

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»

ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ

Ю.А. Тотухов, С.В. Антуфьев, А.И. Смирнова

ГИДРОГАЗОДИНАМИКА

Учебно-практическое пособие

Санкт-Петербург
2019

УДК 532.5 (07)

ББК 22.253я7

Т 634

Тотухов Ю.А., Антуфьев С.В., Смирнова А.И. ГИДРОГАЗОДИНАМИКА: учебно-практическое пособие / ВШТЭ СПбГУПТД. - СПб., 2019. – 62 с. – ISBN 978-91646-193-0

Настоящее пособие содержит общие теоретические сведения, необходимые для изучения дисциплины «Гидрогазодинамика», а также варианты заданий, организационную информацию, общие рекомендации для выполнения и оформления контрольных работ, варианты контрольных заданий и пример решения задачи.

Настоящее пособие предназначено для обучающихся по направлениям 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», 15.03.04 «Автоматизация технологических процессов и производств» института безотрывных форм обучения.

Рецензенты: канд. техн. наук, профессор кафедры машин автоматизированных систем ВШТЭ СПбГУПТД А.А Гаузе;

главный научный сотрудник ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И.Ползунова», д-р техн. наук, доцент П.А. Кругликов.

Подготовлено и рекомендовано к печати кафедрой процессов и аппаратов химической технологии ВШТЭ СПбГУПТД (протокол № 1 от 07.10.2019 г.).

Утверждено к изданию методической комиссией института технологии ВШТЭ СПбГУПТД (протокол № 2 от 15.10.2019 г.).

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД в качестве учебно-практичного пособия.

ISBN 978-91646-193-0

© Тотухов Ю.А., Антуфьев С.В.,
Смирнова А.И., 2019

© Высшая школа технологии
и энергетики СПбГУПТД, 2019

Введение

Гидрогазодинамика представляет собой теоретическую дисциплину, изучающую вопросы, связанные с механическим движением жидкости в различных природных и техногенных условиях. Поскольку жидкость (и газ) рассматриваются как непрерывные и неделимые физические тела, то гидравлику часто рассматривают как один из разделов механики, так называемых сплошных сред, к каковым принято относить и особое физическое тело – жидкость. По этой причине гидравлику часто называют механикой жидкости или гидромеханикой. Предметом её исследований являются основные законы равновесия и движения жидкостей и газов. Как в классической механике, в гидравлике можно выделить общепринятые составные части: гидростатику, изучающую законы равновесия жидкости; кинематику, описывающую основные элементы движущейся жидкости, и гидродинамику, изучающую основные законы движения жидкости и раскрывающую причины её движения.

Знание гидрогазодинамики и, в частности, технической гидромеханики необходимо для решения многочисленных инженерных задач, например:

- расчет трубопроводов различного назначения (воздухопроводы, водопроводы, газопроводы, паропроводы и др.);
- конструирование гидравлических и воздуходувных машин (насосы, компрессоры, вентиляторы и пр.);
- проектирование котельных агрегатов, печных и сушильных установок, воздухо- и газоочистных аппаратов, теплообменных аппаратов;
- расчет отопительных и вентиляционных устройств и т. д.

1. Теория напряженного состояния

Рассмотрим напряженное состояние жидкости, находящейся в равновесии. Прежде всего, напомним, что любые силы представляют собой взаимодействие между массами. Если, например, масса m_1 притягивает к себе другую массу m_2 с силой P , то с такой же силой масса m_2 притягивает к себе массу m_1 . Следовательно, обе силы направлены прямо противоположно друг другу (закон Ньютона о равенстве действия и противодействия).

В системе масс, каким-нибудь образом выделенных среди других масс, следует различать два вида сил:

- внутренние силы, действующие между массами, принадлежащими к рассматриваемой системе;
- внешние силы, действующие между каждой массой рассматриваемой системы и массами, находящимися вне системы.

Давление жидкости. Напряженное состояние в жидкости, находящейся в равновесии, особенно простое. Сопротивление жидкости деформации, т. е. перемещению ее частей относительно друг друга, имеет некоторое сходство с трением. Если при соприкосновении двух твердых тел трение отсутствует, то давление одного тела на другое в плоскости их соприкосновения должно быть обязательно перпендикулярно к этой плоскости. Совершенно аналогично проявляет себя и отсутствие в жидкости сопротивления деформации: в этом случае напряжение внутри жидкости, или, как принято говорить, давление жидкости, должно быть везде перпендикулярно к поверхности того сечения, на которое оно действует. Это свойство давления жидкости может рассматриваться как определение жидкости, совершенно эквивалентное тому определению, которое было сделано раньше.

При помощи простых соображений из указанного свойства давления можно вывести другое важное свойство — давление в одной и

той же точке жидкости одинаково во всех направлениях (точнее говоря, одинаково во всех сечениях, проведенных через рассматриваемую точку). Для определения такого напряженного состояния, которое принято называть гидростатическим напряженным состоянием, достаточно указания одного-единственного числа — давления p . Эта величина характеризует силу, действующую на единицу площади сечения.

Способы измерения давления. Жидкостные манометры. Если разность давлений воздуха в сосуде и во внешней атмосфере не очень велика, то ее легко измерить при помощи U-образной стеклянной трубки, частично наполненной жидкостью. Пренебрегая собственным весом воздуха, мы получим следующие соотношения. В сечении А давление жидкости равно тому давлению p_1 , под которым находится воздух в сосуде. В другом колене U-образной трубки на той же высоте, т. е. в сечении В, давление также равно p_1 (сообщающиеся сосуды). На свободной поверхности жидкости, т. е. в сечении С, давление жидкости равно атмосферному давлению p_0 . Обозначая превышение уровня жидкости в правом колене над уровнем в левом колене через h , на основании равенства давлений в сечениях А и В мы получим $p_1 = p_0 + \gamma h$.

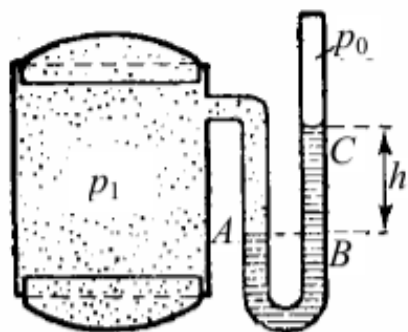


Рис. 1. Гидростатическое измерение давления (U-образная трубка)

Таким образом, U-образная трубка, наполненная жидкостью, позволяет весьма просто измерять разности давлений воздуха, пока эти разности не очень велики. В разных видоизменениях она является основной частью многих манометров. Для того чтобы не надо было

отсчитывать уровень жидкости в двух сечениях трубки (в сечениях А и С на рис. 1), одно из ее колен часто выполняется в виде широкого сосуда (рис. 2). Тогда колебания уровня в этом сосуде получаются столь малыми, что ими можно пренебречь. Для отметки на трубке нулевой точки необходимо соединить с атмосферой оба отверстия манометра. Применение жидкостных манометров привело к установлению особого рода единиц давления, широко распространившихся в практике.

В самом деле, давление жидкости можно условиться измерять непосредственно высотой того столба жидкости, который уравнивается этим давлением. Поскольку жидкостные манометры могут наполняться разными жидкостями с разными удельными весами, то при таком способе измерения давления необходимо каждый раз указывать название жидкости.

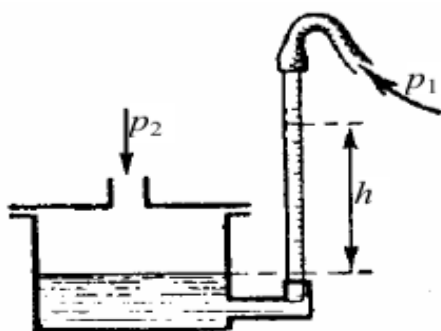


Рис. 2. Жидкостной манометр

Так, например, говорят о миллиметрах водяного столба, ртутного столба. Как легко подсчитать, $1 \text{ мм вод. ст.} = 1 \text{ кг/м}^2 = 10^4 \text{ кг/см}^2$ (в самом деле, столб воды с площадью основания 1 м^2 и высотой 1 мм имеет объем 1 л и весит 1 кг). Первое соотношение ($1 \text{ мм вод.ст.} = 1 \text{ кг/м}^2$) особенно легко запоминается. Это привело к тому, что единица давления 1 кг/м^2 получила очень широкое распространение в технике. В тех случаях, когда требуется высокая точность отсчета высоты столба жидкости, вода как жидкость для измерения давления мало пригодна, поскольку она легко и неравномерно прилипает к стенкам стеклянной трубки. Значительно удобнее жидкости, растворяющие жир (алкоголь, толуол, ксилол и т. д.). Для измерения значительных разностей давлений

удобнее всего применять ртуть, которая в чистом виде даст в не слишком узких трубках очень удобный для отсчета мениск. Удельный вес ртути равен $\sim 13,6 \text{ г/см}^3$, поэтому $1 \text{ мм рт. ст.} = 13,6 \text{ кг/м}^2 = 0,00136 \text{ кг/см}^2$.

Барометр. Если из сосуда, изображенного на рис. 1, выкачать немного воздуха, то давление в нем станет меньше атмосферного, вследствие чего уровень жидкости в колене А U-образной трубки поднимется выше уровня жидкости в колене В. По предложению Паскаля подобный прибор был назван барометром. Это название (от греч. *barus* — тяжелый) означает, что прибор измеряет вес столба воздуха, расположенного над местом наблюдения.

На применении барометра основана единица, называемая физической атмосферой. Средняя высота столба ртути в барометре на уровне моря составляет круглым числом 760 мм. Давление воздуха, соответствующее этому показанию барометра при температуре ртути 0°C , условилось считать нормальным и дали ему название физической атмосферы. Прилагательное добавлено для того, чтобы устранить смешивание с технической атмосферой, равной 1 кг/см^2 и обычно применяемой в технике. Удельный вес ртути при 0°C равен $13,595 \text{ г/см}^3$, следовательно, 1 см^3 ртути весит 13,595 г. Если наполнить барометр вместо ртути водой, то высота столба, уравнивающего давление, равное $1,0332 \text{ кг/см}^2$, т. е. одной физической атмосфере, будет составлять 10,332 м. Из определения физической атмосферы следует, что ее величина в известной мере зависит от притяжения Земли. Для того чтобы освободиться от этих несколько произвольных требований, введена новая единица давления, связанная с системой единиц CGS и равная дин/см^2 . Эта единица давления получила название «бар». Одному бару при нормальной тяжести соответствует ртутный столб высотой 750,06 мм.

2. Свойства жидкостей и газов

Жидкость, как и всякое физическое тело, имеет молекулярное строение. Жидкость обладает *свойством текучести*, т. е. не имеет способности самостоятельно сохранять свою форму. Текучесть жидкости обусловлена подвижностью молекул, составляющих жидкость. В технической гидромеханике при решении большинства задач принимают жидкость как сплошную (непрерывную) среду ввиду чрезвычайной малости не только самих молекул, но и расстояний между ними по сравнению с объемами, рассматриваемыми при изучении равновесия и движения жидкости. Тем самым вместо самой жидкости изучается ее модель, обладающая свойством непрерывности.

Гипотеза о непрерывности, или сплошности жидкой среды упрощает исследование, поскольку позволяет рассматривать все механические характеристики жидкой среды (скорость, плотность, давление и т. д.) как функции координат точки в пространстве и времени.

Интересуясь, например, вопросом, как велики в данной точке давление внутри жидкости или скорость ее движения, практически важно знать давление и скорость в некотором весьма малом объеме, а не строго именно в данной геометрической точке. Этот объем действительно может быть очень малым. Даже в таком малом объеме, как кубик со стороной 0,001 мм, находится $2,7 \cdot 10^7$ молекул. Этот пример показывает, что замена реальной жидкости ее моделью в виде сплошной жидкой среды не приводит к погрешностям до тех пор, пока не рассматривается движение молекул. Основные законы, используемые в технической гидромеханике, те же, что и в механике твердых тел. Однако применение этих законов к задачам гидромеханики отличается некоторыми особенностями вследствие различия свойств жидкостей и твердых тел. Поэтому изучение технической гидромеханики

целесообразно начать с определения и оценки основных свойств жидкостей.

Жидкость и твердые тела. Жидкости отличаются от твердых тел легкой подвижностью своих частиц. Для изменения формы твердого тела к нему необходимо приложить силы конечной, иногда весьма значительной величины. Между тем для медленной деформации жидкости достаточно действие самых ничтожных сил, которые в предельном случае бесконечно малой деформации равны нулю. На основании этого мы можем дать следующее определение: жидкостью называется такое тело, в котором в состоянии равновесия всякое сопротивление деформации равно нулю.

Однако при быстрой деформации жидкость, подобно твердому телу, оказывает сопротивление деформации. Но, как только движение жидкости прекращается, это сопротивление очень быстро исчезает. Способность жидкости оказывать сопротивление сдвигу соприкасающихся слоёв называется вязкостью. Кроме обычных, легко подвижных жидкостей, существуют очень вязкие жидкости, сопротивление которых деформации весьма значительно, но в состоянии покоя по-прежнему равно нулю. По мере увеличения вязкости жидкость становится все более похожей на твердое тело, однако нельзя провести резкой границы между жидкостью с очень большой вязкостью и твердым телом: некоторые вещества при быстрой деформации ведут себя как твердые тела, а при медленной — как жидкости. К таким веществам принадлежит, например, асфальт. Согласно кинетической теории материи, мельчайшие частицы всех тел (атомы и молекулы) находятся в непрестанном движении; кинетическая энергия этого движения проявляется в теплоте. С точки зрения этой теории, жидкости отличаются от твердых тел тем, что в них отдельные частицы более или менее часто меняются местами с соседними частицами, в то время как в твердых телах каждая частица занимает в пространстве вполне

определенное положение, правда, совершая около него небольшие колебания.

Другим свойством жидкостей является их большое сопротивление изменению объема. Никаким способом невозможно сжать один литр воды так, чтобы он поместился в сосуде емкостью в пол-литра. Обратное, если налить литр воды в сосуд емкостью в два литра и выкачать из последнего воздух, то вода по-прежнему будет занимать только половину сосуда. Однако в некоторой мере вода при больших давлениях сжимается; при давлении около 1000 ата это сжатие достигает 5 % первоначального объема. Аналогичным образом ведут себя и другие жидкости.

Жидкость и газ. Жидкости по своим механическим свойствам разделяются на два класса:

- *мало сжимаемые (капельные);*
- *сжимаемые (газообразные).*

С позиций физики капельная жидкость отличается от газа, с позиций механики жидкости различие между ними не так велико, и законы, справедливые для капельных жидкостей, могут быть приложены также и к газам, когда сжимаемостью последних можно пренебречь. Другими словами, под жидкостью будем понимать всякую среду, обладающую свойством текучести. Капельные жидкости имеют вполне определенный объем, который практически не изменяется под действием сил. Газ (сжимаемая жидкость), занимая все предоставленное ему пространство, может значительно изменять объем, сжимаясь и расширяясь под действием сил.

