

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

А. Б. Сухоцкий, Е. С. Санкович

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПРИВОД

**Тексты лекций
для студентов технологического
и химического профилей**

Минск 2007

УДК 621.22-82(075.8)

ББК 30.123я7

С 74

Рассмотрены и рекомендованы редакционно-издательским советом университета

А. Б. Сухоцкий, Е. С. Санкович

Рецензенты:

начальник научно-исследовательского отдела
Командно-инженерного института МЧС РБ
кандидат технических наук *А. С. Дмитриченко*;
доцент кафедры ЮНЕСКО «Энергосбережение
и возобновляемые источники энергии» БНТУ,
кандидат физико-математических наук *А. Г. Рекс*

Сухоцкий, А. Б. Гидравлика и гидропривод: тексты лекций
С 74 для студентов технологического и химического профилей / А. Б.
Сухоцкий, Е. С. Санкович. – Минск : БГТУ, 2007. – 205 с.

ISBN 978-985-434-742-4

Тексты лекций содержат теоретические сведения, основные гидравлические понятия и определения, рисунки и схемы, необходимые студентам, чтобы обеспечить понимание и усвоение основных законов гидравлики; ознакомление с конструкциями наиболее распространенных типов гидравлических машин и основными схемами гидроприводов, их свойствами и характеристиками.

УДК 621.22-82(075.8)
ББК 30.123я7

ISBN 978-985-434-742-4

© Учреждение образования
«Белорусский государственный
технологический университет», 2007

ВВЕДЕНИЕ

Гидравлика – это прикладная наука, изучающая законы равновесия и движения жидкостей, а также способы применения этих законов для решения различных инженерных задач.

Дисциплина «Гидравлика» делится на два раздела: гидростатика – изучение поведения неподвижной жидкости и гидродинамика – изучение поведения подвижной жидкости.

Знание законов гидравлики необходимо инженерам тех производств, которые связаны с хранением, перемешиванием и перемещением жидкостей; эксплуатацией гидроаппаратуры или механизмов, имеющих гидравлические системы (например, охлаждения, усиления, смазки и др.).

Историческое развитие гидравлики шло двумя различными путями: теоретическим и экспериментальным. Теоретический – это путь точного математического анализа, основанный на законах механики. Он привел к созданию теоретической гидромеханики, которая пока не всегда может дать точное решение практических задач. В этом случае применяют экспериментальный метод – метод накопления и анализа опытных данных.

Современный метод исследования гидравлических явлений заключается в следующем:

- исследуемое явление упрощают и применяют законы теоретической механики;
- получают опытные данные, сравнивают их с теоретическими, выясняют степень расхождения, уточняют и исправляют теоретические формулы.

Первым научным трудом по гидравлике следует считать трактат Архимеда «О плавающих телах» (250 г. до н. э.). Однако в дальнейшем на протяжении нескольких столетий в развитии человечества наступила эпоха всеобщего застоя, когда развитие знаний и практического опыта находилось на весьма низком уровне. В последующую за этим эпоху Возрождения началось бурное развитие человеческих знаний, науки, накопление практического опыта.

Первыми крупными работами в области взаимодействия жидких тел следует считать работы Леонардо да Винчи (1548–1620 гг.) – о плавании тел, движении жидкостей по трубам и каналам. В работах Галилео Галилея (1564–1642 гг.) были сформулированы основные принципы равновесия и движения жидкости; работы Эванджелиста Торичелли (1604–1647 гг.) были посвящены решению задач по исте-

чению жидкости из отверстий, а Блез Паскаль (1623 – 1727 гг.) исследовал вопросы по передаче давления в жидкости. Основополагающие и обобщающие работы в области механики физических тел, в том числе и жидких, принадлежат английскому физику Исааку Ньютону (1643–1727 гг.), который впервые сформулировал основные законы механики, закон всемирного тяготения и закон о внутреннем трении в жидкостях при их движении.

