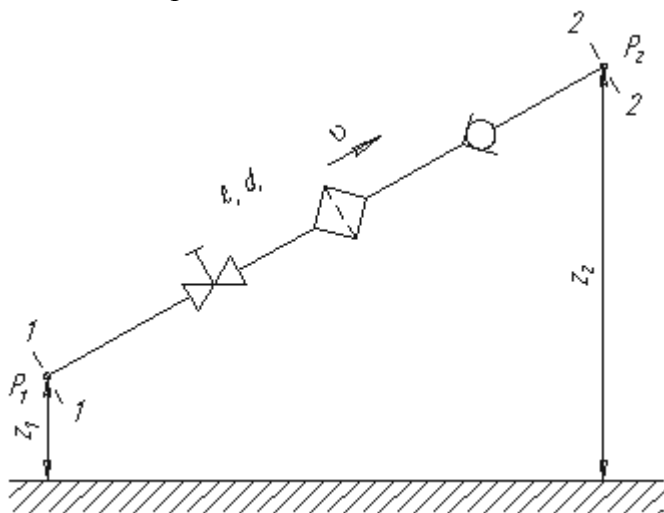


Рис. 6.1. Схема простого трубопровода

Запишем уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2. Поскольку скорость в обоих сечениях одинакова и $\alpha_1 = \alpha_2$, то скоростной напор можно не учитывать. При этом получим

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \sum h$$

или

$$\frac{P_1}{\rho g} = z_2 - z_1 + \frac{P_2}{\rho g} + \sum h$$

Пьезометрическую высоту, стоящую в левой части уравнения, назовем потребным напором $H_{\text{потр}}$. Если же эта пьезометрическая высота задана, то ее называют располагаемым напором $H_{\text{расп}}$. Такой напор складывается из геометрической высоты $H_{\text{потр}}$, на которую поднимается

жидкость, пьезометрической высоты в конце трубопровода и суммы всех потерь напора в трубопроводе.

Назовем сумму первых двух слагаемых статическим напором, который представим как некоторую эквивалентную геометрическую высоту

$$H_{ст} = \Delta z + \frac{P_2}{\rho g}$$

Для ламинарного течения при замене местных сопротивлений эквивалентными длинами сопротивление трубопровода равно

$$K = \frac{128\nu\ell_{расч}}{\pi g d^4} \quad \text{и} \quad m = 1$$

где $\ell_{расч} = \ell + \ell_{экв}$.

Численные значения эквивалентных длин $\ell_{экв}$ для различных местных сопротивлений обычно находят опытным путем.

Для турбулентного течения, используя формулу Вейсбаха-Дарси, и выражая в ней скорость через расход, получаем

$$K = \left(\sum \zeta + \lambda_r \frac{\ell}{d} \right) \frac{16}{2g\pi^2 d^4} \quad \text{и} \quad m = 2$$

По этим формулам можно построить кривую потребного напора в зависимости от расхода. Чем больше расход Q , который необходимо обеспечить в трубопроводе, тем больше требуется потребный напор $H_{потр}$. При ламинарном течении эта кривая изображается прямой линией (рис.6.2, а), при турбулентном - параболой с показателем степени равном двум (рис.6.2, б).

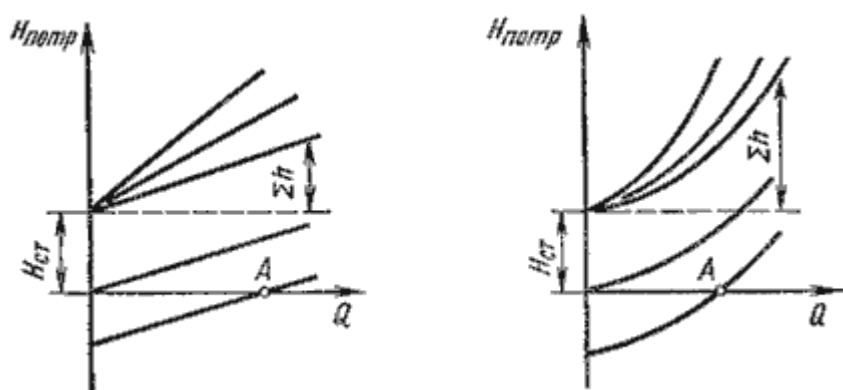


Рис.6.2. Зависимости потребных напоров от расхода жидкости в трубопроводе

Крутизна кривых потребного напора зависит от сопротивления трубопровода K и возрастает с увеличением длины трубопровода и уменьшением диаметра, а также с увеличением местных гидравлических сопротивлений.

Величина статического напора $H_{ст}$ положительна в том случае, когда жидкость движется вверх или в полость с повышенным давлением, и отрицательна при опускании жидкости или движении в полость с пониженным давлением. Точка пересечения кривой потребного напора с осью абсцисс (точка А) определяет расход при движении жидкости самотеком. Потребный напор в этом случае равен нулю.

6.3. Последовательное и параллельное соединение труб.

Простые трубопроводы могут соединяться между собой, при этом их соединение может быть последовательным или параллельным.

Последовательное соединение. Возьмем несколько труб различной длины, разного диаметра и содержащих разные местные сопротивления, и соединим их последовательно (рис. 6.3, а).

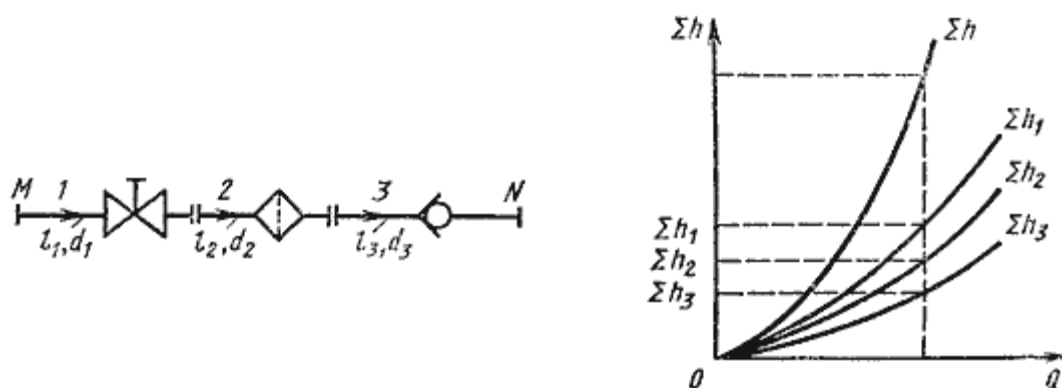


Рис. 6.3. Последовательное соединение трубопроводов

При подаче жидкости по такому составному трубопроводу от точки М к точке N расход жидкости Q во всех последовательно соединенных трубах 1, 2 и 3 будет одинаков, а полная потеря напора между точками М и N равна сумме потерь напора во всех последовательно соединенных трубах. Таким образом, для последовательного соединения имеем следующие основные уравнения:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q$$

$$\Sigma h_{M-N} = \Sigma h_1 + \Sigma h_2 + \Sigma h_3$$

Эти уравнения определяют правила построения характеристик последовательного соединения труб (рис. 6.3, б). Если известны характеристики каждого трубопровода, то по ним можно построить характеристику всего последовательного соединения М-Н. Для этого нужно сложить ординаты всех трех кривых.

Параллельное соединение. Такое соединение показано на рис. 6.4, а. Трубопроводы 1, 2 и 3 расположены горизонтально.