Таким образом, капельные жидкости легко изменяют форму (в отличие от твердых тел), но с трудом изменяют объем, а газы легко изменяют как объем, так и форму. Основные характеристики жидкостей, существенные при рассмотрении задач технической гидромеханики, — плотность и вязкость. В некоторых случаях (при образовании капель,

течении тонких струй, образовании капиллярных волн и др.) имеет значение также поверхностное натяжение жидкостей.

3. Плотность

Важнейшим параметром капельной жидкости, определяющим её концентрацию в пространстве, является плотность жидкости. *Плотностью* (массовой плотностью) ρ сплошной среды в точке А (рис. 3) называется масса единицы объёма, т.е. отношение массы ΔM к её объёму ΔV :

$$\rho = \lim \frac{\Delta M}{\Delta V} \text{ при } \Delta V \rightarrow 0, \text{ кг/м}^3, \quad (1)$$

где ΔV – объём в окрестности точки А; ΔM – масса, содержащаяся в ΔV . Понятие плотности, таким образом, можно ввести только в сплошной среде.

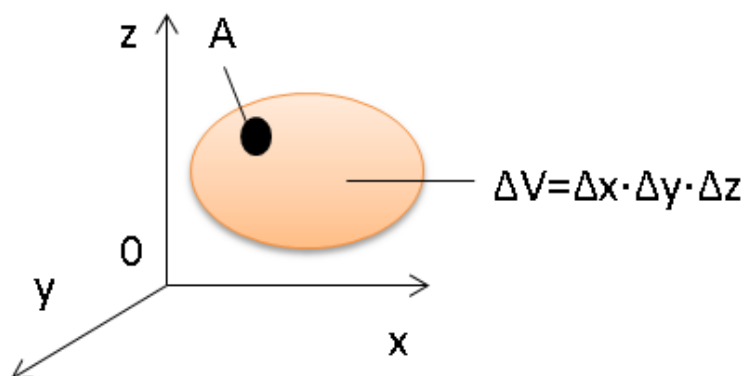


Рис. 3. К определению понятия плотности сплошной среды

Величины плотности реальных капельных жидкостей в стандартных условиях изменяются в широких пределах от 700 кг/м^3 до 1800 кг/м^3 .

Величины плотности газов меньше плотности капельных жидкостей приблизительно на три порядка, т.е. плотности газов при атмосферном давлении и температуре $0 \text{ }^\circ\text{C}$ изменяются в пределах от $0,09 \text{ кг/м}^3$ до $3,74 \text{ кг/м}^3$, плотность воздуха составляет $1,293 \text{ кг/м}^3$. Ниже приведены значения плотности некоторых наиболее применяемых

жидкостей и газов (табл. 1). Кроме абсолютной величины плотности капельной жидкости, на практике пользуются и величиной её относительной плотности, которая представляет собой отношение величины абсолютной плотности жидкости к плотности чистой воды при температуре 4 °С. Относительная плотность жидкости – величина безразмерная.

Таблица 1. Плотность капельных жидкостей и газов

Плотность капельных жидкостей при стандартных условиях, кг/м ³		Плотность газов при атмосферном давлении и температуре 0 °С, кг/м ³	
Азотная кислота	1510	Азот	1,251
Анилин	1020	Аммиак	0,771
Ацетон	791	Аргон	1,783
Бензин	680...720	Ацетилен	1,173
Бензол	879	Водород	0,090
Бром	3120	Воздух	1,293
Вода	998	Гелий	0,178
Глицерин	1260	Кислород	1,429
Морская вода	1010...1030	Неон	0,900
Нефть	760...995	Озон	2,139
Серная кислота	1830	Углекислота	1,977
Этиловый спирт	790	Хлор	3,220

4. Сжимаемость

Капельные жидкости относятся к категории плохо сжимаемых тел. Причины незначительных изменений объёма жидкости при увеличении давления очевидны, так как межмолекулярные расстояния в капельной жидкости малы и при деформации жидкости приходится преодолевать значительные силы отталкивания, действующие между молекулами, и даже испытывать влияние сил, действующих внутри атома. Тем не

менее, сжимаемость жидкостей в 5 – 10 раз выше, чем сжимаемость твёрдых тел, т.е. можно считать, что все капельные жидкости обладают упругими свойствами. Жидкость способна сохранять свой объём и этим она схожа с твёрдым телом, но не способна самостоятельно сохранять свою форму, что сближает её с газом. Все жидкости при изменении давления и температуры изменяют свой объём. Жидкости сжимаются незначительно. Например, при повышении давления от 0,1 до 10 МПа объём воды уменьшается лишь на 0,5 %. Поэтому чаще всего в гидравлических расчётах жидкости считаются несжимаемыми. Однако при рассмотрении ряда вопросов (например, гидравлического удара) сжимаемость жидкости следует учитывать. Количественно это свойство оценивается величиной коэффициента объёмного сжатия β_p , определяемого из выражения (закон Гука для модели объёмного сжатия)

$$\beta_p = \frac{\Delta V}{V_0 \Delta p}, \quad 1/\text{Па}, \quad (2)$$

где V_0 – первоначальный объём жидкости, м³; $\Delta V = V_0 - V_{\text{кон}}$ – изменение объёма, м³; $\Delta p = p_{\text{кон}} - p_{\text{нач}}$ – изменение давления, Па.

5. Температурное расширение

С увеличением температуры жидкости расширяются, например, при повышении температуры воды с 4 до 100 °С её объём увеличивается приблизительно на 4 %. Количественно это свойство оценивается величиной коэффициента температурного расширения β_t , определяемого из формулы Д.И. Менделеева

$$\beta_t = \frac{\Delta V}{V_0 \Delta t}, \quad \frac{1}{^\circ\text{C}}, \quad (3)$$

где $\Delta t = t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}}$ – изменение температуры, °С.

6. Вязкость

Способность жидкости оказывать сопротивление сдвигу (или скольжению) соприкасающихся слоёв называется *вязкостью*. Вязкость приводит к появлению сил внутреннего трения между смежными слоями жидкости, движущимися с различными скоростями. Она характеризует степень текучести жидкости, подвижности её частиц. Вода принадлежит к наименее вязким жидкостям. Вязкость эфира и спирта ещё меньше. Наименьшей вязкостью обладает жидкая углекислота. Её вязкость в 50 раз меньше вязкости воды. С повышением давления вязкость жидкости увеличивается. Однако зависимость вязкости от давления существенна только при больших перепадах давления, измеряемых десятками МПа. Во всех других случаях влияние давления на вязкость можно не учитывать. При увеличении температуры вязкость жидкости заметно уменьшается. Следует отметить, что вязкость газов с повышением температуры увеличивается. Пока жидкость не движется, вязкость не проявляется, поэтому при решении задач равновесия жидкостей её не надо принимать во внимание, а при движении жидкости необходимо учитывать силы трения, которые проявляются из-за вязкости и подчиняются закону Ньютона.

Количественно эта способность оценивается коэффициентами *кинематической* ν или *динамической* μ вязкости, которые связаны между собой соотношением

$$\mu = \rho \cdot \nu, \text{ Па} \cdot \text{с} . \quad (4)$$

Зависимость вязкости газа от давления ничем не отличается от аналогичной зависимости для капельных жидкостей. Ниже приводятся значения коэффициента динамической вязкости некоторых жидкостей и газов (табл. 2).

Размерность коэффициента динамической вязкости:

- в системе единиц СИ – Па · с;
- в системе единиц СГС – (дин/см²) · с.

Таблица 2. Коэффициент динамической вязкости жидкостей и газов

Коэффициент динамической вязкости жидкостей и газов			
капельные жидкости (при 18 °С)		газы (при 0 °С)	
Анилин	0,00460	Азот	0,0000167
Ацетон	0,00034	Аммиак	0,0000093
Бром	0,00102	Водород	0,0000084
Вода	0,00105	Воздух	0,0000172
Глицерин	1,39300	Кислород	0,0000192
Масло машинное	0,11300	Метан	0,0000104
Нефть	0,0080-0,1000	Углекислота	0,0000140
Спирт этиловый	0,00122	Хлор	0,0000129

В системе единиц СИ коэффициент кинематической вязкости измеряется в $\text{м}^2/\text{с}$, в системе единиц СГС – в Стоксах (Ст).

Измерение вязкости жидкостей осуществляется с помощью вискозиметров, работающих на принципе истечения жидкости через малое калиброванное отверстие. Вязкость вычисляется по скорости истечения.

7. Силы, действующие в жидкости

Силы, действующие в жидкости, подразделяются на *массовые, объёмные и поверхностные*.

Массовые силы (силы, пропорциональные массе жидкости) – силы, действие которых обусловлено внешним силовым полем (например, полем силы тяжести, электрическим, магнитным и т.д.). Поле массовых сил является внешним по отношению к потоку. Действие этих сил на данный объём не зависит от того, окружён ли этот объём другими жидкими объёмами. Массовые силы действуют одинаково на каждую материальную точку жидкой частицы, следовательно, не могут вызвать её деформацию, а только ускорение (замедление) частицы.

Количественно массовая сила характеризуется вектором напряжения массовой силы f и определяется как предел отношения массовой силы ΔF , действующей на частицу, к массе частицы ΔM (рис. 4)

$$f(x, y, z, \tau) = \lim_{\Delta M \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta M} \quad \text{при } \Delta M \rightarrow 0, \text{ м/с}^2. \quad (5)$$

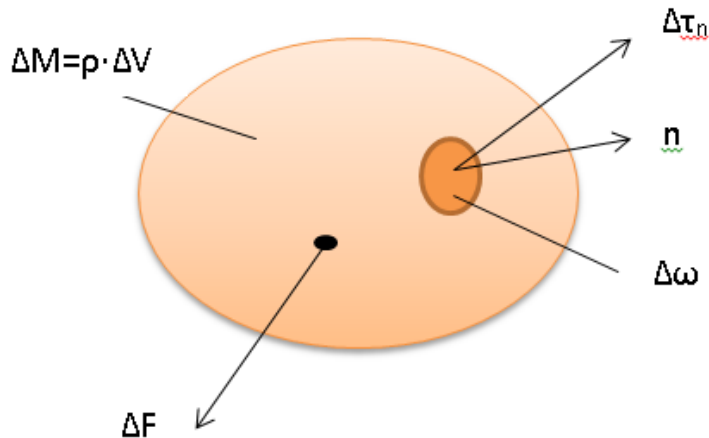


Рис. 4. Массовые и поверхностные силы, действующие на жидкую частицу (вектор массовой силы ΔF приложен к центру масс частицы)

В гидрогазодинамике чаще всего массовой силой является сила тяжести

$$f = g = \text{const}, \quad (6)$$

где g – вектор ускорения силы тяжести (ускорение свободного падения), м/с^2 . Силу, действующую на конечный объем V , можно вычислить интегрированием

$$F = \int f \rho dV. \quad (7)$$

Объёмные силы (силы, пропорциональные объёму жидкости). Массовые и объёмные силы имеют одинаковое значение, если во всех точках исследуемого объёма среды её плотность не изменяется. Поэтому при исследовании равновесия или движения среды всегда необходимо уточнять изменение её плотности по объёму. Плотность среды по всему объёму постоянна $\rho = \text{const}$.

Поверхностные силы (силы, пропорциональные поверхности, на которую они действуют) – силы воздействия окружающей жидкости на

рассматриваемый объём. К поверхностным силам относятся силы давления и вязкости.

Количественно поверхностная сила характеризуется вектором напряжения поверхностной силы τ_n . Например, если на площадку $\Delta\omega$ с нормалью n действует поверхностная сила $\Delta\tau_n$ (см. рис. 4), то вектор напряжения поверхностной силы τ_n

$$\tau_n = \lim_{\Delta\omega \rightarrow 0} \frac{\Delta\tau_n}{\Delta\omega} \quad \text{при } \Delta\omega \rightarrow 0, \text{ Н/м}^2. \quad (8)$$

Для поверхностной силы давления ΔP_n имеем

$$p_n = \lim_{\Delta\omega \rightarrow 0} \frac{\Delta p_n}{\Delta\omega} \quad \text{при } \Delta\omega \rightarrow 0, \text{ Н/м}^2. \quad (9)$$

Гидростатическое давление p_n обладает двумя свойствами:

- 1) гидростатическое давление всегда направлено по внутренней нормали к поверхности, на которую оно действует;
- 2) гидростатическое давление в любой точке объёма жидкости по всем направлениям имеет одинаковое значение.

Гидростатика изучает законы равновесия жидкости. Она рассматривает распределение давления в покоящейся жидкости, определение направления и точки приложения силы давления жидкости на плоские и криволинейные поверхности, численное определение этой силы. Часто жидкость сверху соприкасается с газом. Поверхность раздела между жидкостью и газообразной средой называется свободной поверхностью жидкости.

Различают *абсолютное давление* $p_{аб}$, *манометрическое* (или *избыточное*) p_m ($p_{изб}$) и *вакуум* $p_{вак}$. Между указанными давлениями существуют следующие зависимости:

$$p_m(p_{изб}) = p_{аб} - p_{ат}; \quad (10)$$

$$p_{вак} = p_{ат} - p_{аб}; \quad (11)$$

$$p_{вак} = -p_m(p_{изб}), \quad (12)$$

где $p_{ат}$ – атмосферное давление, Па.

Вакуум не может быть больше атмосферного давления.

Жидкость давит на поверхность, с которой она соприкасается. При определении силы гидростатического давления, как правило, оперируют манометрическим или вакуумметрическим давлением, так как атмосферное давление действует на рассматриваемый объём одинаково и поэтому его можно не принимать во внимание. При определении силы давления часто используется так называемая пьезометрическая плоскость, или плоскость атмосферного давления – горизонтальная плоскость, проходящая через уровень жидкости в пьезометре, мысленно присоединённом к резервуару (пьезометром называют простейшее устройство для определения давления в месте его подключения). Поверхность жидкости на уровне пьезометрической плоскости подвергается лишь воздействию атмосферного давления (т.е. $p_m = 0$). Если резервуар с жидкостью открыт (соединён с атмосферой), то пьезометрическая плоскость совпадает со свободной поверхностью жидкости. В случае же герметично закрытого резервуара она может располагаться выше или ниже свободной поверхности. В общем случае расстояние по вертикали до пьезометрической плоскости $h_{\text{п}}$ (пьезометрическая высота) определяется из выражения

$$h_{\text{п}} = \frac{p_{\text{изб}}}{\rho \cdot g}, \quad (13)$$

где $p_{\text{изб}}$ – манометрическое давление (или вакуум) в рассматриваемой точке объёма жидкости, Па; ρ – плотность жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с².