Развитию гидромеханики (гидравлики) как самостоятельной науки в значительной степени способствовали труды русских ученых Даниила Бернулли (1700–1782 гг.), Леонарда Эйлера (1707–1783 гг.), М. В. Ломоносова (1711–1765 гг.). Работы этих ученых обеспечили настоящий прорыв в области изучения жидких тел: ими впервые были опубликованы дифференциальные уравнения равновесия и движения жидкости Эйлера, закон сохранения энергии Ломоносова, уравнение запаса удельной энергии в идеальной жидкости Бернулли.

Развитию гидравлики как прикладной науки и сближению методов изучения теоретических и практических вопросов способствовали работы французских ученых Дарси, Буссинэска и др., а также работы Н. Е. Жуковского. Благодаря трудам этих ученых, а также более поздним работам Шези, Вейсбаха, Прандтля удалось объединить теоретические исследования с практическими и экспериментальными работами. Работы Пуазейля, Рейнольдса, Фруда, Стокса и др. развили учение о динамике реальной (вязкой) жидкости. Дифференциальное уравнение Навье – Стокса позволило описать движение реальной жидкости как функцию параметров этой жидкости в зависимости от внешних условий.

Вопросы гидравлики рассматриваются в следующих областях современной науки и техники:

- при хранении и транспортировке жидких энергоносителей (топливо- и нефтепроводы) и других технологических сред;
- при использовании жидкости в качестве теплоносителя (горячее и холодное водоснабжение, системы отопления и охлаждения);
- в системах смазки;
- при использовании жидкости в силовых устройствах в качестве носителя механической энергии (гидропривод).

Гидравлические машины – машины, предназначенные для увеличения энергии жидкости (насосы) или преобразующие энергию жидкости в механическую энергию (гидродвигатели).

Гидропривод – совокупность устройств (гидромашин, гидроаппаратуры и др.), предназначенных для передачи механической энер-

гии и преобразования движения посредством жидкости. Гидропривод нашел широкое применение во многих отраслях промышленности, поскольку по сравнению с электроприводом обладает рядом преимуществ:

- плавный пуск и наращивание скорости под нагрузкой;
- надежное ограничение величины действующего усилия;
- легкость преобразования вращательного движения в поступательное;
- бесступенчатое регулирование скоростей исполнительных механизмов в широком диапазоне;
- возможность осуществления больших передаточных усилий при относительно небольших габаритах и весе.

Целью данного курса является обеспечение механизма понимания и усвоения студентами основных законов гидравлики; ознакомление с конструкциями наиболее распространенных типов гидравлических машин и основными схемами гидроприводов, их свойствами и характеристиками, а также изучение способов применения полученных знаний для решения конкретных инженерных задач.

1. ГИДРАВЛИКА

1.1. Основные физические свойства жидкости

1.1.1. Понятие жидкости и ее основные физические свойства

Жидкость – непрерывная среда, обладающая свойством текучести, т. е. в отличие от твердого тела способная неограниченно изменять свою форму под действием малых сил, но в отличие от газа мало изменяющая свою плотность при изменении давления. Следовательно, жидкость является промежуточной средой между твердым телом и газом.

При этом следует отметить, что четких и жестких границ между твердыми, жидкими и газообразными телами нет. Имеется большая группа тел, занимающих промежуточное положение между твердыми телами и жидкостями и между жидкостями и газами. При увеличении кинетической энергии молекул вещества (нагрев вещества) твердые тела могут перейти в жидкое состояние (плавление твердого тела) и твердые тела приобретут при этом некоторые свойства жидкостей. Подобно этому увеличение кинетической энергии молекул жидкого вещества может привести жидкость в газообразное состояние (парообразование). Уменьшение кинетической энергии молекул (охлаждение вещества) приведет процесс в обратном направлении. Газ может быть превращен в жидкое, а затем и в твердое состояние. Следовательно, говорить о состоянии вещества можно только при вполне определенных внешних условиях. В качестве стандартных приняты условия при температуре 20°C и атмосферном давлении, т. е. при показателях, соответствующих благоприятным внешним условиям для существования человека.

К основным свойствам жидкости относятся: плотность, удельный вес, удельный объем, сжимаемость, температурное расширение, вязкость, поверхностное натяжение, растворимость газов в жидкости.