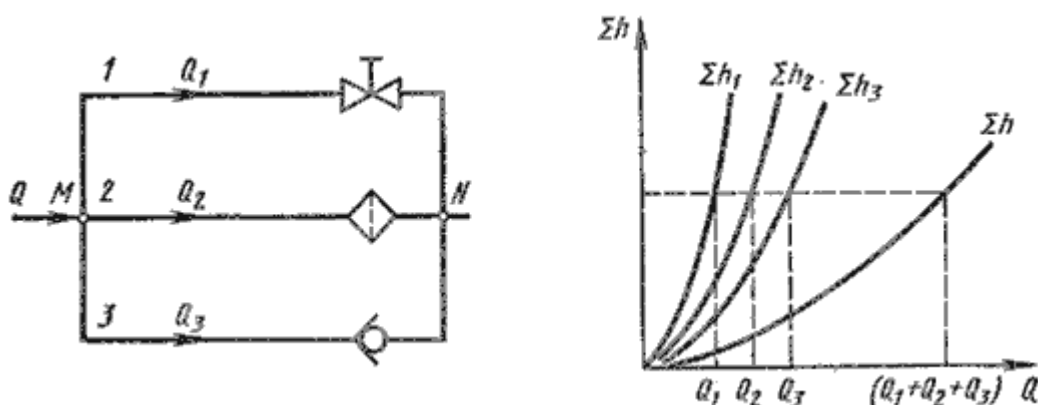


Рис. 6.4. Параллельное соединение трубопроводов

Обозначим полные напоры в точках М и N соответственно H_M и H_N , расход в основной магистрали (т.е. до разветвления и после слияния) - через Q , а в параллельных трубопроводах через Q_1 , Q_2 и Q_3 ; суммарные потери в этих трубопроводах через Σh_1 , Σh_2 и Σh_3 .

Очевидно, что расход жидкости в основной магистрали

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3$$

Выразим потери напора в каждом из трубопроводов через полные напоры в точках М и N :

$$\Sigma h_1 = H_M - H_N; \Sigma h_2 = H_M - H_N; \Sigma h_3 = H_M - H_N$$

Отсюда делаем вывод, что

$$\Sigma h_1 = \Sigma h_2 = \Sigma h_3$$

т.е. потери напора в параллельных трубопроводах равны между собой. Их можно выразить в общем виде через соответствующие расходы следующим образом

$$\Sigma h_1 = K_1 Q_1^m; \Sigma h_2 = K_2 Q_2^m; \Sigma h_3 = K_3 Q_3^m$$

где K и m - определяются в зависимости от режима течения.

Из двух последних уравнений вытекает следующее правило: для построения характеристики параллельного соединения нескольких трубопроводов следует сложить абсиссы (расходы) характеристик этих трубопроводов при одинаковых ординатах (Σh). Пример такого построения дан на рис. 6.3, б.

6.4. Разветвленное соединение.

Разветвленным соединением называется совокупность нескольких простых трубопроводов, имеющих одно общее сечение - место разветвления (или смыкания) труб.

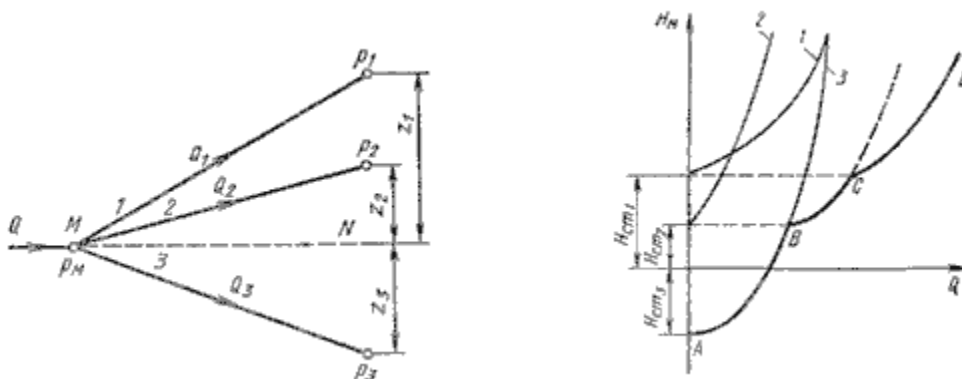


Рис. 6.5. Разветвленный трубопровод

Пусть основной трубопровод имеет разветвление в сечении М-М, от которого отходят, например, три трубы 1, 2 и 3 разных диаметров, содержащие различные местные сопротивления (рис. 6.5, а). Геометрические высоты z_1 , z_2 и z_3 конечных сечений и давления P_1 , P_2 и P_3 в них будут также различны.

Так же как и для параллельных трубопроводов, общий расход в основном трубопроводе будет равен сумме расходов в каждом трубопроводе:

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3$$

Записав уравнение Бернулли для сечения М-М и конечного сечения, например первого трубопровода, получим (пренебрегая разностью скоростных высот)

$$H_M = z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \Sigma h_1$$

Обозначив сумму первых двух членов через $H_{ст}$ и выражая третий член через расход (как это делалось в п.6.1), получаем

$$H_M = H_{ст1} + KQ_1^m$$

Аналогично для двух других трубопроводов можно записать

$$H_M = H_{ст2} + KQ_2^m$$

$$H_M = H_{ст3} + KQ_3^m$$

Таким образом, получаем систему четырех уравнений с четырьмя неизвестными: Q_1 , Q_2 и Q_3 и H_M .

Построение кривой потребного напора для разветвленного трубопровода выполняется сложением кривых потребных напоров для ветвей по правилу сложения характеристик параллельных трубопроводов (рис. 6.5, б) - сложением абсцисс (Q) при одинаковых ординатах (H_M). Кривые потребных напоров для ветвей отмечены цифрами 1, 2 и 3, а суммарная кривая потребного напора для всего разветвления обозначена буквами ABCD. Из графика видно, что условием подачи жидкости во все ветви является неравенство $H_M > H_{ст1}$.

6.5. Расчет длинных трубопроводов. Основная водопроводная формула.

Сложный трубопровод в общем случае составлен из простых трубопроводов с последовательным и параллельным их соединением (рис. 6.6, а) или с разветвлениями (рис. 6.6, б).

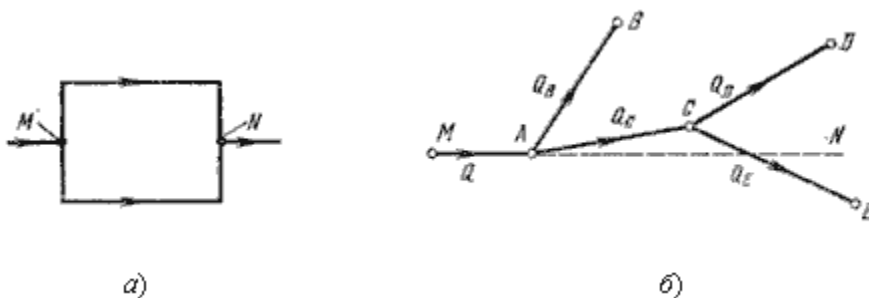


Рис. 6.6. Схемы сложных трубопроводов

Рассмотрим разомкнутый сложный трубопровод (рис. 6.6, б). магистральный трубопровод разветвляется в точках A и C. Жидкость подается к точкам (сечениям) B, D и E с расходами Q_B и Q_D и Q_E .

Пусть известны размеры магистралей и всех ветвей (простых трубопроводов), заданы все местные сопротивления, а также геометрические высоты конечных точек, отсчитываемые от плоскости M - N и избыточные давления в конечных точках P_B и P_D и P_E .

Для этого случая возможны два вида задач:

Задача 1. Дан расход Q в основной магистрали MA. Необходимо определить расходы Q_B и Q_D и Q_E , а также потребный напор в точке M.

$$H_{потр} = H_M = \frac{P_M}{\rho g}$$

Задача 2. Дан напор в точке M. Определить расход в магистрали Q и расходы в каждой ветви.

Обе задачи решают на основе одной и той же системы уравнений, число которых на единицу больше числа конечных ветвей, а именно:

уравнение расходов:

$$Q = Q_B + Q_D + Q_E$$

уравнение равенства потребных напоров для ветвей CD и CE

$$H_{CTD} + K_{CD}Q_D^m = H_{CTE} + K_{CE}Q_E^m$$

уравнение равенства потребных напоров для ветви АВ и сложного трубопровода ACED

$$H_{CTB} + K_{AB}Q_B^m = H_{CTD} + K_{CD}Q_D^m + K_{AC}(Q_D + Q_E)^m$$

выражение для потребного напора в точке М

$$H_M = \frac{P_M}{\rho g} = K_{MA}Q^m + H_{cmB} + K_{AB}Q_B^m$$

Расчет сложных трубопроводов часто выполняют графоаналитическим способом, т.е. с применением кривых потребного напора и характеристик трубопроводов. Кривую потребного напора для сложного трубопровода следует строить следующим образом:

- 1) сложный трубопровод разбивают на ряд простых;
- 2) строят кривые потребных напоров для каждого из простых трубопроводов;
- 3) складывают кривые потребных напоров для ветвей (и параллельных линий, если они имеются) по правилу сложения характеристик параллельных трубопроводов;
- 4) полученную кривую складывают с характеристикой последовательно присоединенного трубопровода по соответствующему правилу (см. п.6.2).