Расстояние h откладывается от той точки жидкости, давление в которой равно p , вверх, если оно манометрическое, и вниз – в случае вакуума.

Жидкость находится в равновесии только тогда, когда система массовых сил, действующих на неё, будет иметь потенциал. Это состояние системы характеризуется уравнением равновесия (уравнением Эйлера)

$$\rho(Xdx + Ydy + Zdz) = dp, \quad (14)$$

где X, Y, Z – проекции массовых сил, отнесённых к единице массы, на соответствующие направления, м/с^2 ; dp – полный дифференциал давления, Па.

Рассмотрим наиболее важный для практики частный случай равновесия элементарного объёма жидкости, находящейся под действием только сил тяжести (закон Паскаля). Для данного случая уравнение равновесия выглядит следующим образом:

$$p_{\text{абс}} = p_0 + \rho \cdot g \cdot h, \quad \text{Па}, \quad (15)$$

где $p_{\text{абс}}$ – абсолютное давление, Па; p_0 – давление над свободной поверхностью жидкости, Па; h – глубина погружения рассматриваемого элементарного объёма жидкости, м.

Для случая, когда рассматривается равновесие двух и более элементарных объёмов в покоящейся жидкости, это условие имеет вид (основное уравнение гидростатики)

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} = z_i + \frac{p_i}{\rho \cdot g} = H_{\text{ст}} = \text{const}, \text{ м}, \quad (16)$$

где z_i – расстояние от плоскости сравнения до рассматриваемой точки (высота положения), м; p_i – манометрическое давление в точке, Па; $\frac{p_i}{\rho \cdot g}$ – пьезометрическая высота, м; $H_{\text{ст}}$ – гидростатический напор, м.

Уравнение показывает, что гидростатический напор во всех точках покоящейся жидкости является постоянной величиной.

8. Кинематика жидкости

Траекторией называется перемещение частицы в пространстве и времени. *Линией тока* называется векторная линия поля вектора скорости, т.е. линия, касательная к которой в любой её точке совпадает с вектором скорости частицы, находящейся на этой линии. Часть жидкости, ограниченная поверхностью, образованной траекториями,

проходящими через замкнутый контур (живые сечения), называется *элементарной струйкой*.

Часть заполненного жидкостью пространства, ограниченного поверхностью, образованной линиями тока, проходящими через замкнутый контур (например, живые сечения), называется *трубкой тока*.

Живыми сечениями называются сечения, перпендикулярные линиям тока. Если течение стационарное, элементарная струйка совпадает с трубкой тока. Поток жидкости складывается из множества элементарных струек (или трубок тока).

Различают следующие виды движения: неустановившееся, установившееся, неравномерное, равномерное, безнапорное, напорное.

Неустановившееся движение характеризуется зависимостью параметров движения от времени и пространства, т.е., например, для давления p

$$p = p(x, y, z, \tau). \quad (17)$$

Установившееся движение характеризуется зависимостью параметров движения только от пространства, например, для давления p

$$p = p(x, y, z,). \quad (18)$$

Неравномерным называется движение, для которого характерно

$$u_1 \neq u_2 \neq \dots \neq u_n; \quad (19)$$

$$\omega_1 \neq \omega_2 \neq \dots \neq \omega_n, \quad (20)$$

но при этом $\omega_i u_i = Q = const$, (например, движение жидкости в конической трубе), где u_i – средняя скорость потока.

Равномерным называется такой вид установившегося движения, для которого характерно

$$u_1 = u_2 = \dots = u_n; \quad (21)$$

$$\omega_1 = \omega_2 = \dots = \omega_n, \quad (22)$$

например, движение жидкости по трубам.

Напорным называется движение без свободной поверхности, т.е. когда жидкость занимает весь внутренний объём трубопровода, или движение под действием перепада давления (например, движение воды в системе водоснабжения, движение теплоносителя в системах теплоснабжения).

Безнапорным называется движение со свободной поверхностью или движение под действием силы тяжести (например, движение воды в реке).

В отличие от видов движения жидкости различают режимы течения жидкости: ламинарный и турбулентный.

Ламинарным (послойным) называется режим течения, когда силы вязкости соизмеримы с силами инерции, и для которого характерно отсутствие обмена частиц между слоями (перемешивание жидкости по сечению потока), т.е. доля частиц, двигающихся в поперечном направлении, составляет не более 1...3 % от общего числа частиц.

Турбулентным называется режим течения, когда силы инерции преобладают над силами вязкости, и для которого характерен интенсивный обмен частиц между слоями (более 90 % от общего числа).

Объёмный расход жидкости для потока определяется из выражения

$$Q = \sum_{\omega} dq, \quad \text{м}^3/\text{с}, \quad (23)$$

где dq – элементарный расход (расход трубки тока), $\text{м}^3/\text{с}$.

Одномерные течения. Если рассматривается течение идеальной жидкости в канале с прямолинейной осью и достаточно плавными обводами, то в этом случае проекции скоростей u_y и u_z весьма малы в сравнении с продольной скоростью (проекцией u_x). В этом случае можно принять $u_y \approx u_z \approx 0$, и задачу следует рассматривать как одномерную.

Однако поле скоростей в поперечном сечении канала неравномерно, что обусловлено влиянием сил вязкости. Несмотря на это, при решении практических задач допустимо рассматривать задачу

как одномерную, вводя в расчёт осреднённые параметры. К таким задачам относятся задачи о течении в трубах, каналах, некоторых струйных течениях.

Дифференциальное уравнение движения идеальной жидкости (уравнение Эйлера) может быть получено из дифференциального уравнения равновесия той же жидкости, если, согласно принципу Д'Аламбера, к действующим силам присоединить силы инерции, т.е.

$$\rho(Xdx + Ydy + Zdz) = dp + \frac{\rho}{2} du^2, \quad (24)$$

где u – скорость движения частицы жидкости, м²/с.

Определение и особенности плоского движения. *Плоское движение* – это движение жидкости, при котором все её частицы перемещаются параллельно некоторой одной плоскости, причём во всех плоскостях, параллельных этой плоскости, поля скорости, давления и плотности тождественно одинаковы. Например, обтекание крылового профиля (рис. 5).

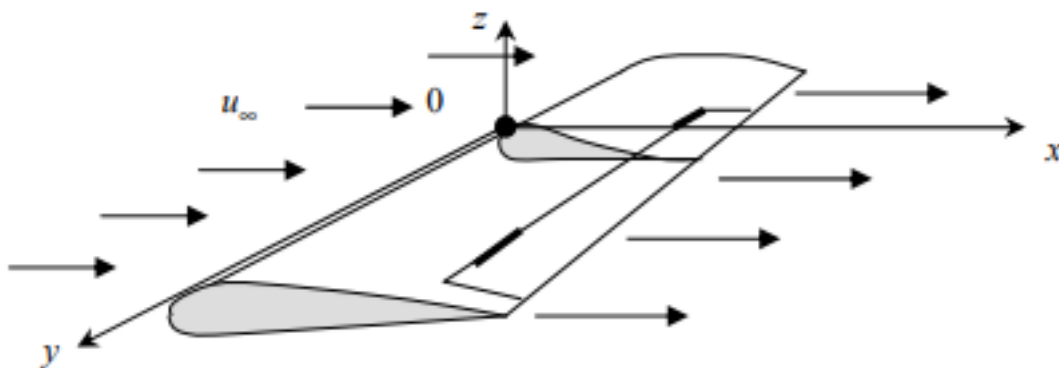


Рис. 5. Пример плоского (двумерного) течения

При плоском течении задача является двумерной. Здесь движение будет плоским в плоскости $x - 0 - z$.

Для случая, когда на жидкость извне действует только сила тяжести, получим уравнение энергии для установившегося движения элементарной струйки (трубки тока) идеальной жидкости в интегральной форме (уравнение Бернулли):

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot u_2^2}{2g} = H_{\text{дин}} = \text{const}. \quad (25)$$

Из закона Бернулли следует, что при уменьшении сечения потока, из-за возрастания скорости, т.е. динамического давления, статическое давление падает. Закон Бернулли справедлив и для ламинарных потоков газа. Явление понижения давления при увеличении скорости потока лежит в основе работы различного рода расходомеров (например, труба Вентури), водо- и пароструйных насосов.

Закон Бернулли справедлив только для жидкостей, вязкость которых равна нулю, т.е. таких жидкостей, которые не прилипают к поверхности трубы. На самом деле экспериментально установлено, что скорость жидкости на поверхности твердого тела почти всегда в точности равна нулю (кроме случаев отрыва струй при некоторых редких условиях).

Данная зависимость устанавливает связь между скоростью движения, давлением и геометрическим положением частиц. Если для двух потоков около (или внутри) геометрически подобных тел картины линий тока также геометрически подобны, то такие потоки называются *механически подобными*.

Основным условием осуществления механического подобия является одинаковое отношение величин $\frac{\rho \cdot u^2}{l}$ и $\frac{\mu \cdot u}{l^2}$, т.е.

$$\frac{\rho \cdot u^2}{l} : \frac{\mu \cdot u}{l^2} = \frac{\rho \cdot u \cdot l}{\mu} = Re, \quad (26)$$

где l – эквивалентный размер, м.

Поскольку это отношение представляет собой отношение двух сил, отнесённых к единице объёма, т.е. двух величин с одинаковой размерностью, оно является безразмерным числом.

Число $Re = \frac{\rho \cdot u \cdot l}{\mu}$, характеризующее отношение силы инерции к силе трения, называется числом Рейнольдса Re .

Для ламинарного режима $Re \leq 2300$, для турбулентного режима $Re > 2300$.

9. Динамика вязкой жидкости

Уравнение Бернулли для установившегося движения потока реальной (вязкой) жидкости образуется из уравнения Бернулли для трубки тока идеальной жидкости (когда из массовых сил на жидкость действуют только силы тяжести). Его составляют для двух характерных живых сечений:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot u_2^2}{2g} + \sum h_{\text{пот}} = H_{\text{дин}} = \text{const}, \quad (27)$$

где Z — геометрический напор, или высота положения — расстояние от произвольно выбранной горизонтальной плоскости сравнения до центра тяжести рассматриваемого сечения (геометрический смысл) или удельная (т.е. отнесённая к единице массы жидкости) потенциальная энергия положения (энергетический смысл), м; p — давление в центре тяжести сечения, Па; $\frac{p}{\rho \cdot g}$ — пьезометрический напор, т.е. вертикальное расстояние между центром тяжести рассматриваемого сечения и уровнем жидкости в пьезометре (удельная потенциальная энергия давления), м; v — средняя скорость потока в сечении, м/с; $\frac{\alpha \cdot u^2}{2g}$ — скоростная высота, или скоростной напор, м; $\sum h_{\text{пот}}$ — гидравлические потери напора (часть удельной механической энергии, которую жидкость теряет на преодоление сопротивлений), м; $H_{\text{дин}}$ — динамический напор, м; α — коэффициент Кориолиса (отношение действительной кинетической энергии потока к условной кинетической энергии, вычисленной по средней скорости потока).

Коэффициент Кориолиса α является определенной величиной и характеризует степень неравномерности распределения скоростей по живому сечению потока. Установлено, что $\alpha > 1$ и обычно его значение заключено в пределах $\alpha = 1,03 \div 1,1$. Обычно коэффициент Кориолиса определяется опытным путем. Он зависит от степени неравномерности распределения скоростей в поперечном сечении потока и всегда больше

единицы; для так называемого ламинарного режима в цилиндрической трубе $\alpha = 2$, а для так называемого турбулентного режима $\alpha = 1,0454 \div 1,10$. В инженерной практике чаще всего принимают $\alpha=1$.

Сумму $z + \frac{p}{\rho \cdot g}$ называют гидростатическим напором. Сумму всех трёх членов (высот) называют *гидродинамическим, или полным напором* и, как уже было указано, обозначают буквой H .

Уравнение Бернулли выражает собой закон сохранения энергии в механической форме. Как видно, уравнение Бернулли выражает связь между тремя разными величинами потока: высотой положения z , давлением p и средней скоростью $u_{\text{ср}}$ потока жидкости для выбранных характерных сечений. При решении практических задач вместе с уравнением Бернулли применяется и уравнение постоянства расхода (уравнение движения в интегральной форме), т.е. равенства расхода Q во всех сечениях установившегося движения потока жидкости (принимается, что отсутствуют разрывы сплошности среды)

$$Q = \omega \cdot u_{\text{ср}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (28)$$

где $u_{\text{ср}} = \sum u_i$ – средняя скорость движения частиц жидкости в сечении потока, м/с; u_i – скорости движения частиц по сечению потока, м/с.

Все гидравлические потери складываются из потерь на трение по длине и потерь в местных сопротивлениях. Для гидравлических потерь напора $\sum h_{\text{пот}}$ имеем:

– потери напора по длине трубопровода вследствие наличия трения (потери на трение по длине) $\sum h_l$;

– потери напора в местных сопротивлениях (например, внезапное сужение или расширение потока, кран (вентиль), изгибы и др.) $\sum h_m$, т.е.

$$\sum h_{\text{пот}} = \sum h_l + \sum h_m, \text{ м}. \quad (29)$$

Потери напора на трение по длине на i -м участке определяются из формулы Дарси – Вейсбаха

$$\Delta h_l = \lambda_i \frac{l_i u_i^2}{d_i 2g}, \text{ м,} \quad (30)$$

где λ_i – коэффициент гидравлического сопротивления; l_i – длина участка, м; d_i – диаметр трубы, м; u_i – средняя скорость движения частиц жидкости, м/с.

Потери напора в местных сопротивлениях определяются из формулы Вейсбаха

$$\Delta h_m = \xi \frac{u_i^2}{2g}, \text{ м,} \quad (31)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления (выбирается из справочной литературы для конкретного типа гидравлического сопротивления).

Наибольшую сложность при определении Δh_l вызывает коэффициент λ_i . Его величину находят в зависимости от скорости движения жидкости. Весь интервал изменения скорости от 0 до ∞ разделён на зону в ламинарном режиме движения и три зоны в турбулентном режиме течения (рис.6). Для каждой зоны сопротивления предлагаются эмпирические зависимости по определению коэффициента гидравлического сопротивления на трение λ .

1. Первая зона – зона ламинарного режима течения.

Для этой зоны сопротивления $0 < Re \leq 2320$, $\Delta h \propto u^1$, $\lambda = f(v)$.

Предлагается одно из эмпирических выражений по определению

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (32)$$

2. Вторая зона – зона гладкостенного скольжения (или зона гидравлически гладких труб).