Плотность ρ , кг/м³, – масса жидкости в единице объема. Для однородной жидкости $\rho = m / V$, где m – масса жидкости в объеме V .

Удельный (объемный) вес γ , Н/м³, – вес жидкости в единице объема: $\gamma = G / V$, где $G = mg$ – вес жидкости, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Удельный вес и плотность связаны между собой зависимостью $\gamma = \rho g$. Удельные веса и плотности некоторых жидкостей при различных температурах и давлении 0,1 МПа приведены в [5].

Плотность и удельный вес большинства жидкостей уменьшаются с повышением температуры и уменьшением давления. Вода представляет исключение: при нагревании от 0°C ее плотность и удельный вес увеличиваются и достигают максимальных значений при температуре 4°C.

Удельный объем υ , м³/кг, – это объем жидкости, занимаемый единицей массы, т. е. величина, обратная плотности, $\upsilon = V / m = 1 / \rho$.

Сжимаемость – свойство жидкости изменять объем под действием давления. Сжимаемость жидкостей характеризуется коэффициентом объемного сжатия β_p , 1/Па, который выражает относительное изменение объема жидкости V_0 , отнесенное к единице изменения давления p и определяемое по формуле

$$\beta_p = -\frac{\Delta V}{V_0} \cdot \frac{1}{\Delta p}.$$

Знак минус в формуле обусловлен тем, что при увеличении давления происходит уменьшение объема. Если принять, что увеличение давления $\Delta p = p - p_0$, а изменение объема $\Delta V = V - V_0$, то

$$V = V_0 (1 - \beta_p \Delta p),$$

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 - \beta_p \Delta p}.$$

В выражениях V и V_0 – объемы, а ρ и ρ_0 – плотности соответственно при давлениях p и p_0 .

Величина, обратная коэффициенту объемного сжатия, называется объемным модулем упругости жидкости $E_{\text{ж}}$, Па: $E_{\text{ж}} = 1 / \beta_p$. Значение $E_{\text{ж}}$ жидкостей увеличивается с уменьшением температуры и увеличением давления. Значения объемного модуля упругости некоторых жидкостей приведены в [5].

Температурное расширение – свойство жидкости изменять объем при изменении температуры. Температурное расширение жидкостей количественно характеризуется коэффициентом температурного



расширения β_t , 1/К, представляющим относительное изменение объема V_0 при изменении температуры t на один градус:

$$\beta_t = \frac{\Delta V}{V_0} \cdot \frac{1}{\Delta t}$$

Если принять, что увеличение температуры $\Delta t = t - t_0$, а изменение объема $\Delta V = V - V_0$, то

$$V = V_0(1 + \beta_t \Delta t),$$

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 + \beta_t \Delta t}$$



В выражениях V и V_0 – объемы, а ρ и ρ_0 – плотности соответственно при температурах t и t_0 . Значения коэффициента температурного расширения некоторых жидкостей приведены в [5].

Согласно молекулярно-кинетической теории строения вещества, жидкость состоит из молекул, которые находятся в динамическом равновесии и постоянно взаимодействуют друг с другом. Действующие силы можно разделить на силы притяжения и силы отталкивания, равновесие которых достигается при оптимальном расстоянии между молекулами. Однако в связи с тем, что такое равновесие между действующими силами является динамическим равновесием, молекулы находятся в постоянном колебательном движении относительно друг друга, испытывая при этом действие некоторой равнодействующей силы, порождаемой силами притяжения и отталкивания.

Молекулярное давление – давление, развиваемое за счет взаимодействия молекул (для воды достигает 1100 МПа). Малая сжимаемость жидкости и объясняется тем, что внешние силы по сравнению с молекулярным давлением являются незначительными. При этом молекулярное давление внешне не проявляется. Оно не может разрушить ни сосуд, в котором находится жидкость, ни тело, погруженное в жидкость.

При изучении большинства гидравлических явлений молекулярные взаимодействия не учитывают, как будто их не существует. В дальнейшем под давлением внутри жидкости мы будем понимать давление, обусловленное внешним воздействием на жидкость, а не молекулярное давление. Однако межмолекулярное взаимодействие

следует учитывать при изучении вязкости и капиллярности жидкости.