Таким образом, при расчете идут от конечных точек трубопровода к начальной точке, т.е. против течения жидкости.

Вопросы для самоконтроля

1. Что такое длинный трубопровод?
2. Чем характеризуется короткий трубопровод?
3. Что такое простой трубопровод?
4. В чем особенность сложного трубопровода?
5. В чем особенность параллельного и последовательного соединения труб?
6. В чем состоит особенность расчета длинного трубопровода?
7. Как производится расчет сложного трубопровода?
8. Объясните параметры входящие в основную водопроводную формулу?

Список литературы

Основная

1. Альтшуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика. Основы механики жидкости: учеб. пособие для вузов. Изд. 2-е., перераб. и доп. /А.Д.Альтшуль, П.Г. Киселев. М.: Стройиздат, 1975. – 323 с.
2. Беглярова Э.С. Гидромашины. Учебное пособие / Беглярова Э.С., Гурьев А.П., Козлов Д.В., Али М.С.,Лентяева Е.А. М: МГУП, 2008. – 186с. ISBN 5-89231-147-3.
3. Калицун В.И. Основы гидравлики и аэродинамики /В.И. Калицун, Е.В. Дроздов. М.: Стройиздат, 1980. – 247 с.

Дополнительная

1. Калякин А.М. Гидравлические расчеты трубопроводов. Истечение жидкости через отверстия и насадки. Гидродинамическое моделирование. Ч 4. Конспект лекций /А.М. Калякин. Саратов: Саратов. гос. техн. ун-т, 2004. – 56 с. ISBN 5-7433-1281-8.
2. Киселев П.Г. Гидравлика: Основы механики жидкости : учеб. Пособие для вузов. /П.Г. Киселев. М.: Энергия, 1980. – 360 с.
3. Прозоров И.В. Гидравлика, водоснабжение и канализация: Учеб. пособие для строит. спец. вузов /И.В. Прозоров, Г.И. Николадзе, А.В. Минаев. – М.:Высш. Шк., 1990. – 448 с.: ил.
4. Справочник по гидравлическим расчетам. Под ред. П.Г. Киселева. Изд. 5-е. М., «Энергия», 1974. – 312с. с ил.
5. Ухин Б.В. Гидравлика. Москва ИД «Форум Инфра - М», 2009. – 386 с.
6. Штеренлихт Д.В. Гидравлика. М.:КолосС, 2008. – 640 с.
7. Чугаев Р.Р. Гидравлика. С.-Пб.: Энергоиздат, 2004. 672 с.
8. Яблонский В.С. Краткий курс технической гидромеханики: учеб. Пособие для вузов/ В.С. Яблонский. М.: Гос. Изд-во физ-мат. лит-ры, 1961. – 356 с.

Тема 7

Гидравлический удар.

7.1.Гидравлический удар.

Явление гидравлического удара возникает при резком изменении скорости движения жидкости в трубопроводе (вплоть до его мгновенного закрытия). В таких случаях происходит переход кинетической энергии движущейся жидкости в потенциальную энергию покоящейся жидкости. Однако такой переход не мгновенный, а протекает с определённой скоростью, зависящей от свойств жидкости и материала трубопровода. Кроме того, этот процесс носит волновой характер. Если бы жидкость была несжимаемой, то при резком закрытии задвижки мгновенно остановилась бы вся масса жидкости находящаяся в трубе, что вызвало бы мгновенный рост давления во всей жидкости. На самом деле в упругой жидкости процесс будет развиваться иначе. В момент резкого закрытия задвижки остановится только тонкий слой жидкости, непосредственно примыкающий к задвижке, остальная масса жидкости будет продолжать движение. За бесконечно малый промежуток времени (длительность процесса остановки) остановится масса жидкости в объеме первого тонкого слоя.

$$\Delta M = \rho \cdot S \cdot \Delta n,$$

где: Δn - толщина тонкого слоя жидкости,

S - площадь внутреннего сечения трубы.

давление до закрытия затвора обозначим через p_0 , а через $p_0 + \Delta p$ давление после мгновенного закрытия задвижки, то по теореме об изменении количества движения можно вычислить Δp .

$$\Delta p \cdot \Delta t = \rho v_0 \Delta n,$$

$$\text{или: } \Delta p = \rho \cdot c v_0,$$

Затем в следующий момент времени остановится следующий слой жидкости, потом третий и т.д. Так постепенно увеличенное давление у задвижки распространится по всему трубопроводу в направлении против течения жидкости. Тогда величина $c = \frac{dn}{dt}$ представляет собой

скорость распространения упругой (ударной) волны. По истечении времени $\frac{l}{c}$ вся жидкость в трубопроводе станет находиться в сжатом состоянии. Но теперь возник перепад давления между жидкостью в резервуаре и жидкостью в трубе, в результате чего начнётся движение упругой жидкости из трубопровода обратно в резервуар. По истечении такого же временного интервала $\frac{l}{c}$, давление жидкости у задвижки понизится на величину Δp , т.е. достигнет первоначального значения. При этом процесс движения жидкости в резервуар будет продолжаться, пока пониженное давление не распространится до конца трубопровода (до резервуара). Таким образом, давление у задвижки будет сохраняться на постоянном уровне в течение времени $\frac{2l}{c}$, а продолжительность всего цикла гидравлического удара будет равна $\frac{4l}{c}$. За это время давление у задвижки в течение половины этого времени будет максимальным $p_0 + \Delta p$, в течение другой половины времени - минимальным $p_0 - \Delta p$.

7.2. Полный и неполный гидроудар.

В гидравлических расчетах немалый интерес представляет скорость распространения ударной волны гидравлического удара, как и сам гидравлический удар. Для этого рассмотрим круглое поперечное сечение в упругом трубопроводе. Если рассмотреть участок длиной Δl , то выше этого участка за время Δt жидкость еще движется со скоростью v_0 , кстати, как и до закрытия затвора.

7.3. Формула Жуковского. Определение изменения давления при гидравлическом ударе.

Рассмотрим общую задачу о распространении упругой волны в трубопроводе с упругими стенками (т.е. с учётом сжимаемости материала труб). Выделим элемент трубопровода протяжённостью $\Delta n = c \cdot \Delta t$, в котором жидкость остановилась в течение времени Δt , а давление возросло на величину:

$$\Delta p = \rho \cdot c \cdot v_0.$$

Выражение называется формулой Жуковского и используется в инженерных расчетах для расчета увеличения давления.

Скорость распространения упругой волны в жидкости определяется:

$$C = \sqrt{\frac{E_{жс}}{\rho(1 + \frac{E_{жс}}{E} \cdot \frac{D}{e})}}$$

где $E_{ж}$, E - соответственно модуль упругости жидкости и материала стенки трубы;
 e - толщина стенки трубы;
 D – диаметр трубы;
 ρ - плотность жидкости.

Напряжение в стенке трубы определяется по выражению:

$$\sigma = \frac{p \cdot d}{2e},$$

7.4. Меры по предупреждению и снижению величины гидроудара.

Резкое увеличение давления, сопровождающее гидравлический удар - явление крайне негативное, т.к. гидравлический удар может разрушить трубопровод или какие-либо элементы гидравлических машин, испытывающие эффекты гидравлического удара. По этой причине разрабатываются методы предотвращения гидравлических ударов или уменьшить его негативное влияние. Поскольку мощность гидравлического удара напрямую зависит от массы движущейся жидкости, то для предотвращения гидравлического удара следует максимально уменьшить массу жидкости, которая будет участвовать в гидравлическом ударе. Для этого необходимо запорную арматуру монтировать в непосредственной близости к резервуару. В качестве меры уменьшения негативных последствий гидравлического удара используют замену прямого гидравлического удара на не прямой. Для этого достаточно запорную арматуру на напорных трубопроводах сделать медленно закрывающейся, что позволит уменьшить силу удара. Другой мерой борьбы с явлением гидравлического удара является установка на напорных линиях, работающих в условиях

циклической нагрузки специальных компенсаторов с воздушной подушкой, которая принимает на себя удар

Однако в ряде случаев явление гидравлического удара успешно используется. К таким случаям использования гидравлического удара относятся производственные процессы по разрушению материалов и др. Известна специальная конструкция водоподъемника, базирующаяся на использовании гидравлического удара.