Для этой зоны сопротивления $2320 < Re < 56 \frac{d}{\Delta}$, $\Delta h \propto u^{[1+1,75]}$, $\lambda = f(v)$. Одно из эмпирических выражений по определению λ

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}, \quad (33)$$

где Δ – шероховатость внутренней поверхности трубы, м.

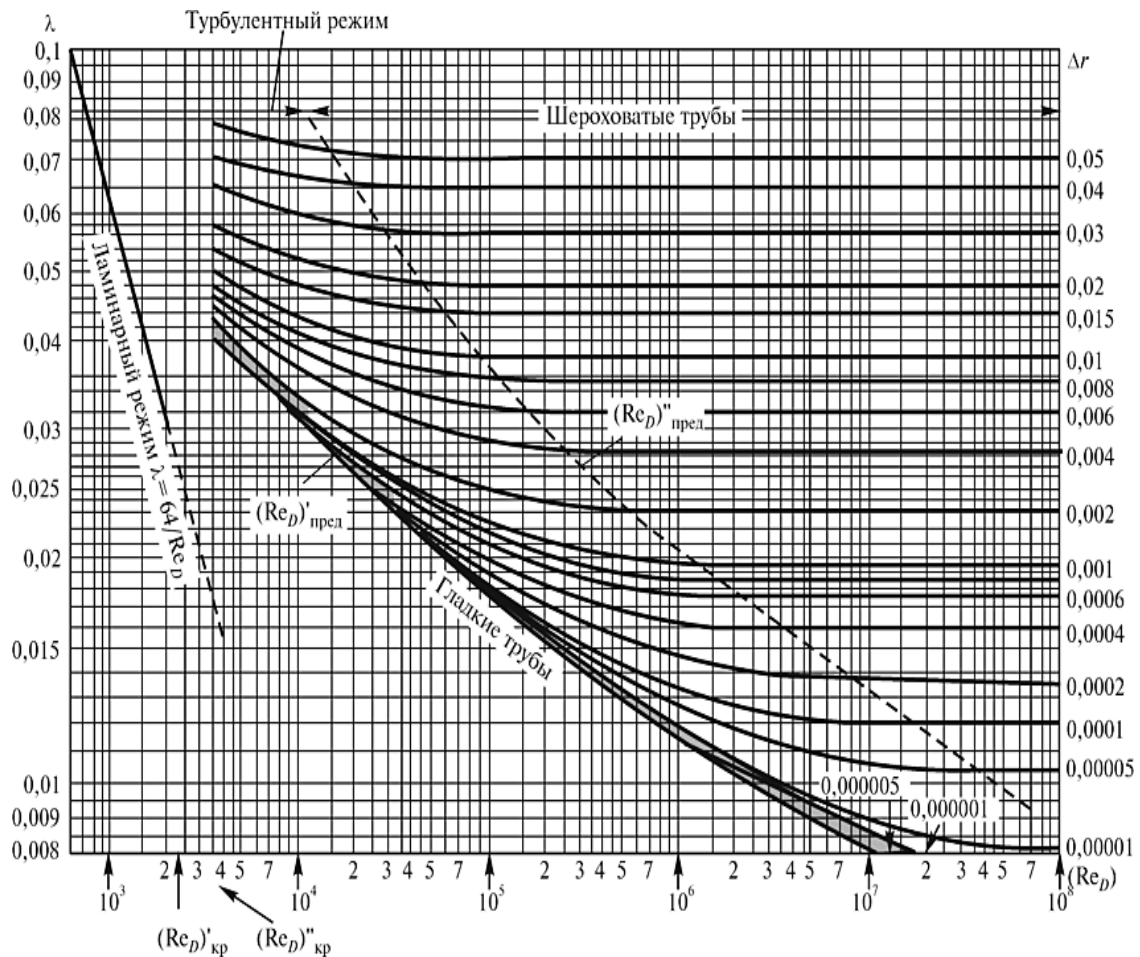


Рис. 6. Зависимость Колбрука-Уайта для определения коэффициента трения

3. Третья зона – зона доквадратичного режима течения. Для этой зоны сопротивления $56 \frac{d}{\Delta} < Re < 500 \frac{d}{\Delta}$, $\Delta h \propto u^{[1,75+2]}$, $\lambda = f(u, \Delta)$.

Одно из эмпирических выражений по определению λ

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}. \quad (34)$$

4. Четвёртая зона – зона квадратичного режима течения. Для этой зоны сопротивления $Re > 500 \frac{d}{\Delta}$, $\Delta h \propto u^2$, $\lambda = f(\Delta)$ и

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}. \quad (35)$$

Основным условием применимости уравнений гидравлики к движению газов является соотношение возникающей при движении газа разности давлений к величине абсолютного давления газа. Если при движении газа (или пара) возникают разности давлений, небольшие по сравнению с абсолютным давлением газа (пара), то изменения объёма

получаются очень незначительными, и такие потоки газа можно считать в первом приближении как несжимаемые. Следовательно, для их исследования можно применять законы, выведенные для движения несжимаемой жидкости. Но в тех случаях, когда движение газа (или пара) сопровождается образованием больших разностей давлений, изменения объёма получаются значительными, и рассматривать газ как несжимаемую среду уже нельзя.

10. Рекомендации по выполнению контрольных заданий

Студентам, согласно учебному плану, необходимо выполнить одно контрольное задание. Номера задач выбираются по последней цифре зачетной книжки и табл. 3, а числовые значения указанных в задаче величин – по предпоследней цифре шифра зачетной книжки и табл. 6.

Прежде чем приступить к выполнению контрольного задания, студент должен обязательно ознакомиться с теоретическими положениями по разделу решаемого задания.

При выполнении контрольного задания необходимо полностью выписать условия задач, цифровые данные и рисунки. Каждая задача должна быть оформлена в следующем порядке: условие задачи, расчетная схема с указанием всех необходимых величин, исходная система уравнений с указанием всех входящих в них величин, план их решения, вычисления и комментарии полученных результатов. Все промежуточные и конечные величины должны быть выражены в единицах СИ. Рисунки и схемы выполнять в масштабе, делать ссылки на используемую литературу.

В конце настоящих указаний приводятся некоторые справочные данные. Однако это не исключает необходимости обращаться к учебникам и справочной литературе.

Таблица 3. Номера задач

Последняя цифра шифра	Номер задач					Последняя цифра шифра	Номер задач				
	1	10	16	21	28		5	6	13	16	21
0	1	10	16	21	28	5	6	13	16	21	33
1	2	15	17	24	35	6	8	11	17	27	31
2	5	9	18	22	29	7	4	9	18	22	32
3	6	8	19	25	34	8	6	7	19	26	28
4	3	14	20	23	30	9	4	12	20	23	33

11. Контрольные задания

1. В вертикальном цилиндрическом резервуаре диаметром D хранится нефть в объеме V , плотность которой $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ при $0 \text{ }^\circ\text{C}$. Пренебрегая расширением резервуара, определить колебания уровня нефти в резервуаре при колебании ее температуры от 0 до $t \text{ }^\circ\text{C}$. Коэффициент температурного расширения принять равным β_t .

2. Для тарировки манометров по эталонному манометру применяется пресс (рис.7: 1- пресс; 2 – эталонный манометр; 3 – проверяемый манометр; 4 – шпindelь; 5 - гайка).

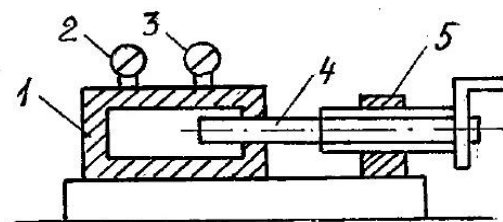
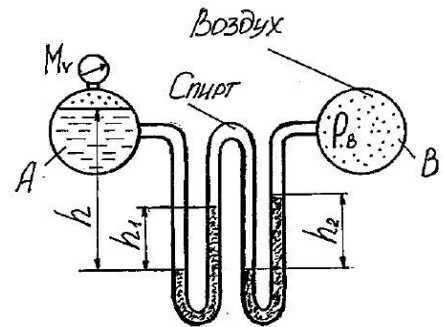


Рис. 7

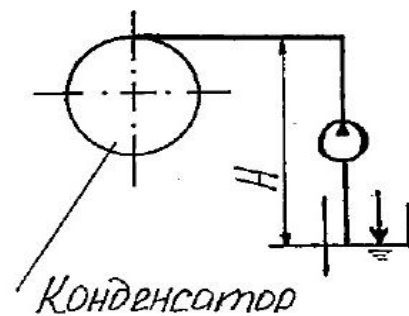
Определить количество оборотов n , которое должен совершить шпindelь, чтобы давление в цилиндре достигло P . Шаг винта шпинделя S , диаметр уплотняющего поршня d , начальный объем масла в цилиндре (при атмосферном давлении) V . Коэффициент объемного сжатия масла β_p .

3. Имеются два резервуара **A** и **B** (рис. 8). В резервуаре **A** находится жидкость $\mathbf{Ж}_A$, в резервуаре **B** - воздух. Определить давление \mathbf{P}_B в резервуаре **B**, если дано давление воздуха в резервуаре **A** - \mathbf{P}_A , показания дифференциального двухколенного манометра \mathbf{h}_1 и \mathbf{h}_2 , положение уровня жидкости в резервуаре **A** относительно уровня рабочей жидкости в левом колене \mathbf{h} . В дифманометре используется жидкость $\mathbf{Ж}_M$.

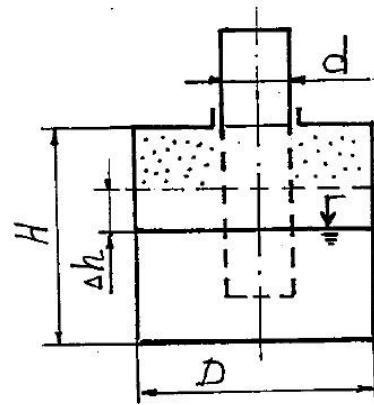


4. Для регулирования расхода в трубопроводе (рис. 9: 1- труба; 2 – распределитель; 3 – цилиндр, 4 – поршень; 5 - задвижка) применяется задвижка. Определить диаметр \mathbf{D} гидравлического цилиндра, необходимый для полного открытия задвижки при избыточном давлении жидкости \mathbf{P} . Диаметр трубопровода \mathbf{d} , масса подвижных частей устройства \mathbf{m} . Коэффициент трения задвижки в направляющих принять $\mathbf{f} = 0,25$, силу трения в цилиндре считать равной 5 % от массы подвижных частей. Давление за задвижкой равно атмосферному.

5. В конденсатор паровой машины (рис. 10) подается насосом вода из открытого бака на высоту \mathbf{H} . Пренебрегая потерями энергии жидкости в трубопроводе, определить статический напор, который должен преодолевать насос при работе, если разрежение в конденсаторе равно \mathbf{P}_B .



6. В сосуд (рис. 11) через отверстие в верхней крышке залита жидкость **Ж** до уровня $H/2$ (H - высота сосуда) при атмосферном давлении воздуха $P_{ат} = 98$ кПа. Как изменится положение уровня жидкости в сосуде и давление воздуха в нем, если в сосуд через отверстие в верхней крышке



опустить плунжер, диаметр которого d и масса m . Диаметр сосуда D . Процесс сжатия воздуха, замкнутого в сосуде, считать изотермическим; трением плунжера в направляющей втулке пренебречь.

7. Определить силы давления жидкости, действующие на каждый участок поверхности **АВСД** (рис. 12), а также точки их приложения аналитическим и графоаналитическим способами.

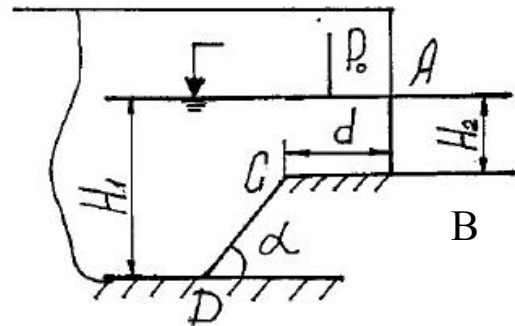


Рис. 12

Графическим способом определить результирующую силу давления, действующую на всю поверхность **АВСД**, и точку ее приложения. Ширина поверхности **В**, остальные величины указаны на рис. 12.

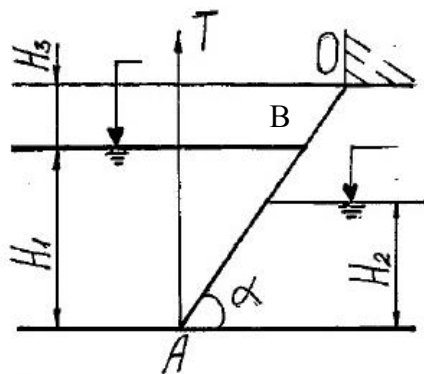


Рис. 13

8. Для перекрытия потока воды в канале применяется затвор (рис. 13), установленный под углом α к горизонту и имеющий ось поворота **О**. Уровень воды в верхнем бьефе (при закрытом затворе) H_1 , в нижнем H_2 , высота расположения шарнира H_3 , ширина затвора **В**.

Определить: 1) силы давления жидкости на затвор и точки их приложения аналитическим и графоаналитическим способами; 2) усилие **Т**, необходимое для открывания затвора.

9. Сосуд (рис. 14) разделен перегородкой на две половины. В перегородке имеется отверстие с размерами $a \times b$, которое закрывается крышкой, вращающейся относительно оси O с координатой Z_0 . Определить

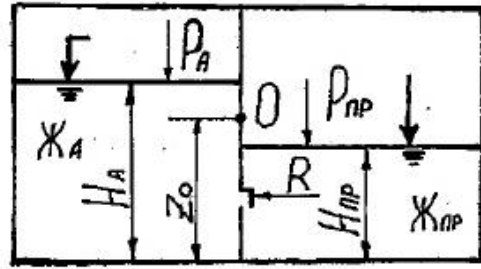


Рис. 14

усилие R , которое надо приложить к крышке (см. рис. 14) для удержания ее в закрытом состоянии при условии, что уровень жидкости $Ж_A$ в левом отсеке сосуда H_A , а давление на граничную поверхность $P_л$, уровень жидкости $Ж_{пр}$ в правом отсеке $H_{пр}$ и давление $P_{пр}$.

10. Затвор AB (рис. 15),

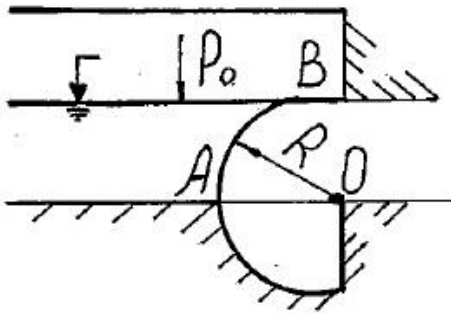


Рис. 15

представляющий собой четверть цилиндра радиуса R и длиной L , служит для перекрытия потока воды в канале. Определить аналитическим и графоаналитическим способами силу давления воды на затвор и точку ее приложения при условии, что давление на поверхность воды равно P_0 .