Вязкость – свойство жидкости оказывать сопротивление движению (сдвигу) частиц жидкости относительно друг друга. Это свойство проявляется только при движении жидкости и не может быть обнаружено при ее покое.

При движении жидкости вследствие взаимного притяжения молекул между собой и с твердой ограничивающей поверхностью возникают силы внутреннего трения, направленные в сторону, противоположную движению частиц (рис. 1.1). В результате слои жидкости движутся неравномерно ($u_3 > u_2 > u_1$).

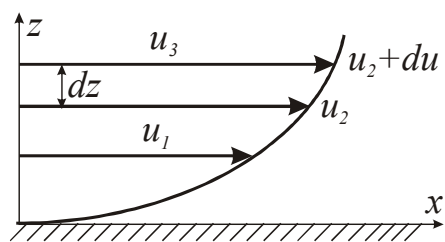


Рис. 1.1

Для однородных (ньютоновских) жидкостей справедлив закон Ньютона о внутреннем трении в жидкостях между слоями:

$$\tau = \pm \mu \frac{du}{dz},$$

где τ – сила сопротивления, отнесенная к единице площади, или напряжение трения; $\frac{du}{dz}$ – градиент скорости; μ

– коэффициент пропорциональности, зависящий от рода жидкости и называемый динамической вязкостью, Па·с.

Отношение динамической вязкости к плотности жидкости называется кинематической вязкостью ν , м²/с:

$$\nu = \mu / \rho.$$

Вязкость зависит от рода жидкости и ее температуры. Вязкость большинства жидкостей с повышением температуры уменьшается по экспоненциальной зависимости

$$\mu = \mu_0 e^{-a(t-t_0)},$$

где μ и μ_0 – значения динамической вязкости соответственно при температуре t и t_0 , °С; a – показатель степени, зависящий от рода жидкости (для минеральных масел его значения изменяются в пределах 0,025–0,035).

Для смазочных масел и жидкостей, применяемых в машинах и гидросистемах, предложена формула, связывающая кинематическую вязкость и температуру:

$$\nu_t = \nu_{50}(50/t)^n,$$

где ν_t – кинематическая вязкость при температуре t , °С; ν_{50} – кинематическая вязкость при температуре 50°С; t – температура, при которой требуется определить вязкость; n – показатель степени, изменяющийся в пределах от 1,3 до 3,5. С достаточной точностью n может определяться выражением $n = \lg(\nu_{50}) + 2,7$. Значения кинематической вязкости некоторых жидкостей даны в [5].

Вязкость жидкостей зависит не только от температуры, но и от давления, однако эта зависимость существенно проявляется лишь при относительно больших изменениях давления. С увеличением давления вязкость большинства жидкостей возрастает, что может быть оценено формулой

$$\mu = \mu_0 e^{b(p-p_0)},$$



где μ и μ_0 – значения динамической вязкости соответственно при давлениях p и p_0 , Па·с; b – показатель степени, зависящий от температуры жидкости (для минеральных масел его значения изменяются в пределах 0,02–0,03).

Когда мы говорим о жидкости как о сплошной среде, это вовсе не означает, что эта среда бесконечна и безгранична. Жидкое тело всегда имеет границы, это либо твердые стенки каналов, либо границы раздела с газообразной средой, либо это граница раздела между различными несмешивающимися жидкостями. Такие границы можно называть естественными границами.

Поверхностное натяжение жидкости σ , Н/м, обуславливается силами взаимного притяжения молекул поверхностного слоя, стремящихся сократить свободную поверхность. Под действием этих сил малые объемы жидкости принимают сферическую форму (форму капли), соответствующей минимуму внутренней энергии. При этом на поверхности жидкости возникает дополнительное давление $p = 2\sigma/r$, где r – радиус кривизны свободной поверхности. Для воды $\sigma = 0,073$ Н/м при $t = 20^\circ\text{C}$.