Вопросы для самоконтроля

1. Что является причинами возникновения гидравлического удара?
2. Какой характер протекания имеет гидравлический удар?
3. Чем характеризуются полный и неполный гидравлические удары?
4. Как рассчитать изменение давления при гидравлическом ударе?
5. Что такое скорость распространения ударной волны?
6. От чего зависит скорость распространения ударной волны?
7. Какие мероприятия могут предотвратить гидравлический удар?
8. Как рассчитать напряжение в стенках трубопровода?

Список литературы

Основная

1. Альтшуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика. Основы механики жидкости: учеб. пособие для вузов. Изд. 2-е., перераб. и доп. /А.Д.Альтшуль, П.Г. Киселев. М.: Стройиздат, 1975. – 323 с.
2. Беглярова Э.С. Гидромашины. Учебное пособие / Беглярова Э.С., Гурьев А.П., Козлов Д.В., Али М.С.,Лентяева Е.А. М: МГУП, 2008. – 186с. ISBN 5-89231-147-3.
3. Калицун В.И. Основы гидравлики и аэродинамики /В.И. Калицун, Е.В. Дроздов. М.: Стройиздат, 1980. – 247 с.
4. Комов В.А. Гидравлика / В.А. Комов. М.-Л.: Гос. Изд-во сельхоз. лит-ры, 1961. – 356с.
5. Лапшев Н.Н. Гидравлика: учебник/Н.Н. Лапшев. – 3-е издание – М.: Академия, 2010. 272с. ил. (высшее профессиональное образование).

Дополнительная

1. Калякин А.М. Гидравлические расчеты трубопроводов. Истечение жидкости через отверстия и насадки. Гидродинамическое моделирование. Ч 4. Конспект лекций /А.М. Калякин. Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2004. – 56 с. ISBN 5-7433-1281-8.
2. Киселев П.Г. Гидравлика: Основы механики жидкости : учеб. Пособие для вузов. /П.Г. Киселев. М.: Энергия, 1980. – 360 с.
3. Прозоров И.В. Гидравлика, водоснабжение и канализация: Учеб. пособие для строит. спец. вузов /И.В. Прозоров, Г.И. Николадзе, А.В. Минаев. – М.:Высш. Шк., 1990. – 448 с.: ил.
4. Справочник по гидравлическим расчетам. Под ред. П.Г. Киселева. Изд. 5-е. М., «Энергия», 1974. – 312с. с ил.
5. Ухин Б.В. Гидравлика. Москва ИД «Форум Инфра - М», 2009. – 386 с.
6. Штеренлихт Д.В. Гидравлика. М.:КолосС, 2008. – 640 с.
7. Чугаев Р.Р. Гидравлика. С.-Пб.: Энергоиздат, 2004. 672 с.

Тема 8

Истечение жидкости через отверстия и насадки.

8.1.Классификация отверстий.

Вопрос истечения жидкости через отверстия является одним из узловых моментов гидравлики. Ученые и инженеры изучали этот вопрос начиная с XVII в. Уравнение Д. Бернулли впервые было выведено при решении одной из задач на истечение жидкости из отверстия. При расчетах диафрагм, дырчатых смесителей, наполнении и опорожнении резервуаров, бассейнов, водохранилищ, шлюзовых камер и других емкостей решаются задачи на истечение жидкостей

через отверстия. При решении этих задач определяют скорости и расходы жидкостей.

Экспериментально установлено, что при истечении жидкости из отверстий происходит сжатие струи, т. е. уменьшение ее поперечного сечения. Форма сжатой струи зависит от формы и размеров отверстия, толщины стенок, а также от расположения отверстия относительно свободной поверхности, стенок и дна сосуда, из которого вытекает жидкость. Сжатие струи происходит вследствие того, что частицы жидкости подходят к отверстию с разных сторон и по инерции движутся в отверстие по сходящимся траекториям.

Параллельное течение струй в отверстиях возможно только в том случае, когда толщина стенок сосуда близка к размерам отверстия, а стенки отверстия имеют плавные очертания, с расширением внутрь сосуда.

Отверстия классифицируют следующим образом:

1. По р а з м е р у .

а) малые отверстия, когда $d < \frac{1}{10} \times H$ или $d < \frac{1}{10} \times (z)$ (рис. 8.1.), где d – диаметр круглого от-

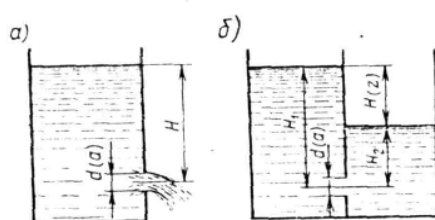


Рис. 8.1

верстия; H – напор; z – разность напоров при затопленном отверстии;

б) большие отверстия, когда $d > \frac{1}{10} \times H$ или $d > \frac{1}{10} \times (z)$.

2. По т о л щ и н е с т е н к и , в которой сделано отверстие:

а) отверстия в тонкой стенке, когда $t < 3d$, где t – толщина стенки;

б) отверстия в толстой стенке, когда $t > 3d$.

3. По ф о р м е различают круглые, квадратные, прямоугольные, треугольные и другие отверстия.

8.2. Истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке.

Жидкость вытекает из большого резервуара через малое отверстие в его дне или стенке

(рис. 8.2).

Опытами установлено, что сжатое сечение струи находится от внутренней поверхности резервуара на расстоянии около половины диаметра отверстия. Эта величина обычно бывает, мала сравнительно с напором H в резервуаре, и можно считать, что центр отверстия и центр сжатого сечения струи находятся на одинаковой высоте, тем более при отверстии в боковой стенке.

Высоту уровня жидкости в резервуаре H над центром отверстия называют *геометрическим напором*. В общем случае давление p_1 в резервуаре отличается от давления p_2 в пространстве, куда истекает жидкость.

Проведем плоскость сравнения 2-2 через центр сжатого сечения струи. Уравнение Д. Бернулли применить к сечению отверстия нельзя, так как струйки в последнем сходятся под большими углами, и движение жидкости в нем не плавно изменяющееся.

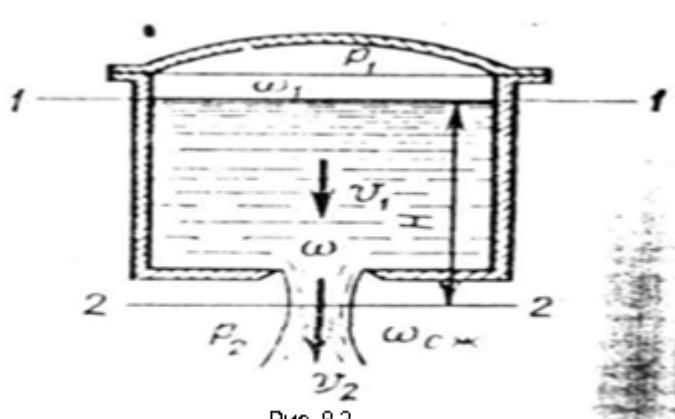


Рис. 8.2.

Напишем уравнение Д. Бернулли для сечений 1-1 и 2-2

$$H + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \zeta_{отв} \frac{v_2^2}{2g}, \quad (8.1)$$

где v_1 – скорость подхода жидкости к отверстию в резервуаре; v_2 – средняя скорость течения в сжатом сечении; $\zeta_{отв}$ – коэффициент местного сопротивления при истечении через отверстие.

Перенесем наружное давление p_2 в левую часть и обозначим величину

$$H + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = H_0. \quad (8.2)$$

Эта величина называется *напором истечения*.

В правой части уравнения (8.1) вынесем за скобки v_2 . Тогда уравнение Д. Бернулли сведется к

$$H_0 = \frac{v_2^2}{2g} (\alpha_2 + \zeta_{отв}),$$

откуда

$$v = \sqrt{\frac{2gH_0}{\alpha_2 + \zeta_{отв}}}.$$

Обозначим величину

$$\frac{1}{\sqrt{\alpha_2 + \zeta_{отв}}} = \varphi. \quad (8.3)$$

Величину φ называют *коэффициентом скорости*.