11. В днище резервуара (рис. 16) имеется отверстие размерами $a \times b$, которое перекрывается цилиндрическим затвором (радиус цилиндра r). Определить силу давления жидкости $Ж$ на затвор и линию ее действия, если уровень жидкости в резервуаре H , давление на граничную поверхность P_0 , масса затвора m . При какой глубине H результирующая сила, действующая на затвор, будет равна нулю?

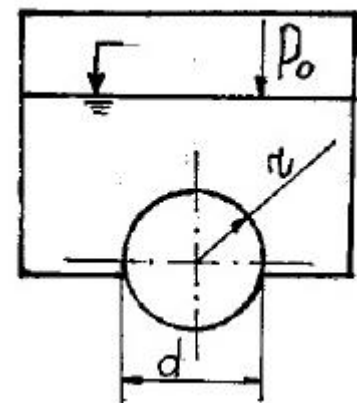


Рис. 16

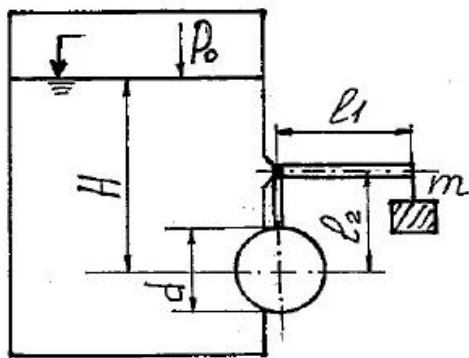


Рис. 17

12. В боковой стенке сосуда (рис. 17) имеется отверстие диаметром d . Отверстие закрывается шаровым клапаном диаметром D . Определить минимальную массу m груза, уравнивающего силу давления жидкости \mathcal{J} , находящейся в сосуде, на клапан, если уровень жидкости в сосуде относительно оси отверстия H ,

давление на граничную поверхность P_0 , плечо рычага l_1 , а расстояние от шарнира до центра шара l_2 . Собственной массой шара и рычагов пренебречь.

13. Цилиндрический сосуд высотой H и диаметром D (рис. 18) приведен во вращение с постоянной угловой скоростью.

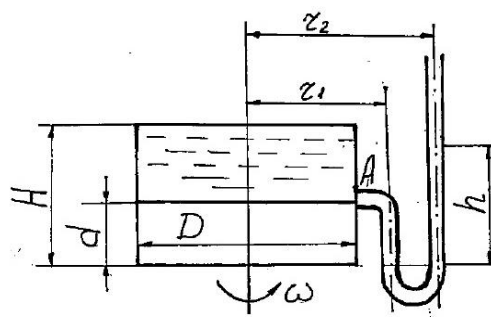


Рис. 18

Найти наименьшее давление в жидкости \mathcal{J} , заполняющей сосуд, если ртутный манометр, присоединенный к сосуду жестко в точке A , имеет показания h и размеры: $d = 0,3H$, $r_1 = (1/2)D + 0,2$ и $r_2 = r_1 + 0,1$ (см. рис. 18). Определить силу давления жидкости на дно и крышку сосуда. Определить угловую скорость ω , при которой в сосуде нарушится равновесие жидкости, считая, что разрыв жидкости происходит в точке (области), где абсолютное давление равно нулю.

14. Цилиндрический сосуд (рис. 19) диаметром D , наполненный жидкостью \mathcal{J} до высоты a в пьезометрах одинакового диаметра, вращается с частотой n . Пьезометры расположены

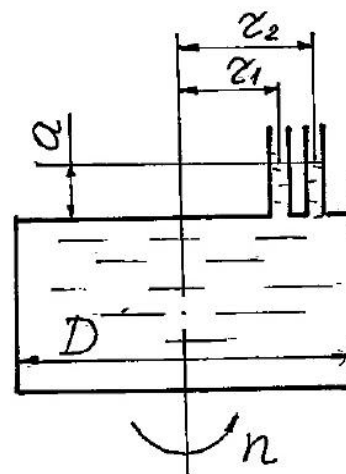


Рис. 19

на радиусах r_1 и r_2 ($r_2 = r_1 + 0,2$). Определить силу давления на крышку сосуда в трех случаях: при совместной работе двух пьезометров и раздельной, когда поочередно отключается каждый из пьезометров.

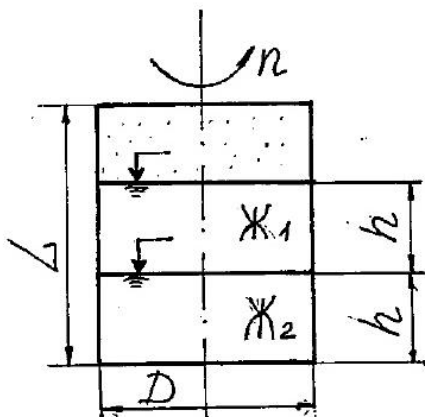


Рис. 20

15. В замкнутый цилиндрический сосуд (рис. 20) диаметром D и шириной L залиты жидкости $Ж_1$ и $Ж_2$ равных объемов, образующие слои толщиной h . Частота вращения сосуда n . Определить, пренебрегая действием на жидкость сил тяжести: 1 - наибольшее давление в сосуде;

2 - растягивающие силы в осевом сечении сосуда и в сечении, перпендикулярном его оси.

16. В бак (рис. 21) поступает жидкость $Ж$ с расходом Q и вытекает через отверстие диаметром d в дне бака. С целью поддержания постоянного расхода через отверстие к баку присоединен прямоугольный водослив с тонкой стенкой. Порог водослива расположен вне кромки отверстия на величину H , ширина водослива B , боковым сжатием пренебречь. Определить подачу в бак Q и расход через отверстие Q_1 ,

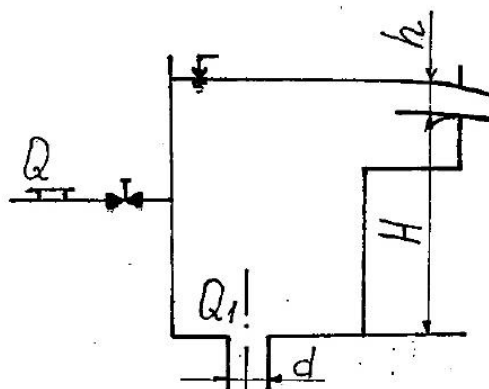


Рис. 21

если напор на водосливе h , коэффициенты расхода отверстия $\mu_0 = 0,97$ и водослива $m = 0,43$. При какой подаче в бак истечение через водослив прекратится? Решить задачу при условии, если к отверстию присоединить внешнюю цилиндрическую или коническую сходящуюся насадки или сопло с выходным отверстием диаметром d . Значения

коэффициентов расхода принять соответствующими автомодельному режиму.

17. Бак (рис. 22) разделен на две секции перегородкой, в которой имеется отверстие с острой кромкой диаметром d_0 . Из каждой секции вода вытекает через внешний цилиндрический насадок диаметром d_0 . Определить расходы через левый - Q_1 и правый - $Q_{пр}$ насадки при условии, что в бак поступает жидкость с расходом Q и отверстие в перегородке затоплено. Как надо

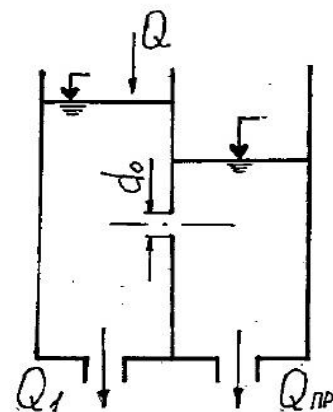


Рис. 22

изменить диаметр насадка в левой секции, чтобы расходы через оба насадка были равны? Значения коэффициентов расхода отверстия μ_0 и насадка $\mu_{цн}$ принять соответствующими автомодельному режиму.

18. Сравнить расходы через отверстие с острой кромкой, внешний цилиндрический насадок и коноидальный насадок (сопло) одинакового диаметра d при одинаковом напоре истечения H (рис. 23).

19. Водоструйный насос (рис. 23) перемещает жидкость $Ж$ из бака $В$ в бак $С$ с помощью рабочего потока воды, движущегося из бака $А$ в бак $С$. Баки $В$ и $С$ открыты, бак $А$ - закрыт и имеет давление воздуха P_A .

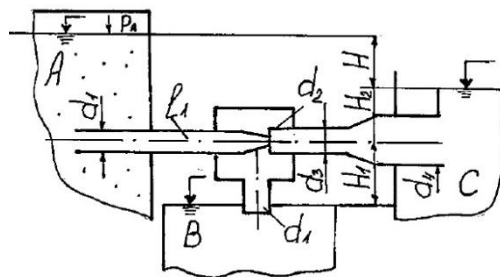


Рис. 23

При указанных на рисунке обозначениях определить: 1) давление в баке $А$ и расход воды для момента, когда насос перестает перемещать жидкость $Ж$ из бака $В$ в бак $С$. При этом $l_1 = 2$ м, $d_1 = 50$ мм, $d_2 = 25$ мм, $d_3 = 45$ мм, $d_4 = 100$ мм; H , H_1 и H_2 - см. табл. 6; 2) расход Q_2 перемещаемой из бака $В$ жидкости $Ж$, если известно давление P_A и расход рабочего потока Q_1 (воды), а также величины, указанные в п. 1.

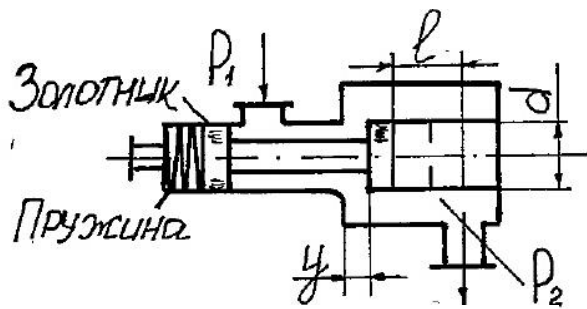


Рис. 24

20. Для понижения давления на отдельных участках гидросистемы применяется редуцирующий клапан (рис. 24). Определить редуцированное давление P_2 и высоту подъема

золотника y при расходе через клапан жидкости $Ж$ в количестве Q , давлении на входе P_1 и сжатии пружины l . Диаметр золотника d , жесткость пружины C , коэффициент расхода клапана $\mu = 0,6$. Как изменится подъем золотника y и расход Q , если редуцированное давление увеличится на 25 % от начального, а давление на входе P_1 не изменится.

21. Жидкость $Ж$ подается из закрытого бака A в открытый B в количестве Q за счет избыточного давления P_A в баке A по трубе, характеризующейся размерами d , h и l (рис. 25). Определить давление P_A при полностью открытом вентиле, имеющем коэффициент сопротивления ζ , и абсолютной шероховатости трубы Δ . Дать геометрическую интерпретацию уравнения Бернулли.

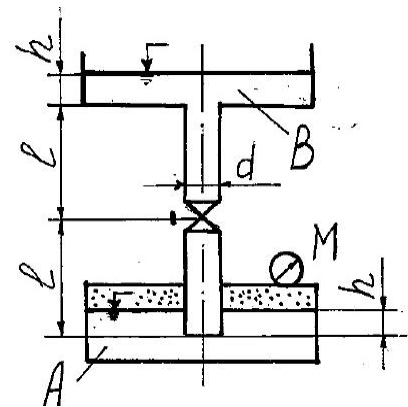


Рис. 25

22. Из закрытого бака A жидкость по трубе вытекает в атмосферу

(рис. 26). Определить: 1) расход жидкости Q и давление P_A в баке A , если дано: перепад давления на среднем участке трубы (в пьезометрах) Δh , геометрический напор в баке H , диаметр трубы d , длина одного участка l ,

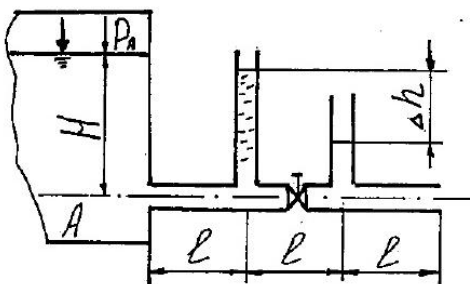


Рис. 26

шероховатость Δ , температура жидкости t °C, коэффициент

сопротивления вентиля $\zeta = 0$; 2) как изменится расход и разность показаний Δh , при том же напоре в баке, но частично прикрытой задвижке ($\zeta \neq 0$).

23. Пневмогидравлический аккумулятор 1 приводит в движение поршень 4 гидроцилиндра 3 (рис. 27). Определить скорость установившегося движения поршня

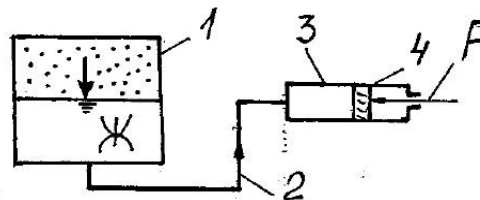


Рис. 27

$V_{п}$, если дано: полезная нагрузка поршня F , давление воздуха P_0 , диаметр трубы 2 – d , длина l , диаметр цилиндра D , жидкость Ж при температуре $15 \div 30$ °С, потери на местные сопротивления составляют $20 \div 30$ % от потерь по длине. Утечками и трением поршня в гидроцилиндре пренебречь.

24. В стальном трубопроводе движется жидкость Ж при расходе Q и температуре t °С. Длина трубопровода L , диаметр d , толщина стенок δ . Определить минимальное время закрывания задвижки, чтобы повышение давления, вызванное гидроударом, не превышало ΔP_{max} . На сколько повысится давление в трубопроводе при мгновенном закрывании задвижки?

25. Сложный стальной трубопровод состоит из двух последовательно соединенных участков и задвижки на выходе. Определить повышение давления перед задвижкой при ее закрывании, если время закрывания τ , расход воды Q , длина первого участка l_1 , диаметр d_1 , второго – l_2 , d_2 , толщина стенок трубопровода δ , температура t °С. Определить наименьшее время закрывания задвижки, исключаяющей прямой гидравлический удар.

26. Баки А и В соединены сложным трубопроводом (рис. 28). Размеры труб: $d_1 = d_4$, $d_2 = d_3$, $l_1 = l_4$, $l_2 = l_3$. Определить магистральный расход воды в трубопроводе, если давление в баке А - P_A , в баке В - P_B , разность уровней жидкости в баках H .