В трубках малого диаметра (капиллярах) происходит искривление поверхности вследствие смачивания или несмачивания стенки жидкостью (рис. 1.2). Если притяжение молекул жидкости и твердой стенки больше взаимного притяжения молекул жидкости, то жидкость сма-

чивает стенку и поверхность жидкости в трубке вогнута (рис. 1.2, *а*). Если жидкость не смачивает стенку, то поверхность в трубке выпнута (рис. 1.2, *б*). При этом жидкость поднимается (или опускается) на некоторую высоту по отношению к уровню покоящейся жидкости. Это явление носит название *капиллярности*.

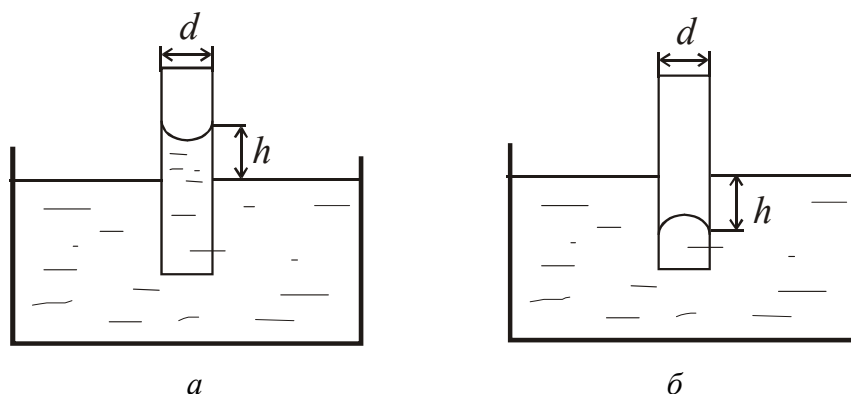


Рис. 1.2

Жидкость в трубке малого диаметра (капилляре) будет подниматься, если жидкость по отношению к стенке капилляра будет смачивающей жидкостью, и наоборот, будет опускаться, если жидкость для стенки капилляра окажется несмачивающей. Высоту h подъема (опускания) жидкости в капилляре диаметром d можно определить по формуле

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

где ρ – плотность жидкости.

Силы поверхностного натяжения малы, проявляются при малых объемах жидкости и зависят от температуры. При увеличении температуры внутренняя энергия молекул возрастает и, следовательно, уменьшаются силы поверхностного натяжения.

1.1.2. Приближение сплошности жидкости

Жидкость представляет собой тело, состоящее из молекул, расположенных на некотором (очень небольшом) расстоянии друг от друга. Однако при решении различных гидромеханических задач пренебрегают этим обстоятельством и рассматривают жидкость как сплошную однородную среду. Такое допущение допустимо, т. к. размеры пространства, занимаемого жидкостью, во много раз превосходят межмо-

лекулярные расстояния.

Однако в некоторых случаях может возникнуть нарушение сплошности жидкости, которое следует учитывать при решении задач.

Образование в жидкости областей, заполненных газом. В реальных жидкостях всегда находится в растворенном состоянии газ. Это может быть воздух, азот, углеводородный газ, углекислота CO_2 , сероводород H_2S и др. Наличие газа, растворенного в жидкости, может оказывать как благоприятное воздействие (снижается вязкость жидкости, плотность и т. д.), так и неблагоприятное. Так, при снижении давления из жидкости выделяется свободный газ, который может стать источником такого нежелательного явления, как кавитация; он может оказаться не безопасным для окружающей среды (например, сероводород H_2S), огнеопасным и взрывоопасным (углеводородный газ). Газ, растворенный в жидкости, как и газ в свободном состоянии, может также способствовать коррозии стенок труб и оборудования, вызывать химические реакции, ведущие к образованию отложений твердых солей на стенках труб, накипей и др. По этой причине знание особенностей и законов растворения газа в жидкости необходимо.