С учетом введенного обозначения

$$v_2 = \varphi \sqrt{2gH_0}. \quad (8.4)$$

Так как коэффициент Кориолиса $\alpha_2 \geq 1$, а коэффициент местных потерь напора в отверстии $\zeta_{отв} > 0$, то $\varphi < 1$. По опытным данным $\varphi = 0,97 - 0,98$, а $\alpha_2 \cong 1$. Отсюда

$$\zeta_{отв} = \frac{1}{\varphi^2} - 1 = \frac{1}{0,97^2} - 1 = 0,06.$$

Для идеальной жидкости $\zeta_{отв} = 0$ и $\varphi = 1$. Тогда

$$v_2 = \sqrt{2gH_0}. \quad (8.5)$$

Это уравнение называется *формулой Торичелли*. Оно показывает, что скорость в начале вытекающей струи равна скорости свободного падения тела, упавшего с высоты H_0 .

Когда поперечное сечение резервуара много больше площади живого сечения отверстия, а скорость жидкости в резервуаре незначительна (к примеру, меньше 0,1 м/сек), то скоростным напором $\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}$ можно пренебречь. В случае, когда давления снаружи и в резервуаре

одинаковы $p_1 = p_2$, то весь напор истечения сводится к геометрическому напору, т. е. $H_0 = H$. Это бывает обычно при расчете истечения из открытых резервуаров в атмосферу.

Расход жидкости определится как произведение скорости истечения на площадь сжатого сечения струи

$$Q = v_2 \omega_{сж} = \varphi \varepsilon \omega \sqrt{2gH_0}, \quad (8.6)$$

где $\varepsilon = \omega_{сж} / \omega$ – коэффициент сжатия струи, равный отношению площади сжатого сечения $\omega_{сж}$ к площади отверстия ω .

Величину $\varphi \varepsilon$ обозначают через μ и называют *коэффициентом расхода*.

Таким образом, расход жидкости, вытекающей через отверстие, определяют по формуле

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH_0} . \quad (8.7)$$

При точных измерениях размеров сжатого сечения струи установлено, что при совершенном сжатии струи $\varepsilon = 0,62 - 0,64$. В этом случае $\mu = 0,60 - 0,62$. В общем же случае коэффициент расхода $\mu = \varphi \varepsilon$ зависит от условий сжатия.

8.3. Затопленное истечение.

При истечении не в газовую среду, а в смежный резервуар с той же жидкостью (что принято называть истечением «под уровень»), т. е. когда отверстие затоплено с обеих сторон, в качестве геометрического напора H принимают разность уровней жидкости в резервуарах. Числовые значения коэффициентов φ , ε и μ остаются при этом практически теми же.

В случае круглого отверстия, расположенного на значительном расстоянии от стенок, струя сжимается со всех сторон одинаково, и в сжатом сечении имеет также форму круга; при этом сжатое сечение находится от кромок отверстия на расстоянии около половины диаметра отверстия – $0,5d$. Величина коэффициента сжатия зависит от относительных размеров отверстия и от положения его относительно стенок резервуара и поверхности жидкости.

8.4. Истечение жидкости через насадки.

Насадкой называется отрезок трубы, длина которого в несколько раз больше внутреннего диаметра. Рассмотрим случай, когда к отверстию в стенке резервуара присоединен насадок диаметром d , равным диаметру отверстия. Уравнения для определения скорости и расхода жидкости через насадок имеют тот же вид, что и для отверстия, но другие значения коэффициентов.

Скорость истечения:

$$v_n = \varphi_n \sqrt{2gH} . \quad (8.8)$$

Расход истечения жидкости

$$Q_n = \mu_n \omega_n \sqrt{2gH} , \quad (8.9)$$

где μ_n – коэффициент расхода насадка; ω_n – площадь живого сечения насадка.

Таким образом, уравнения для определения скорости и расхода жидкости через насадок имеют тот же вид, что и для отверстия, но другие значения коэффициентов.

Если сравнивать коэффициенты расхода и скорости для насадка и отверстия в тонкой стенке, устанавливаем, что насадок увеличивает расход и уменьшает скорость истечения.

Характерной особенностью насадка является то, что давление в сжатом сечении меньше атмосферного. Это положение доказывается уравнением Бернулли, составленным для сжатого и выходного сечений.

8.5. Различные типы насадок.

На рис. 8.3 показаны наиболее распространенные виды насадок, применяемые на практике:

a - цилиндрический внешний; *b* - цилиндрический внутренний; *в* - конический расходящийся; *г* - конический сходящийся; *д* - коноидально - расходящийся; *е* - коноидальный

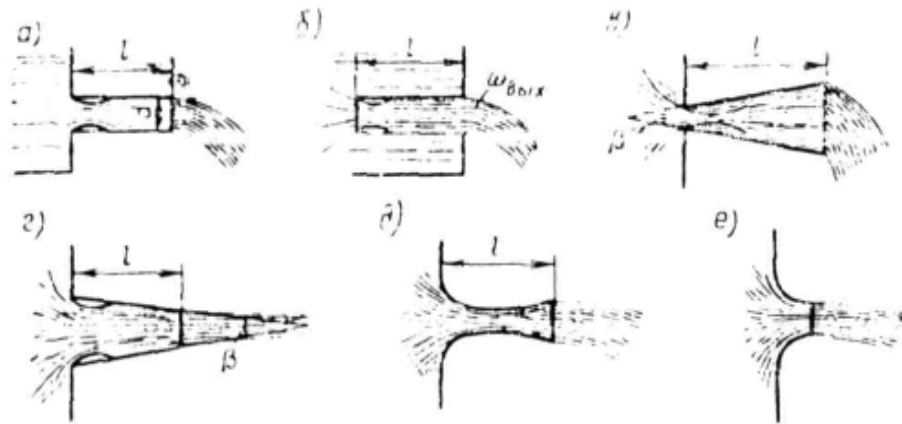


Рис. 8.3.

Цилинд-
ские на-
встреча-
виде де-
гидравли-

риче-
садки
ются в
талей
ческих

систем машин и сооружений. Конические сходящиеся и коноидальные насадки применяют для увеличения скорости и дальности полета струи воды (пожарные брандспойты, стволы гидромониторов, форсунки, сопла и др.).

Конические расходящиеся насадки применяют для уменьшения скорости и увеличения расхода жидкости и давления на выходе во всасывающих трубах турбин и др. В эжекторах и инжекторах также имеются конические насадки, как основной рабочий орган. Водопропускные трубы под насыпями дорог (с точки зрения гидравлики) также представляют собой насадки.

Во внутренних цилиндрических насадках сжатие струи на входе больше, чем у внешних, и поэтому значения коэффициентов расхода и скорости меньше. Опытами найдены коэффициенты для воды $\mu = \varphi = 0,71$.

В наружных конических сходящихся насадках сжатие и расширение струи на входе меньше, чем в наружных цилиндрических, но появляется внешнее сжатие на выходе из насадки. Поэтому коэффициенты ζ , φ и μ зависят от угла конусности. С увеличением угла конусности до 13° коэффициент расхода μ растет, а с дальнейшим увеличением угла уменьшается.

Конические сходящиеся насадки применяют в тех случаях, когда нужно получить большую выходную скорость струи, дальность полета и силу удара струи (гидромониторы, пожарные стволы и т. п.).

В конических расходящихся насадках внутреннее расширение струи после сжатия больше, чем в конических сходящихся и цилиндрических, поэтому потери напора здесь возрастают и коэффициент скорости φ уменьшается. Внешнего сжатия при выходе нет.

Коэффициенты φ и μ зависят от угла конусности. Так, при угле конусности $\beta < 8^\circ$ значения коэффициентов можно принимать равными $\varphi_{\text{вых}} = \mu_{\text{вых}} = 0,45$; при $\beta = 12^\circ$ (предельный угол) $\varphi_{\text{вых}} = \mu_{\text{вых}} = 0,26$. При $\beta > 12^\circ$ струя вытекает, не касаясь стенок насадка, т. е. как из отверстия без насадка.

Конические расходящиеся насадки применяют в тех случаях, когда необходимо уменьшить скорость истечения, например, насадки для подачи смазочных масел и т. п. В конических расходящихся насадках в месте сжатия струи создается большой вакуум, поэтому их еще применяют там,

где требуется создать большой эффект всасывания (эжекторы, инжекторы и т. п.).