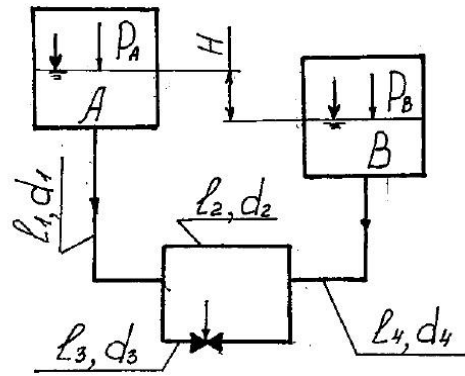


Рис. 28

Коэффициенты сопротивления трения в трубах равны: $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = 0,025$, $\lambda_4 = 0,02$; коэффициент сопротивления задвижки равен ζ . Остальными местными сопротивлениями пренебречь.

27. Из закрытого бака (рис. 29) керосин вытекает по сложному трубопроводу в атмосферу. Размеры труб: d_1 , l_1 , $d_2 = d_3$, $l_2 = l_3$, шероховатость Δ . Определить расходы жидкости на участках II и III, если давление в баке P_A и высота уровня жидкости H , а также высоту h расположения узла С при предельной вакуумметрической высоте, равной 10 м.

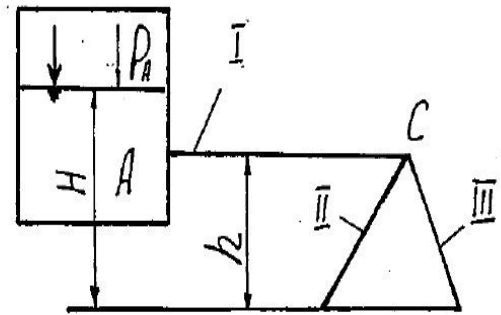


Рис. 29

28. Насос подает керосин в трубопровод (рис. 30). Размеры труб d_1 , l_1 , $d_2 = d_3$, $l_2 = l_3$, шероховатость $\Delta = 0,1 \div 1,0$ мм, коэффициент сопротивления вентиля ζ , высоты расположения выходных сечений H_2 , H_3 . Расход насоса Q . Определить: 1) расходы жидкости на участках II и III; 2) давление на выходе из насоса (в сечении 2-2);

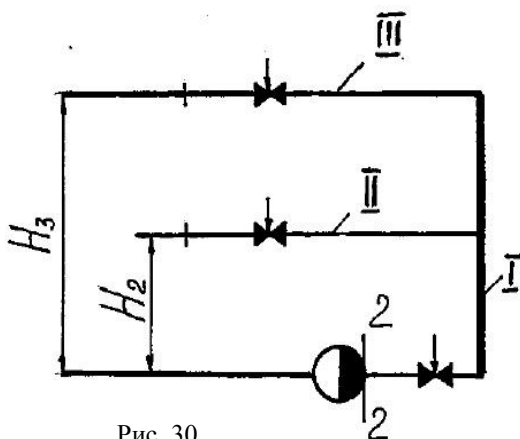


Рис. 30

3) при каких значениях диаметров d_2 и d_3 расходы на участках II и III будут равны?

29. Центробежный насос работает на трубопровод, данные которого приведены в задаче 28. Характеристики насоса даны в табличной форме (табл. 4). Определить: 1) параметры насоса (расход, напор, подводимую мощность, общий КПД) при работе на сеть и построить характеристики насоса, считая, что они соответствуют частоте вращения n ; 2) как изменятся параметры насоса, если частота вращения увеличится на 25 %?

30. Центробежный насос, характеристики которого приведены в табл. 4, работает на трубопровод, схема и данные которого указаны в задаче 28. Определить: 1) параметры насоса (напор, подводимую мощность, общий КПД), считая, что они соответствуют частоте вращения n ; 2) какова будет частота вращения ротора n_x , если расход насоса увеличится на 25 %.

Таблица 4. Параметры насоса

\bar{Q}	$0*Q_{\text{опт}}$	$0,2*Q_{\text{опт}}$	$0,4*Q_{\text{опт}}$	$0,6*Q_{\text{опт}}$	$0,8*Q_{\text{опт}}$	$1,0*Q_{\text{опт}}$	$1,2*Q_{\text{опт}}$
\bar{H}	$H_0*1,0$	$H_0*1,07$	$H_0*1,03$	$H_0*1,0$	$H_0*0,96$	$H_0*0,85$	$H_0*0,72$
$\bar{\eta}$	$0*\eta_{\text{max}}$	$0,44*\eta_{\text{max}}$	$0,72*\eta_{\text{max}}$	$0,86*\eta_{\text{max}}$	$0,96*\eta_{\text{max}}$	$1,0*\eta_{\text{max}}$	$0,96*\eta_{\text{max}}$

*) \bar{Q} , \bar{H} , $\bar{\eta}$ - относительные величины расхода, напора и КПД соответственно. При этом: $\bar{Q} = Q_i / Q_{\text{опт}}$, $\bar{H} = H_i / H_0$, $\bar{\eta} = \eta_i / \eta_{\text{max}}$, где Q_i , H_i , η_i - текущие значения расхода, напора и КПД; $Q_{\text{опт}}$ - расход, соответствующий максимальному значению КПД - η_{max} ; H_0 - значение напора при закрытой задвижке. Принять: $Q_{\text{опт}} = 10^{-3} * 50 \text{ м}^3/\text{с}$, $H_0 = 35,5 \text{ м}$, $\eta_{\text{max}} = 0,75$.

31. В замкнутой системе (рис. 31) создается циркуляция жидкости **Ж** в количестве **Q** с помощью насосов 1 и 2 по одинаковым трубопроводам длиной **l** и диаметром **d**. Определить напор каждого насоса, если вакуумметрическое давление в баке **A** равно **P_v**, разность уровней жидкости в баках **h**, коэффициент сопротивления по длине $\lambda = 0,025$. При каком вакууме **P_v** в баке **A** насосы будут создавать одинаковые напоры?

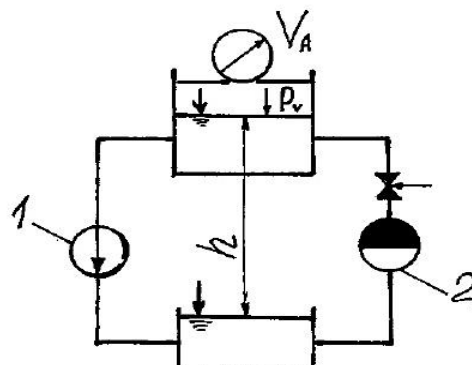


Рис. 31

32. Насос создает циркуляцию жидкости **Ж** в замкнутой системе (рис. 32), состоящей из трех участков трубопровода общей длиной **4l**, диаметром **d** и шероховатостью Δ , радиатора (ζ_p) и компенсационного бачка, расположенного на высоте **H**.

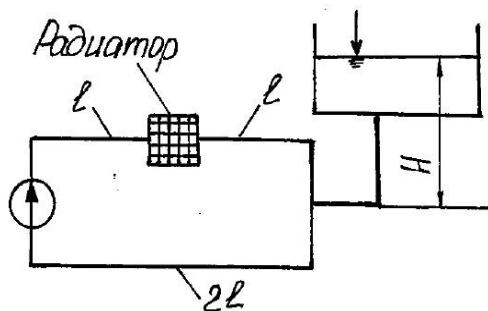


Рис. 32

При подаче насоса **Q**: 1) определить напор и мощность насоса; 2) построить пьезометрическую линию для системы и определить давление на входе в насос **P_{вс}**; 3) определить наименьшую высоту **H_{min}**, при которой в системе не будет вакуума.

33. Насос работает на замкнутую систему (рис. 33), состоящую из котла и соединяющих трубопроводов, равной длины **l** и диаметром **d**. К середине правого вертикального участка подключен пьезометр, жидкость в котором устанавливается на высоте **h**. Давление в котле **M_к**. Определить:

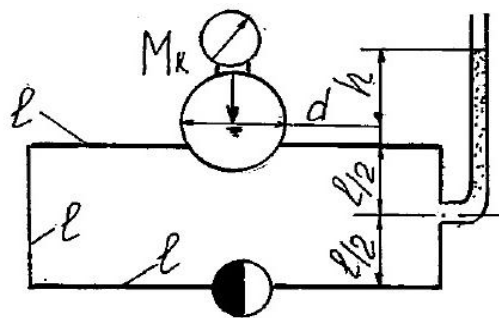


Рис. 33

1) направление циркуляции жидкости **Ж** в системе; 2) подачу, напор и

мощность насоса, приняв коэффициент сопротивления $\lambda = 0,025$ и пренебрегая местными сопротивлениями; 3) определить давление на входе и выходе из насоса.

34. Центробежный насос при частоте вращения n обеспечивает циркуляцию жидкости \mathcal{J} в замкнутой системе (рис. 34), состоящей из двух участков трубопровода I и II, соединяемых в точке А, и компенсационного бачка,

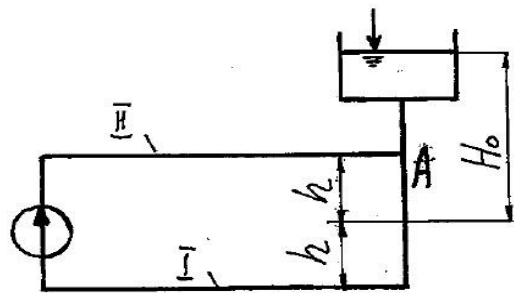


Рис. 34

присоединенного в этой точке и расположенного на высоте H_0 . Длина всасывающей линии I (от точки А до насоса) l_1 , длина вертикального участка $2h$, Диаметр труб d , коэффициент сопротивления $\lambda = 0,02 \div 0,03$, температура жидкости t °С. Характеристики насоса при работе на воде, имеющей температуру 20 °С, и частоте вращения $n = 900$ об/мин представлены в табл. 5.

Определить: 1) подводимую мощность насоса; 2) минимальное значение $H_{0 \text{ min}}$ в баке, соответствующее отсутствию вакуума в трубопроводе; 3) определить давление на входе в насос и построить пьезометрическую линию участка I.

Таблица 5. Параметры насоса

$10^* Q,$ $\text{м}^3/\text{с}$	0	5	10	15	20	25
$H, \text{м}$	9,4	9,4	8,8	7,5	5,5	2,6
$\eta, \%$	0	30	60	70	65	50

35. Для подъема груза массой m и со скоростью V используется гидропривод (рис. 35), состоящий из насоса 1, дросселей 2 и 3, гидроцилиндров 4 и 5 и трубопровода. Рабочая жидкость $Ж$, диаметр труб d , диаметр гидроцилиндра D , расстояние между осями гидроцилиндров L . При укладке груза его центр тяжести может смещаться от среднего положения на величину a .

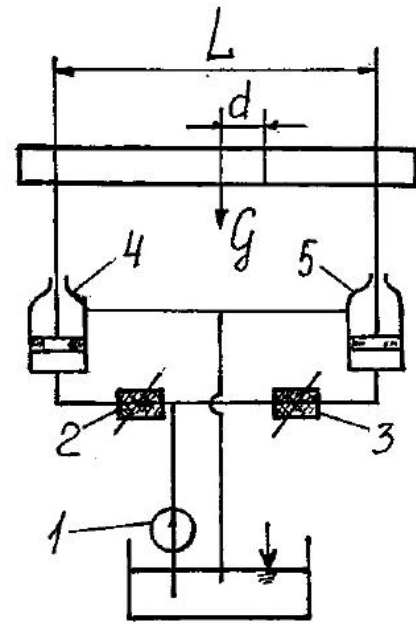


Рис. 35

1. Каким должен быть коэффициент сопротивления дросселя 2 или 3, чтобы груз поднимался без перекашивания? Коэффициент сопротивления полностью открытого дросселя принять равным нулю.

2. Какими будут при этом подача насоса и развиваемое им давление?

Потерями напора в трубопроводах системы, трением и утечками в гидроцилиндрах пренебречь.

Таблица 6. Исходные данные для решения задач

№ задачи	Величины		Предпоследняя цифра шифра									
	наименование	ед. измерения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	D	м	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4
	V	м ³	550	500	450	400	350	300	250	200	150	100
	t	°С	42	40	36	36	34	32	30	28	25	20
	10 ³ ·β _t	1/град.	0,77	0,76	0,75	0,74	0,73	0,725	0,72	0,715	0,71	0,705
2	*) 10 ⁻³ ·P	кПа	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23
	S	мм	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6
	d	мм	10	12	14	16	18	20	22	24	26	30
	V	см ³	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650
	10 ⁵ ·β _p	см ² /Н	0,48	0,478	0,465	0,455	0,155	0,44	0,44	0,438	0,436	0,45
3	10 ⁻² ·P _A Ж _A	кПа -	-0,2 вода	1 керосин	2 масло турбин.	-0,3 бензин	3 масло транс.	5 масло веретен.	-0,25 вода	6 нефть	-0,35 керосин	8 бензин
	h	м	4	6	5	8	3	2	7	1	10	2

*Здесь и в последующем принято: P – давление, система измерения которого вытекает из содержания задачи P_A, P_M и P_B – абсолютное, избыточное (манометрическое) и вакуумметрическое давления; "+" - P_M, "-" - P_B.