Количество газа, которое может раствориться в капельной жидкости, зависит от физико-химических свойств самой жидкости и растворяемого в ней газа, а также от температуры и давления. Максимальное количество газа, которое может быть растворено в данной жидкости, носит название предельной газонасыщенности. Минимальное давление в жидкости, при котором достигается насыщение капельной жидкости газом, называется давлением насыщения. При невысоких давлениях, значительно уступающих величине давления насыщения, справедлив закон растворимости Генри:

$$\frac{V_{\text{г}}}{V_{\text{ж}}} = k \frac{p_2}{p_1},$$

где $V_{\text{г}}$ – объем газа, растворяемого в объеме жидкости $V_{\text{ж}}$ до ее полного насыщения при повышении давления от p_1 до p_2 ; k – коэффициент растворимости, зависящий от рода жидкости и газа ($k = 0,016$ для воды и воздуха).

При снижении давления или увеличении температуры газ будет выделяться из жидкости и будут образовываться пузырьки, что приводит к нарушению сплошности.

Образование в жидкости областей, заполненных паром. При

повышении температуры жидкости и при снижении давления часть массы капельной жидкости может переходить в газообразное состояние (пар). Интенсивность процесса парообразования зависит от температуры кипения жидкости при нормальном атмосферном давлении: чем выше температура кипения жидкости, тем меньше ее испаряемость. Однако более полной характеристикой испаряемости следует считать давление насыщенных паров, данное в функции температуры. Чем больше насыщенность паров при данной температуре, тем больше испаряемость жидкости.

Образование в жидкости кристаллов льда. При уменьшении температуры или повышении давления часть жидкости может переходить в твердое состояние.

Аэрация потока – это явление, при котором поток жидкости, обладающий большой скоростью и имеющий доступ наружного воздуха, насыщается проникающими пузырьками воздуха.

1.2. Гидростатика

Гидростатика – раздел гидравлики, в котором изучаются законы равновесия жидкостей и их практическое приложение (например, методики расчета на прочность стенок, люков и крепежных болтов; определение оптимального размера и массы плавающего тела).

Поскольку жидкость не имеет пустот и обладает свойством текучести, то в ней не могут действовать точечные силы, а возможно только действие сил, непрерывно распределенных по ее массе или поверхности.

Массовыми (объемными) силами F_m , Н, называют силы, действующие на каждую частицу рассматриваемого объема и пропорциональные массе этого объема (силы тяжести G , силы инерции $F_{и}$).

$$F_m = f(m)$$

В гидравлике массовые силы чаще всего характеризуют в виде **единичных массовых сил** f_m , Н/кг = м/с², которые представляют отношение массовой силы к массе рассматриваемого объема.

$$f_m = \lim_{m \rightarrow 0} \frac{F_m}{m}$$

Единичные массовые силы представляют собой ускорение массы жидкости:

$$f_m = \frac{G}{m} = \frac{mg}{m} = g \quad \text{или} \quad f_m = \frac{F_n}{m} = \frac{ma}{m} = a.$$

Поверхностными силами F_s , Н, называют силы, действующие на поверхность рассматриваемого объема жидкости и пропорциональные площади поверхности этого объема жидкости (силы давления, силы поверхностного натяжения).

$$F_s = f(S).$$

Единичными поверхностными силами f_s , Н/м² = Па, называются поверхностные силы, приходящиеся на единицу площади.

$$f_s = \lim_{S \rightarrow 0} \frac{F_m}{S}.$$

Любую поверхностную силу F_s можно разложить на ее нормальную P и тангенциальную составляющую T .

$$F_s = \sqrt{P^2 + T^2},$$

где P – сила давления, T – сила трения.

Единичная поверхностная сила давления называется гидростатическим давлением

$$p = \lim_{S \rightarrow 0} \frac{P}{S},$$

а единичная поверхностная сила трения называется напряжением трения

$$\tau = \lim_{S \rightarrow 0} \frac{T}{S}.$$

1.2.1. Гидростатическое давление в точке и его свойства

Гидростатическое давление – сжимающее напряжение, возникающее в жидкостях под действием поверхностных и массовых сил.