Коноидальные насадки имеют очертания формы струи, вытекающей через отверстие в тонкой стенке. Для этих насадок значение коэффициентов составляет: $\varphi = \mu = 0,97 - 0,995$.

Их применяют в пожарных брандспойтах, но редко, так как изготовление их очень сложное.

Для коноидально-расходящейся насадки можно получить коэффициент расхода больше единицы за счет увеличения выходного сечения.

Вопросы для самоконтроля

1. Что называется малым отверстием?
2. Какое отверстие называется – отверстие в тонкой стенке?
3. Какие бывают отверстия по форме?
4. С помощью какого уравнения делается вывод для расхода истечения жидкости через отверстие?
5. Как рассчитать скорость истечения жидкости через отверстие?
6. Физический смысл коэффициентов расхода и скорости истечения?
7. Что такое насадка?
8. Какие насадки бывают?
9. Где применяются насадки в практике и с какими целями?
10. Как рассчитывается скорость и расход истечения жидкости через насадки?

Список литературы

Основная

6. Альтшуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика. Основы механики жидкости: учеб. пособие для вузов. Изд. 2-е., перераб. и доп. /А.Д.Альтшуль, П.Г. Киселев. М.: Стройиздат, 1975. – 323 с.
7. Беглярова Э.С. Гидромашины. Учебное пособие / Беглярова Э.С., Гурьев А.П., Козлов Д.В., Али М.С.,Лентяева Е.А. М: МГУП, 2008. – 186с. ISBN 5-89231-147-3.
8. Калицун В.И. Основы гидравлики и аэродинамики /В.И. Калицун, Е.В. Дроздов. М.: Стройиздат, 1980. – 247 с.
9. Комов В.А. Гидравлика / В.А. Комов. М.-Л.: Гос. Изд-во сельхоз. лит-ры, 1961. – 356с.
10. Лапшев Н.Н. Гидравлика: учебник/Н.Н. Лапшев. – 3-е издание – М.: Академия, 2010. 272с. ил. (высшее профессиональное образование).

Дополнительная

8. Калякин А.М. Гидравлические расчеты трубопроводов. Истечение жидкости через отверстия и насадки. Гидродинамическое моделирование. Ч 4. Конспект лекций /А.М. Калякин. Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2004. – 56 с. ISBN 5-7433-1281-8.
 9. Киселев П.Г. Гидравлика: Основы механики жидкости : учеб. Пособие для вузов. /П.Г. Киселев. М.: Энергия, 1980. – 360 с.
 10. Прозоров И.В. Гидравлика, водоснабжение и канализация: Учеб. пособие для строит. спец. вузов /И.В. Прозоров, Г.И. Николадзе, А.В. Минаев. – М.:Высш. Шк., 1990. – 448 с.: ил.
 11. Справочник по гидравлическим расчетам. Под ред. П.Г. Киселева. Изд. 5-е. М., «Энергия», 1974. – 312с. с ил.
 12. Ухин Б.В. Гидравлика. Москва ИД «Форум Инфра - М», 2009. – 386 с.
 13. Штеренлихт Д.В. Гидравлика. М.:КолосС, 2008. – 640 с.
- Чугаев Р.Р. Гидравлика. С.-Пб.: Энергоиздат, 2004. 672 с.

Тема 9

Основные понятия теории насосов.

9.1 Классификация насосов.

Насосами называются машины, служащие для перекачки и создания напора жидкостей всех видов, механической смеси жидкостей с твердыми и коллоидными веществами и газов. Следует заметить, что машины для перекачки и создания напора газов (газообразных жидкостей) выделены в отдельные группы и получили название вентиляторов и компрессоров и служат предметом специального изучения, поэтому в данном разделе не рассматриваются. Насосы в настоящее время являются самым распространенным видом машин.

По принципу действия насосы подразделяются на:

- а) центробежные, у которых перекачка и создание напора происходят вследствие центробежных сил, возникающих при вращении рабочего колеса;
 - б) осевые (пропеллерные) насосы, рабочим органом у которых служит лопастное колесо пропеллерного типа. Жидкость в этих насосах перемещается вдоль оси вращения колеса;
 - в) поршневые и скальчатые насосы, в которых жидкость перемещается при возвратно-поступательном движении поршня или скалки. К этой группе можно отнести простейший вид поршневых насосов - диафрагмовые насосы, у которых рабочим органом служит резиновая или кожаная диафрагма, совершающая возвратно-поступательные движения;
 - г) тараны, работающие за счет энергии гидравлического удара;
 - д) струйные насосы, в которых перемещение жидкости осуществляется за счет энергии потока вспомогательной жидкости, пара или газа;
 - е) эрлифты (воздушные водоподъемники), в которых рабочим телом является сжатый воздух.
- В зависимости от назначения и принципа действия конструктивное исполнение насосов самое различное. Ниже рассматривается устройство, принцип работы, характеристика и применение основных групп насосов.

9.2. Подача, напор, мощность и КПД насоса.

Напором насоса H называется приращение удельной энергии жидкости при движении жидкости через насос. Напор измеряют метрами столба подаваемой жидкости.

Чтобы определить потребный напор насоса для вновь проектируемой установки, пользуются следующим уравнением:

$$H = H_{Г.В.} + H_{Г.Н.} + h_{П.В.} + h_{П.Н.},$$

где $H_{Г.В.}$ — геометрическая высота всасывания, м; $H_{Г.Н.}$ — геометрическая высота нагнетания, м; $h_{П.В.}$ — потери напора во всасывающем трубопроводе, м; $h_{П.Н.}$ — потери напора в нагнетательном трубопроводе, м.

Мощность, которая подводится к валу насоса называется подведенной. Она равна произведению крутящего момента на валу на его угловую скорость

$$N_{\Pi} = M_K P \omega$$

Мощность, которую мы получаем от насоса в виде потока жидкости под давлением называется полезной мощностью насоса (в дальнейшем просто мощностью)

$$N_{\Pi} = Q_H P_H$$

Отношение мощности насоса к подведенной мощности называется общим КПД насоса

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{N_H}{N_{\Pi}}$$

а разность $N_{\Pi} - N_H = N_{\text{пот}}$ называется потерями мощности в насосе. Потери мощности в насосе делятся на объемные, механические и гидравлические.

Потери мощности на внутренние утечки и неполное заполнение камер насоса

$$N_{\text{об}} = (Q_{\text{ут}} + Q_{\text{неп}}) P_H$$

Объемный КПД насоса определится из соотношения

$$\eta_{об} = \frac{N_{II} - N_{об}}{N_{II}}$$

Для современных насосов объемный КПД находится в пределах 0,92...0,96. Значения КПД приведены в технических характеристиках насосов.

Механические КПД характеризует потери на трение в подвижных соединениях между деталями насоса. При относительном перемещении соприкасающихся поверхностей в зоне их контакта всегда возникает сила трения, которая направлена в сторону, противоположную движению. Эта сила расходуется на деформацию поверхностного слоя, пластическое отеснение и на преодоление межмолекулярных связей соприкасающихся поверхностей.

Мощность, затраченная на преодоление сил трения, определяется

$$N_{тр} = M_{тр}\omega,$$

где $M_{тр}$ - момент трения в насосе;

ω - угловая скорость вала насоса.

Механический КПД определяется из соотношения

$$\eta_{мех} = \frac{N_{II} - N_{тр}}{N_{II}}$$

Для современных насосов механический КПД также находится в пределах 0,92...0,96.

Гидравлический КПД характеризует потери на деформацию потока рабочей жидкости в напорной камере и на трение жидкости о стенки сосуда. Эти потери примерно на порядок ниже механических потерь на трение и часто в инженерных расчетах не учитываются или объединяются с механическими потерями на трение. В этом случае объединенный КПД называется гидромеханическим.

Мощность, затраченная на гидравлические потери, определится

$$N_{г} = Q_{н}(P_{к} - P_{н}),$$

где $P_{к}$ - давление в напорной камере насоса;

$P_{н}$ - давление в напорной гидролинии на выходе из насоса.

Гидравлический КПД определяется из соотношения

$$\eta_{г} = \frac{N_{II} - N_{г}}{N_{II}}$$

Общий КПД насоса равен произведению КПД объемного, гидравлического и механического

$$\eta = \eta_{об} + \eta_{мех} + \eta_{г}$$

9.3. Принцип действия центробежного насоса.