Продолжение табл. 6

№ задачи	Величины		Предпоследняя цифра шифра									
	наименование	ед. измерения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
3	J_A	-	ртуть	вода	вода	глицерин	вода	ртуть	хлор. натрий	вода	глицерин	ртуть
	h_1	мм рт.ст.	100	200	300	150	260	300	180	300	160	320
	h_2	мм рт.ст.	150	250	350	180	280	320	200	330	180	340
4	$10^{-2} \cdot P$	кПа	5	4	3	2	1	1,5	2,5	3,5	4,5	5,5
	d	м	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,05	0,95	0,85	0,75	0,65
	$10^{-2} \cdot m$	кг	1,4	1,5	1,6	1,85	2	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5
5	H	м	50	45	40	35	30	25	20	18	16	15
	$10^{-2} \cdot P_B$	кПа	0,85	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,55	0,5	0,48	0,45
6	J	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	H	м	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	d	м	0,5	0,6	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	0,98	1	1,2
	D	м	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5
	$10^{-2} \cdot m$	кг	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23
7	$10^{-2} \cdot P_0$	кПа	-0,5	2	-0,4	2,5	-0,3	1	-0,2	1,5	-0,1	1
	H_1	м	3,5	2	5,5	6,2	6,5	6,6	6,6	7,2	7,6	10
	H_2	м	1,5	2	2,7	3	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0	4,2
	d	м	1,5	2	2,5	2,8	3	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0
	α	град.	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
	B	м	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5

Продолжение табл. 6

№ задачи	Величины		Предпоследняя цифра шифра									
	наименование	ед. измерения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
8	α	град.	60	62	64	68	70	74	78	80	82	84
	H_1	м	10	9	8	7,5	7	6,5	6	5,5	5	4,5
	H_2	м	3	2,8	2,6	2,4	2,2	2	1,8	1,6	1,4	1,2
	H_3	м	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,35	0,3	0,25
	B	м	7	6,5	6	5,5	5	4,5	4	3,5	3	2,5
	v	м	0,3	0,2	0,4	0,3	0,4	0,5	0,7	0,8	0,8	1
	Z_0	м	3,5	4	4,8	5,5	6	6,6	6,5	6,4	6	8
	J_L	-	вода	нефть	спирт	бензин	масло минер.	керосин	ртуть	спирт	нефть	бензин
	H_L	м	4	5	6	7	8	9	9,5	8,5	6,5	10
	$10^{-2} \cdot P_L$	кПа	1	1	1,5	-0,2	3	4	2	-0,1	3	-0,3
	$J_{ПР}$	-	спирт	вода	вода	масло тран.	керосин	масло турб.	вода	ртуть	глицер.	вода
	$H_{ПР}$	м	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5
$10^{-2} \cdot P_{ПР}$	кПа	0,5	-0,1	-0,2	0,6	1	1,2	2	2,3	1,5	-0,6	
10	R	м	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5
	L	м	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7
	$10^{-2} \cdot P_B$	кПа	1	0,8	0,6	0,4	0,2	0,1	-0,1	-0,2	-0,4	-0,6

Продолжение табл. 6

№ задачи	Величины		Предпоследняя цифра шифра									
	наименование	ед. измерения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
11	a	м	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
	в	м	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	г	м	0,1	0,2	0,3	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7
	Ж	-	вода	бензин	керосин	спирт	масло трансф.	ртуть	масло минер.	бензол	анилин	масло кастор.
	Н	м	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6
	$10^{-2} \cdot P_0$	кПа	0,5	1	-0,5	1,5	-0,4	2	-0,3	2,5	-0,2	3
	$10^{-2} \cdot m$	кг	1	2,5	4	8	12	15	20	30	40	60
12	d	м	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
	D	м	1,5	1,3	1,1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
	Ж	-	ртуть	глицерин	спирт	анилин	бензол	керосин	вода	масло кастор.	бензин	масло минер.
	Н	м	1,5	10	9	8	7	6	5	4	2	1
	$10^{-2} \cdot P_0$	кПа	-0,5	1	2	-0,4	2,5	3	-0,3	-0,2	3,5	4
	l_1	м	1,8	1,6	1,4	1,2	1	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4
	l_2	м	0,6	0,55	0,5	0,45	0,35	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1

Продолжение табл. 6

№ задачи	Величины		Предпоследняя цифра шифра									
	наименование	ед. измерения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
13	H	м	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2
	D	м	2,1	1,9	1,7	1,5	1,3	1,1	0,9	0,7	0,5	0,3
	Ж	-	бензин	керосин	масло веретен.	масло индустр.	вода	масло АМГ	глицерин	масло турбин.	спирт	глицерин
	h	м	0,5	0,8	1,1	1,4	1,7	2	2,3	2,6	2,8	3
15	D	м	0,20	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65
	L	м	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	0,6	0,7	0,75	0,8
	h	м	0,08	0,1	0,12	0,12	0,15	0,2	0,25	0,3	0,3	0,35
	Ж ₁	-	керосин	масло турбин.	вода	масло кастор.	бензин	масло веретен.	спирт	керосин	автол	автол
	10 ⁻³ ·n Ж ₂	об/мин -	3,4 вода	3,3 вода	3,2 ртуть	3,1 глицерин	3 вода	2,8 ртуть	2,6 вода	2,4 масло индустр.	2,2 вода	2 масло турбин.
16	d	мм	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140
	B	м	0,9	0,86	0,82	0,78	0,74	0,7	0,66	0,62	0,58	0,54
	H	м	4,5	4,2	3,9	3,6	3,3	3	2,7	2,4	2,1	1,8
	h	мм	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120
17	d _o	мм	116	112	108	104	100	96	92	88	84	80
	10 ³ ·Q	м ³ /с	92	89	86	83	80	77	74	71	68	65
18	H	м	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	d	мм	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28

Продолжение табл. 6

№ задачи	Величины		Предпоследняя цифра шифра									
	наименование	ед. измерения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
19	Ж	-	спирт	бензин	керосин	глицерин	масло трансф.	автол	масло кастор.	масло ИС-20	масло соляр.	хлор. натрий
	Н	м	5,4	5	4,5	6	5,6	4,8	6,2	6,8	5,3	5,7
	Н ₁	м	6,6	6,5	6	4	5,5	5	3,5	3,6	3,2	3
	Н ₂	м	1,6	1,5	1,4	1,2	1,4	1,3	1,1	1	0,9	0,8
	10 ⁻² ·P _A	кПа	1	1,2	1,4	1,6	1,8	1,9	2	2,1	2,2	2,3
10 ³ ·Q ₁	м ³ /с	1	1,3	1,6	0,6	0,7	0,8	0,8	0,5	0,4	0,3	0,35
20	Ж	-	вода	бензин	керосин Т-1	масло кастор.	вода	масло трансф	масло АМГ-10	масло турбин.	масло ИС-20	масло ИС-50
	10 ³ ·Q	м ³ /с	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,58	0,56	0,54	0,52	0,5
	P ₁	мПа	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	l	мм	2,6	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1	2	1,9	1,8	1,7
	d	мм	22	20	18	16	14	13	12	11	10	9
C	н/мм	255	250	245	235	230	225	220	215	210	205	
21	Ж	-	бензин	спирт	вода	керосин Т-1	автол	масло кастор.	масло турбин.	масло ИС-20	масло веретен.	керосин
	10 ³ ·Q	м ³ /с	0,7	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,1	2,4	2,8
	d	мм	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
	l	м	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,44	0,47	0,5	0,55	0,6
	h	м	0,7	2	2,5	3	3,4	3,7	4	4,3	4,6	4,9
	ζ	-	7,5	8,5	9	9,3	9,6	8,1	7,6	7,3	7	6,7
Δ	-	0,07	0,08	0,1	0,15	0,18	0,2	0,22	0,24	0,26	0,28	

Продолжение табл. 6

№ задачи	Величины		Предпоследняя цифра шифра									
	наименование	ед. измерения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
22	Ж	-	бензин	глицерин	автол	керосин Т-1	вода	масло ИС-50	масло кастор.	масло веретен.	масло турбин.	масло АМГ-10
	Δh	м	2,2	2,4	2,6	2,8	3	3,2	3,4	3,6	4	4,5
	H	м	2,1	2,7	3,7	4,5	5,5	6	7,1	7,9	8,3	8,7
	d	м	70	65	60	56	50	48	46	44	42	40
	l	мм	7,5	7	6	5	4	3,5	3	2,5	2,4	2,3
	Δ	-	0,65	0,6	0,58	0,55	0,5	0,4	0,3	0,2	0,15	0,1
	t	°С	80	65	40	40	20	30	35	40	45	50
ζ	-	3,7	4,1	4,4	4,7	5	5,2	5,5	6	6,5	7	
23	F	кН	6,8	7,1	7,4	7,7	8	9	10	11	12	13
	P _o	мПа	3,5	3,7	4	4,5	5	6	7	8	9	10
	d	мм	15	20	25	30	32	34	36	38	40	45
	l	м	5	7	9	11	12	13	14	15	16	17
	D	мм	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
	Ж	-	автол	масло турбин.	масло веретен.	масло трансф.	масло ИС-20	масло кастор.	глицерин	керосин ТС-1	бензин	вода
24	Ж	-	вода	бензин	керосин Т-1	керосин ТС-1	масло ИС-20	автол	масло веретен.	масло трансф.	масло ИС-50	спирт
	$10^{-3} \cdot Q$	м ³ /с	100	80	70	65	60	55	50	45	40	35
	t	°С	15	20	25	30	30	35	35	25	30	25
	L	м	800	700	600	650	500	550	400	450	300	250
	d	мм	200	180	160	150	140	130	120	110	100	10
	$10^3 \cdot \delta$	м	10	9	8	7	6	5	4	3	3,5	2,5
ΔP_{\max}	мПа	40	35	30	25	20	15	10	8	6	4	

Продолжение табл. 6

№ задачи	Величины		Предпоследняя цифра шифра									
	наименование	ед. измерения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
25	τ	с	0,25	0,2	0,18	0,17	0,15	0,2	0,3	0,22	0,14	0,16
	$10^3 \cdot Q$	м ³ /с	20	25	30	32	36	38	42	45	50	60
	l_1	м	100	120	140	160	180	200	220	240	250	270
	d_1	мм	200	190	175	165	160	155	150	145	140	135
	l_2	м	200	210	220	230	240	250	260	270	280	300
	d_2	мм	100	110	120	90	85	80	75	70	65	60
	$10^3 \cdot \delta$	м	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	6,2	6	5,6
	t	°С	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
26	d_1	мм	70	75	80	85	90	95	100	105	120	130
	l_1	м	40	50	60	70	80	90	95	100	105	85
	d_2	мм	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95
	l_2	м	30	40	50	55	60	65	70	75	80	85
	P_A	мПа	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,25	0,2	0,3	0,15
	P_B	мПа	0,5	0,4	0,3	0,35	0,2	0,15	0,1	-0,1	-0,1	-0,2
	H	м	20	22	24	25	26	27	28	29	30	31
	ζ	-	13	15	17	19	21	23	25	27	29	31

Продолжение табл. 6

№ задачи	Величины		Предпоследняя цифра шифра									
	наименование	ед. измерения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
27	d_1	мм	125	120	115	100	96	90	84	80	75	70
	l_1	м	100	95	90	85	80	70	60	50	40	30
	d_2	мм	80	75	70	65	60	55	50	45	40	35
	l_2	м	70	64	60	56	50	46	42	38	34	28
	Δ	мм	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
	P_A	мПа	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18
	H	м	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
28	d_1	мм	50	60	70	74	78	82	86	90	94	100
	l_1	м	20	30	40	44	48	53	57	60	64	72
	d_2	мм	40	45	50	55	60	62	65	70	72	74
	l_2	м	35	40	45	50	52	55	58	60	62	64
	ζ	-	10	9	8	7	6	5	4	3	2,5	2
	H_2	м	2	3	3,5	4	4,2	4,6	4,8	5	5,2	5,4
	H_3	м	3	4	4,5	5	5,2	5,3	5,1	5,4	6	6,2
$10^3 \cdot Q$	м ³ /с	10	15	20	30	35	40	45	50	55	62	
29	$10^2 \cdot n$	об/мин	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280
30	$10^2 \cdot n$	об/мин	300	290	270	250	230	210	200	190	170	150
31	Ж	-	автол	масло ИС-20	масло ИС-50	вода	бензин	керосин Т-20	масло турбин.	масло АМГ-10	вода	бензин
	$10^3 \cdot Q$	м ³ /с	28	26	26	24	22	20	18	16	15	13
	d	мм	150	140	130	120	110	100	90	80	70	60
	l	м	30	28	26	25	24	22	20	19	18	17
	$P_{\text{вак}}$	кПа	80	75	70	65	60	55	50	45	40	35
h	м	12	10	9	8	7	6,5	5	4,5	4	3,6	

Продолжение табл. 6

№ задачи	Величины		Предпоследняя цифра шифра									
	наименование	ед. измерения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
32	Ж	-	вода	керосин ТС-1	автол	керосин ТС-1	масло турбин.	масло кастор.	масло ИС-20	бензин	автол	спирт
	$4l$	м	130	120	110	100	90	80	70	60	50	40
	d	мм	155	145	135	125	115	105	95	85	75	65
	Δ	мм	1,2	1,1	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
	ζ_p	-	25	23	21	19	17	15	13	11	9	7
	H	м	26	24	22	20	19	18	17	16	15	14
33	$10^3 \cdot Q$	м ³ /с	32	30	28	25	24	22	20	18	16	14
	l	м	10	12	13	15	17	18	19	20	21	22
	d	мм	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95
	h	м	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5
	P_K	кПа	100	120	130	140	150	160	180	190	200	210
	Ж	-	мазут	автол	масло трансф.	масло ИС-20	масло АМГ-10	масло ИС-50	керосин Т-1	бензин	вода	керосин ТС-1
a	м	1	1,2	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,85	1,9	1,95	

Окончание табл. 6

№ за-дачи	Величины		Предпоследняя цифра шифра									
	наименование	ед. измерения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
34	n Ж	об/мин	900 вода	1000 бензин	1100 керосин ТС- 1	1200 мазут	1300 керосин Т- 1	1400 автол	1500 масло ИС-20	1600 масло ИС-50	1700 масло трансф.	1800 масло турбин. 19
	H ₀	м	10	11	12	13	14	15	16	17	18	150
	l ₁	м	200	190	185	180	175	170	165	160	155	6,8
	2h	м	4	4,5	5	5,4	5,8	6	6,2	6,4	6,6	62
	d	мм	100	95	90	86	82	87	74	70	66	75
	t	°С	30	35	40	45	50	54	58	60	65	
35	m V Ж	Т м/с -	6 0,5 масло ИС-20	7 0,45 масло турбин.	8 0,4 масло кастор.	9 0,36 масло АУ	10 0,32 масло трансф.	11 0,28 масло соляр.	12 0,24 масло ИС-20	13 0,22 масло ИС-50	14 0,2 масло кастор.	15 0,18 масло АУ
	d	мм	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
	D	мм	100	110	115	120	125	130	135	140	145	150
	L	м	5	5,2	5,4	5,8	6	6,2	6,4	6,5	6,8	7
	a	мм	250	260	270	280	290	300	310	320	330	340

12. Методические указания к решению задач

Задача 1. Использовать формулу для коэффициента температурного расширения.

Задача 2. Использовать формулу для коэффициента объемного сжатия.

Задача 3. Использовать основное уравнение гидростатики.

Задача 4. Написать уравнение равновесия системы "поршень - задвижка" и решить его.

Задача 5. Использовать основное уравнение гидростатики.

Задача 6. Написать уравнение равновесия плунжера и уравнение изотермического сжатия воздуха и решить их совместно.

Задача 7. Аналитический способ состоит в применении формул, определяющих силы давления жидкости на поверхности и точки их приложения к данной задаче, а графоаналитический - путем построения эпюры давления.

Задачи 8, 9. Написать уравнение моментов сил, действующих на крышки, и решить его.

Задачи 10, 11. Применить формулы для определения сил давления жидкости на криволинейные поверхности.

Задача 12. Написать уравнение моментов сил, действующих на клапан, и решить его.