Центробежный насос состоит из следующих основных элементов (рис 9): спирального корпуса 1, рабочего колеса 2, расположенного внутри корпуса и сидящего на валу 3. Рабочее колесо на вал насаживается с помощью шпонки. Вал вращается в подшипниках 4, в месте прохода вала через корпус для уплотнения устроены сальники 5. Вода в корпус насоса поступает через всасывающий патрубок 6 и попадает в центральную часть вращающегося рабочего колеса. Под действием лопаток 7 рабочего колеса 2 жидкость начинает вращаться и центробежной силой отбрасывается от центра к периферии колеса в спиральную часть корпуса (в турбинных насосах в направляющий аппарат) и далее через нагнетательный патрубок 8 в напорный трубопровод. В результате действия лопаток рабочего колеса на частицы воды кинетическая энергия двигателя преобразуется в давление и скоростной напор струи.

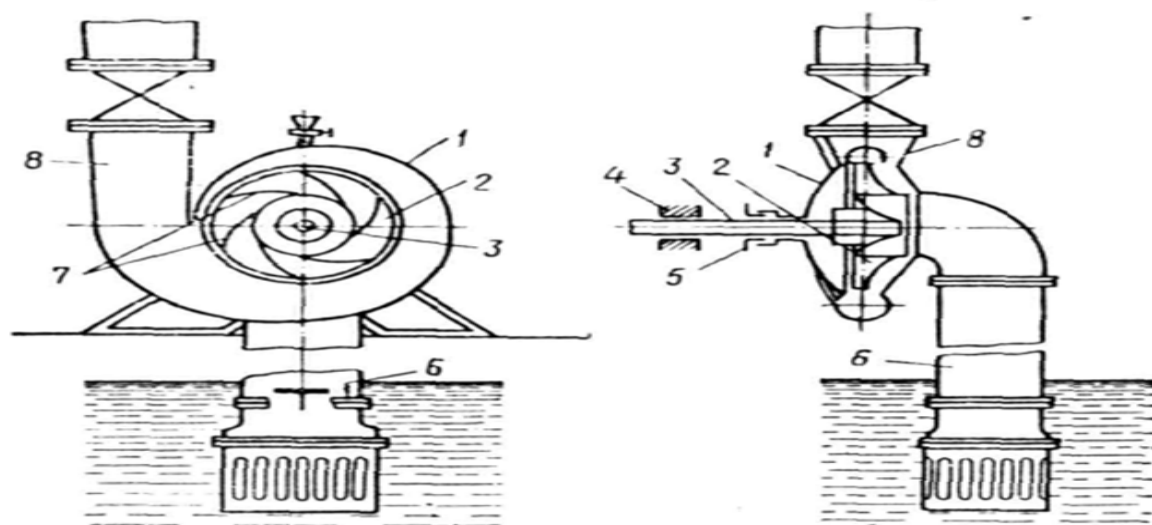


Рисунок 9. Схема центробежного насоса

Вал вращается в подшипниках 4, в месте прохода вала через корпус для уплотнения устроены сальники 5. Вода в корпус насоса поступает через всасывающий патрубок 6 и попадает в центральную часть вращающегося рабочего колеса. Под действием лопаток 7 рабочего колеса 2 жидкость начинает вращаться и центробежной силой отбрасывается от центра к периферии колеса в спиральную часть корпуса (в турбинных насосах в направляющий аппарат) и далее через нагнетательный патрубок 8 в напорный трубопровод. В результате действия лопаток рабочего колеса на частицы воды кинетическая энергия двигателя преобразуется в давление и скоростной напор струи.

Напор насоса измеряется в метрах столба перекачиваемой жидкости. Всасывание жидкости происходит вследствие разрежения перед лопатками рабочего колеса.

Для создания большого напора и лучшего отекания жидкости лопатками придают специальную выпуклую форму, причем рабочее колесо должно вращаться выпуклой стороной лопаток в направлении нагнетания.

Центробежные насосы классифицируют по:

- 1) числу колес [одноступенчатые (одноколесные), многоступенчатые (многоколесные)]; кроме того, одноколесные насосы выполняют с консольным расположением вала – консольные;
- 2) напору [низкого напора до 2 кгс/см^2 ($0,2 \text{ МН/м}^2$), среднего напора от 2 до 6 кгс/см^2 (от $0,2$ до $0,6 \text{ МН/м}^2$), высокого напора больше 6 кгс/см^2 ($0,6 \text{ МН/м}^2$);
- 3) способу подвода воды к рабочему колесу [с односторонним входом воды на рабочее колесо, с двусторонним входом воды (двойного всасывания)];
- 4) расположению вала (горизонтальные, вертикальные);
- 5) способу разъема корпуса (с горизонтальным разъемом корпуса, с вертикальным разъемом корпуса);
- 6) способу отвода жидкости из рабочего колеса в спиральный канал корпуса (спиральные и турбинные). В спиральных насосах жидкость отводится непосредственно в спиральный канал; в турбинных жидкость, прежде чем попасть в спиральный канал, проходит через специальное устройство – направляющий аппарат (неподвижное колесо с лопатками);

- 7) степени быстроходности рабочего колеса (тихоходные, нормальные, быстроходные);
- 8) роду перекачиваемой жидкости (водопроводные, канализационные, кислотные и щелочные, нефтяные, землесосные и др.);
- 9) способу соединения с двигателем [приводные (с редуктором или со шкивом), непосредственного соединения с электродвигателем с помощью муфт]. Насосы со шкивным приводом встречаются в настоящее время редко.

9.4. Рабочие характеристики центробежного насоса.

Рабочие характеристики трубопроводов с насосной подачей, выполняются графически при совместном построении в одном и том же масштабе и на одном графике двух кривых: напора $H_{\text{потр}} = f_1(Q)$ и характеристики насоса $H_{\text{нас}} = f_2(Q)$ и в нахождении их точки пересечения (рис. 9.1).

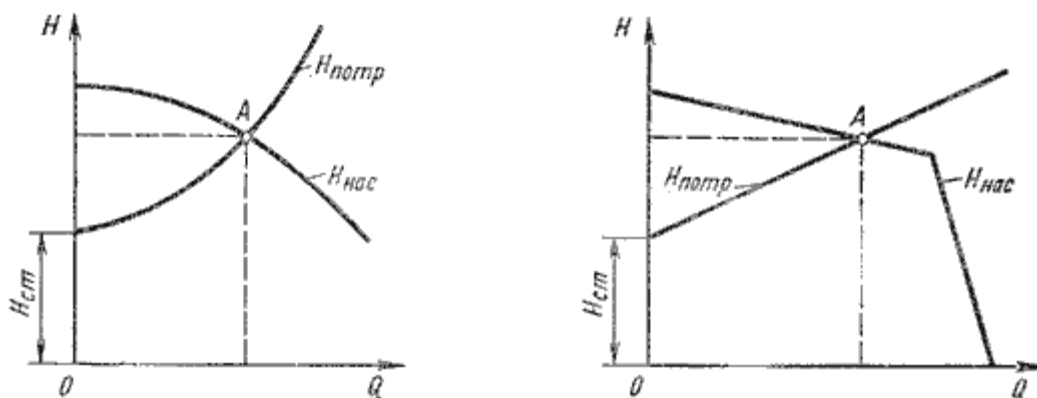


Рис. 9.1. Графическое нахождение рабочей точки

Характеристикой насоса называется зависимость напора, создаваемого насосом, от его подачи (расхода жидкости) при постоянной частоте вращения вала насоса. На рис. 9.1. дано два варианта графика: а - для турбулентного режима; б - для ламинарного режима. Точка пересечения кривой потребного напора с характеристикой насоса называется рабочей точкой. Чтобы получить другую рабочую точку, необходимо изменить открытие регулировочного крана (изменить характеристику трубопровода) или изменить частоту вращения вала насоса.

Вопросы для самоконтроля

1. Что называется насосом?
2. Какие основные виды насосов вы знаете?
3. Как определить мощность насоса?
4. Что такое полезная мощность?
5. Как рассчитать КПД насоса?
6. В чем состоит особенность работы центробежного насоса?
7. Что является рабочим органом центробежного насоса?
8. Как построить рабочие характеристики насоса?