Задачи 13, 14, 15. Применить зависимость для распределения давления в объеме жидкости при вращении сосуда вокруг вертикальной оси и уравнение поверхности равного давления.

Задачи 16, 17, 18. Применить формулу для определения расхода при истечении жидкости через отверстия и насадки и водосливы. При этом обратить внимание на различные значения коэффициентов расхода для указанных элементов.

Задача 19. Применить уравнение Бернулли и основное уравнение гидростатики.

Задача 20. Написать уравнение равновесия клапана и решить его совместно с уравнением расхода жидкости в цилиндрической щели, образованной корпусом и клапаном.

Задача 21. Написать характеристическое уравнение трубопровода и решить его относительно P .

Задача 22. Применить уравнение Бернулли.

Задача 23. Определить давление под поршнем и применить уравнение Бернулли для всего трубопровода.

Задачи 24, 25. Применить формулу Жуковского для определения повышения давления при прямом и непрямом гидравлическом ударе.

Задача 26. Использовать характеристическое уравнение трубопровода.

Задача 27. Использовать условия, характерные для трубопроводов с параллельным соединением, и написать уравнение Бернулли для участка, ограниченного узлом C и выходом, после чего определить Q и h .

Задача 28. Использовать методику расчета трубопровода с параллельным и последовательным соединением.

Задача 29. Определение параметров насоса при увеличенной на 25 % частоте вращения ротора произвести графоаналитическим способом. Характеристики насоса пересчитываются при этом по формулам пропорциональности.

Задача 30. При определении частоты вращения ротора n , воспользоваться параболой подобия.

Задачи 31, 32, 33, 34. Относятся к теме "Работа насоса на сеть (трубопровод)". Написать уравнение Бернулли для этого случая и решить его. Воспользоваться граничными условиями, приведенными в задачах.

Задача 35. Написать уравнение Бернулли для насоса, работающего на трубопровод с параллельным соединением участков, и решить его.

Численные данные некоторых физических величин приведены в табл. 7 - 11.

13. Численные данные некоторых физических величин

Таблица 7. Коэффициент объемного сжатия воды $\beta_p \cdot 10^5$, см²/Н

t, °C	Давление, Н/см ²				
	50	100	200	390	780
0	0,540	0,537	0,531	0,523	0,515
5	0,529	0,523	0,518	0,508	0,493
10	0,523	0,518	0,508	0,498	0,481
15	0,518	0,510	0,503	0,488	0,470
20	0,515	0,505	0,495	0,481	0,460

Таблица 8. Модуль упругости воды $E_0 \cdot 10^{-3}$, Н/см²

t, °C	Давление, Н/см ²				
	50	100	200	390	780
0	185,4	186,4	188,4	191,3	197,2
5	189,3	191,3	193,3	197,2	203,1
10	191,3	193,3	197,2	201,1	208,1
15	193,3	196,2	199,1	205,0	212,9
20	0,515	198,2	202,1	208,0	217,8

Таблица 9. Зависимость плотности воды от температуры

Температура T, °C	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Плотность ρ , кг/м ³	1000	1000	998	996	992	988	983	978	972	965	958

Таблица 10. Давление насыщенного пара воды P_{HP}

Температура T, °C	0	5	10	20	30	40	50	60	80
Давление, кПа	0,588	0,882	1,18	2,35	4,19	7,29	12,1	19,6	46,0

Таблица 11. Плотность ρ , вес единицы объема γ , динамический μ , кинематический ν коэффициенты вязкости капельных жидкостей

Наименование жидкости	t, °C	ρ , кг/м ³	γ , Н/м ³	$10^3 \cdot \mu$, Н·с/м ²	$10^2 \cdot \nu$, см ² /с
Автол 10	20	920	9025	-	64 *
Бензин	15	720	7010	0,62	0,90
Вода дистиллированная	4	1000	9810	1,01	1,01
Глицерин (безводный)	15	1270	12460	512,0	410
Керосин Т-1	20	830	7950	2,0	2,5
Керосин ТС-1	20	775	7600	-	1,05
Масло:					
-касторовое	20	960	9418	972	1002
-веретенное АУ	20	880	8700	-	49
-индустриальное 20 (ИС-20)	20	900	8800	-	20 *
-индустриальное 50 (ИС-50)	20	910	8910	-	50 *
-АМГ-10	20	850	8340	-	16
-соляровое	15	890	8731	-	24
-трансформаторное	20	896	8790	-	30
-турбинное 22	20	904	8868	-	100
Нефть	15	800	7830	7,5	8,7
Ртуть	20	1354	132886	1,5	0,11
Спирт этиловый	15	790	7790	1,19	1,51
Хлористый натрий (насыщенный раствор)	17	1210	11870	1,84	1,53
Чугун расплавленный	1200	7000	68670	-	1,0

* Указаны значения, соответствующие температуре $t = 50$ °C.

14. Пример решения задачи

Рассмотрим методику решения поставленной задачи для нижеприведенной трубопроводной системы.

На схеме изображена система (рис. 36), состоящая из резервуара и трубы переменного или постоянного сечения. Движение жидкости плотностью ρ происходит под действием давления, создаваемого баком.

Определить:

1. Скорость истечения жидкости, расход и потери напора вдоль трубы, предполагая турбулентное движение.

2. Построить линию полных напоров и пьезометрическую линию (в масштабе).

3. Трубы стальные. Найти значения Δz , $\Delta z/d$.

4. Уточнить режим движения жидкости в трубе, если кинематический коэффициент вязкости ν , $\text{м}^2/\text{с}$.

Дополнительное задание:

1) вычислить коэффициент сопротивления системы

$$\xi_{\text{сист}} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right);$$

2) найти зависимость $H = f(Q)$, предполагая турбулентный режим движения;

3) построить графическую зависимость потребного напора от расхода $H = f(Q)$;

4) дать анализ зависимости.

Дано:

$$H = 4 \text{ м};$$

$$p_0 = p_{\text{ман}} = 0,05 \text{ МПа} = 50000 \text{ Па};$$

$$\rho = 800 \text{ кг/м}^3;$$

$$z_H = 1 \text{ м};$$

$$z_K = 2 \text{ м};$$

$$l_1 = 8 \text{ м};$$

$$l_2 = 12 \text{ м};$$

$$d_1 = 32 \text{ мм};$$

$$d_2 = 20 \text{ мм};$$

$$\lambda = 0,03;$$

$$\xi_{\text{кр}} = 2;$$

$$\nu \cdot 10^{-4} = 0,025, \text{ м}^2/\text{с}.$$

Определить:

u_2 ; Q ; режим движения (Re).

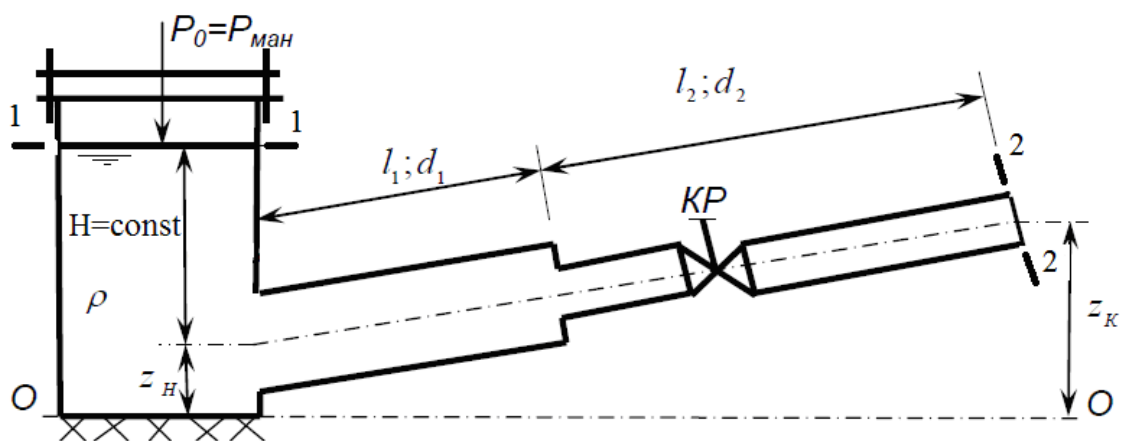


Рис. 36. Схема трубопроводной системы

Решение. Запишем уравнение Д. Бернулли относительно сечений 1-1 (на свободной поверхности бака) и 2-2 на выходе жидкости из трубы в атмосферу:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot u_2^2}{2g} + \sum h_{\tau(1-2)} \quad (36)$$

Напоры определяем относительно плоскости сравнения, проходящей через линию О-О. Подставим в уравнение (36) граничные условия: $z_1 = z_H + H$; $p_1 = p_{атм} + p_{ман}$; $u_1 = 0$ (при $H = \text{const}$); $z_2 = z_K$; u_2 - скорость истечения из трубы 2; $\alpha = 1$, так как принимаем режим течения турбулентный. Следовательно:

$$z_H + H + \frac{p_{атм} + p_{ман}}{\rho \cdot g} = z_K + \frac{p_{атм}}{\rho \cdot g} + \frac{u_2^2}{2g} + \sum h_{\tau(1-2)}$$

или

$$z_H + H + \frac{p_{ман}}{\rho \cdot g} = z_K + \frac{u_2^2}{2g} + \sum h_{\tau(1-2)}.$$

Имеем простой трубопровод с последовательным соединением участков, следовательно, общие потери напора (удельной энергии потока) будут складываться из потерь по длине на участках l_1 и l_2 и потерь на гидравлических сопротивлениях: вход в трубу, внезапное сужение, кран. Потери энергии по длине (на трение) вычисляем по формуле Дарси-Вейсбаха $h_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{u^2}{2g}$, а потери на местных сопротивлениях по формуле Вейсбаха $h_{м.с} = \xi \cdot \frac{u^2}{2g}$, тогда уравнение (36):

$$z_H - z_K + H + \frac{p_{ман}}{\rho \cdot g} = \xi_{вх} \frac{u_1^2}{2g} + \lambda \frac{l_1}{d_1} \frac{u_1^2}{2g} + \xi_{в.с.} \frac{u_2^2}{2g} + \lambda \frac{l_2}{d_2} \frac{u_2^2}{2g} + \xi_{кр} \frac{u_2^2}{2g} + \frac{u_2^2}{2g}. \quad (37)$$

В уравнении (37) неизвестными являются величины средней скорости u_1 и u_2 . Выразим их через величину объемного расхода Q , который является постоянной величиной вдоль потока:

$$u_1 \cdot S_1 = u_2 \cdot S_2 = Q = const,$$

где $S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$ и $S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}$, следовательно: $u_1 = \frac{4Q}{\pi \cdot d_1^2}$ и $u_2 = \frac{4Q}{\pi \cdot d_2^2}$

После замены вычислим величину расхода по уравнению (37)

$$Q = \sqrt{\frac{2g \cdot (z_H - z_K + H + \frac{p_{\text{ман}}}{\rho \cdot g})}{\frac{\xi_{\text{вх}} + \lambda \frac{l_1}{d_1}}{d_1^4} + \left(\frac{\xi_{\text{в.с}} + \lambda \frac{l_2}{d_2}}{d_1^4} + \xi_{\text{в.с}} + 1 \right) / d_2^4}} \cdot \frac{\pi}{4}} \quad (38)$$

Величину коэффициента потерь внезапного сужения вычисляем по формуле

$\xi_{\text{в.с}} = 0,5 \left(1 - \frac{d_2^2}{d_1^2} \right) = 0,5 \left(1 - \frac{20^2}{32^2} \right) = 0,3$, а значение коэффициента потерь входа в трубу $\xi_{\text{вх}} = 0,5$.

Тогда величина расхода

$$Q = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot (1 - 2 + 4 + 5 \cdot 10^4 / (800 \cdot 9,81))}{\left[\frac{(0,5 + 0,03 \cdot 8 / 32 \cdot 10^{-3})}{(32 \cdot 10^{-3})^4} \right] + \left[\frac{(0,3 + 0,03 \cdot \frac{12}{20} \cdot 10^{-3} + 1 + 2)}{(20 \cdot 10^{-3})^4} \right]}} \cdot \frac{3,14}{4} =$$

$$= 0,000897 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 0,897 \frac{\text{л}}{\text{с}}.$$

Скорости потока на участках

$$u_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 0,000897}{\pi (32 \cdot 10^{-3})^2} = 1,116 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad u_2 = \frac{4Q}{\pi d_2^2} = \frac{4 \cdot 0,000897}{\pi (20 \cdot 10^{-3})^2} = 2,857 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Определяем, в каком режиме движется поток, вычисляя критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{u_1 \cdot d_1}{\nu} = \frac{1,116 \cdot 32 \cdot 10^{-3}}{0,025 \cdot 10^{-4}} = 14285; \quad Re = \frac{u_2 \cdot d_2}{\nu} = \frac{2,857 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{0,025 \cdot 10^{-4}} = 22856.$$

Режим течения турбулентный, так как и Re_1 , и $Re_2 > Re_{\text{кр}} = 2300$.

Библиографический список

Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.: Машиностроение. 1982. – 424 с.

Жуков Н.П. Гидрогазодинамика: учебное пособие. Тамбов: Тамб. гос. техн. ун-т. 2011. – 92 с.

Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. Л.: Недра. 1970. – 215 с.

Жуков Н.П. Техническая гидромеханика (гидравлика): учебное пособие. Тамбов: Тамб. гос. техн. ун-т. 1998. – 136 с.

Шерстюк А.Н. Турбулентный пограничный слой. М.: Энергия. 1974. – 272 с.

Альтшуль А.Д., Калицун В.И., Майрановский Ф.Г. Примеры расчётов по гидравлике. М.: Стройиздат. 1976. – 252 с.

Содержание

Введение.....	3
1. Теория напряженного состояния.....	4
2. Свойства жидкостей и газов.....	8
3. Плотность.....	11
4. Сжимаемость.....	12
5. Температурное расширение.....	13
6. Вязкость.....	14
7. Силы, действующие в жидкости.....	15
8. Кинематика жидкости.....	19
9. Динамика вязкой жидкости.....	24
10. Рекомендации по выполнению контрольных заданий.....	28
11. Контрольные задания.....	29
12. Методические указания к решению задач.....	54
13. Численные данные некоторых физических величин.....	56
14. Пример решения задачи	58
Библиографический список.....	61

Редактор и корректор Н.П. Новикова

Техн. редактор Л.Я. Титова

Темплан 2019 г., поз. 109

Подп. к печати 22.10.19. Формат 60x84/16. Бумага тип. № 1.

Печать офсетная. Объем 4,0 печ. л.; 4,0 уч.-изд. л. Тираж 50 экз.

Изд. № 109. Цена «С». Заказ

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД,
198095, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.