9. Что такое рабочая точка насоса?

Список литературы

Основная

1. Альтшуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика. Основы механики жидкости: учеб. пособие для вузов. Изд. 2-е., перераб. и доп. /А.Д.Альтшуль, П.Г. Киселев. М.: Стройиздат, 1975. – 323 с.
2. Беглярова Э.С. Гидромашины. Учебное пособие / Беглярова Э.С., Гурьев А.П., Козлов Д.В., Али М.С.,Лентяева Е.А. М: МГУП, 2008. – 186с. ISBN 5-89231-147-3.
3. Калицун В.И. Основы гидравлики и аэродинамики /В.И. Калицун, Е.В. Дроздов. М.: Стройиздат, 1980. – 247 с.
4. Комов В.А. Гидравлика / В.А. Комов. М.-Л.: Гос. Изд-во сельхоз. лит-ры, 1961. – 356с.
5. Лапшев Н.Н. Гидравлика: учебник/Н.Н. Лапшев. – 3-е издание – М.: Академия, 2010. 272с. ил. (высшее профессиональное образование).

Дополнительная

1. Калякин А.М. Гидравлические расчеты трубопроводов. Истечение жидкости через отверстия и насадки. Гидродинамическое моделирование. Ч 4. Конспект лекций /А.М. Калякин. Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2004. – 56 с. ISBN 5-7433-1281-8.
2. Киселев П.Г. Гидравлика: Основы механики жидкости : учеб. Пособие для вузов. /П.Г. Киселев. М.: Энергия, 1980. – 360 с.
3. Прозоров И.В. Гидравлика, водоснабжение и канализация: Учеб. пособие для строит. спец. вузов /И.В. Прозоров, Г.И. Николадзе, А.В. Минаев. – М.:Высш. Шк., 1990. – 448 с.: ил.
4. Справочник по гидравлическим расчетам. Под ред. П.Г. Киселева. Изд. 5-е. М., «Энергия», 1974. – 312с. с ил.
5. Ухин Б.В. Гидравлика. Москва ИД «Форум Инфра - М», 2009. – 386 с.
6. Штеренлихт Д.В. Гидравлика. М.:КолосС, 2008. – 640 с.
7. Чугаев Р.Р. Гидравлика. С.-Пб.: Энергоиздат, 2004. 672 с.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Альтшуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика. Основы механики жидкости: учеб. пособие для вузов. Изд. 2-е., перераб. и доп. /А.Д.Альтшуль, П.Г. Киселев. М.: Стройиздат, 1975. – 323 с.
2. Беглярова Э.С. Гидромашины. Учебное пособие / Беглярова Э.С., Гурьев А.П., Козлов Д.В., Али М.С.,Лентяева Е.А. М: МГУП, 2008. – 186с. ISBN 5-89231-147-3.

3. Калицун В.И. Основы гидравлики и аэродинамики /В.И. Калицун, Е.В. Дроздов. М.: Стройиздат, 1980. – 247 с.
4. Калякин А.М. Физические свойства жидкостей. Метод анализа размерностей: конспект лекций /А.М. Калякин. Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2006. – 63 с. ISBN 5-7433-1642-2.
5. Калякин А.М. Гидравлические расчеты трубопроводов. Истечение жидкости через отверстия и насадки. Гидродинамическое моделирование. Ч 4. Конспект лекций /А.М. Калякин. Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2004. – 56 с. ISBN 5-7433-1281-8.
6. Киселев П.Г. Гидравлика: Основы механики жидкости : учеб. Пособие для вузов. /П.Г. Киселев. М.: Энергия, 1980. – 360 с.
7. Комов В.А. Гидравлика / В.А. Комов. М.-Л.: Гос. Изд-во сельхоз. лит-ры, 1961. – 356с.
8. Лапшев Н.Н. Гидравлика: учебник/Н.Н. Лапшев. – 3-е издание – М.: Академия, 2010. 272с. ил. (высшее профессиональное образование).
9. Прозоров И.В. Гидравлика, водоснабжение и канализация: Учеб. пособие для строит. спец. вузов /И.В. Прозоров, Г.И. Николадзе, А.В. Минаев. – М.:Высш. Шк., 1990. – 448 с.: ил.
10. . Справочник по гидравлическим расчетам. Под ред. П.Г. Киселева. Изд. 5-е. М., «Энергия», 1974. – 312с. с ил.
11. Ухин Б.В. Гидравлика. Москва ИД «Форум Инфра - М», 2009. – 386 с.
12. Штеренлихт Д.В. Гидравлика. М.:КолосС, 2008. – 640 с.
13. Чугаев Р.Р. Гидравлика. С.-Пб.: Энергоиздат, 2004. 672 с.
14. Яблонский В.С. Краткий курс технической гидромеханики: учеб. Пособие для вузов/ В.С. Яблонский. М.: Гос. Изд-во физ-мат. лит-ры, 1961. – 356 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
Тема 1. Основные понятия гидравлики. Основные законы гидростатики.	4
1.1. Предмет гидравлики	4
1.2. Понятие жидкости	4
1.3. Идеальная и реальная жидкости	4
1.4. Физические свойства жидкости	4
1.5. Силы действующие на жидкость	6
1.6. Гидростатическое давление и его свойства	7
Вопросы для самоконтроля	8
Список литературы	8
Тема 2. Основы гидродинамики	10
2.1. Гидродинамические параметры потока	10
2.2. Метод Эйлера	10
2.3. Гидравлическая классификация движений жидкости	11
2.4. Струйная модель потока	13
2.5. Гидравлические элементы живого сечения потока	14
2.6. Уравнение неразрывности	14
Вопросы для самоконтроля	16
Список литературы	16
Тема 3. Уравнение Д.Бернулли для потока реальной жидкости	17
3.1. Удельная энергия элементарной струйки	17
3.2. Уравнение Д. Бернулли для элементарной струйки	18
3.3. Уравнение Д. Бернулли для потока жидкости	19
3.4. Геометрический смысл уравнения Д. Бернулли	20
3.5. Порядок применения уравнения для гидравлических расчетов	20
Вопросы для самоконтроля	21
Список литературы	21
Тема 4. Режимы движения вязкой жидкости	22
4.1. Понятия о режимах движения вязкой жидкости	22
4.2. Критерий Рейнольдса	23
4.3. Особенности турбулентного режима движения жидкости	23
4.4. Модель Рейнольдса-Буссинеска	23
Вопросы для самоконтроля	24
Список литературы	24
Тема 5. Основные понятия о гидравлических сопротивлениях	25
5.1. Виды сопротивлений	25
5.2. Формула Дарси – Вейсбаха	26
5.3. Схемы турбулентности	26
5.4. Местные потери	27
Вопросы для самоконтроля	28
Список литературы	28
Тема 6. Гидравлический расчет напорных трубопроводов.	29
6.1. Гидравлическая классификация напорных трубопроводов.	29
6.2. Расчет коротких трубопроводов: истечение через короткий трубопровод в атмосферу.	29

6.3 Последовательное и параллельное соединение труб.	31
6.4 Разветвленное соединение	32
6.5 Расчет длинных трубопроводов. Основная водопроводная формула.	33
Вопросы для самоконтроля	34
Список литературы	34
Тема 7. Гидравлический удар.	35
7.1. Гидравлический удар.	35
7.2 Полный и неполный гидроудар.	37
7.3 Формула Жуковского. Определение изменения давления при гидравлическом ударе.	37
7.4 Мероприятия по предупреждению и снижению величины гидроудара.	
Вопросы для самоконтроля	37
Список литературы	38
Тема 8. Истечение жидкости через отверстия и насадки.	39
8.1 Классификация отверстий.	39
8.2 Истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке.	40
8.3 Затопленное истечение.	41
8.4 Истечение жидкости через насадки.	41
8.5 Различные типы насадок	42
Вопросы для самоконтроля	43
Список литературы	43
Тема 9. Основные понятия теории насосов.	45
9.1 Классификация насосов	45
9.2 Подача, напор, мощность и КПД насоса.	45
9.3 Принцип действия центробежного насоса.	47
9.4 Рабочие характеристики центробежного насоса.	48
Вопросы для самоконтроля	49
Список литературы	49
Библиографический список	50
Содержание	51