Как отмечалось ранее, жидкость в общем случае может находиться под действием двух сил – силы давления, равномерно распределенной по всей внешней поверхности выделенного жидкого тела, и массовых сил, определяемых характером переносного движения. Под

внешней границей жидкого тела могут пониматься как соседние тела: твердые (стенки сосуда или трубы, в которые помещена жидкость), газообразные (поверхность раздела между жидкостью и газовой средой), так и условные поверхности, мысленно выделяемые внутри самой жидкости. Действующее на жидкости давление обладает двумя основными свойствами:

1. Давление всегда направлено по внутренней нормали к выделенной поверхности.

Это свойство вытекает из самой сущности определения давления и не требует доказательства.

2. В любой точке внутри жидкости давление по всем направлениям одинаково. Другими словами, величина давления в точке не зависит от ориентации площадки, на которую действует давление.

Для доказательства этого положения выделим в районе произвольно выбранной точки, находящейся внутри жидкости, элементарный отсек жидкости в виде тетраэдра (рис. 1.3). Три взаимно перпендикулярные грани отсека будут параллельны координатным плоскостям, четвертая грань расположена под произвольным углом (по отношению к одной из координатных плоскостей).

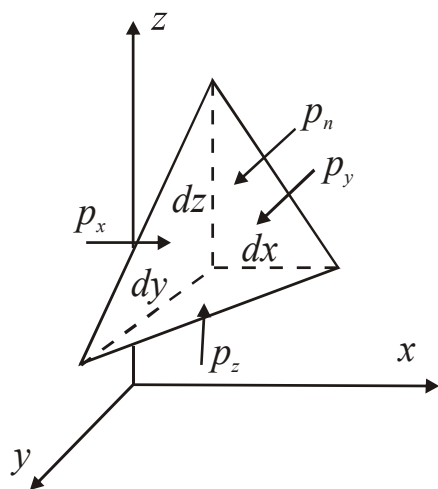


Рис. 1.3

Отбросим массу жидкости, находящуюся с внешней стороны поверхности тетраэдра, а действие отброшенной массы жидкости на выделенный отсек заменим силами, которые обеспечат равновесие в покоящейся жидкости. При этом сделаем допущение, что на грани отсека действуют сосредоточенные силы, а массовые силы не существенны. Это допущение можно считать справедливым ввиду малости отсека. Тогда для обеспечения равновесия на отсек жидкости должны действовать силы давления, нормальные к граням отсека P_x , P_y , P_z , P_n . Запишем уравнение равновесия

отсека жидкости в проекциях на оси координат.

$$\begin{cases} P_x - P_n \cos(n, x) = 0, \\ P_y - P_n \cos(n, y) = 0, \\ P_z - P_n \cos(n, z) = 0. \end{cases}$$

Выразив силы через напряжения, уравнения равновесия будут

иметь следующий вид:

$$\begin{cases} p_x \frac{1}{2} dydz - p_n dS \cos(n, x) = 0, \\ p_y \frac{1}{2} dxdz - p_n dS \cos(n, y) = 0, \\ p_z \frac{1}{2} dxdy - p_n dS \cos(n, z) = 0, \end{cases}$$

где dS – площадь наклонной грани отсека.

Учитывая, что

$$\begin{cases} dS \cos(n, x) = \frac{1}{2} dydz, \\ dS \cos(n, y) = \frac{1}{2} dxdz, \\ dS \cos(n, z) = \frac{1}{2} dxdy, \end{cases}$$

уравнения равновесия примут вид

$$\begin{cases} p_x - p_n = 0, \\ p_y - p_n = 0, \\ p_z - p_n = 0. \end{cases}$$

Тогда получим: $p_x = p_y = p_z = p_n$.

При равномерном распределении силы P по поверхности S давление определяется как $p = P/S$, Па. Давление может быть: абсолютным, атмосферным, избыточным (манометрическим), вакуумметрическим.

Атмосферное давление – давление, создаваемое на поверхности земли столбом воздуха атмосферы (около 10^5 Па).

Абсолютное давление – напряжение сжатия, действующее на рассматриваемый объем жидкости, т. е. полное давление внутри среды с учетом атмосферного давления.

При расчете технологических устройств следует учитывать, что если на внутреннюю стенку устройства действует абсолютное давление жидкости, то с внешней стороны стенки, как правило, действует атмосферное давление воздуха. Поэтому напряжение в материале стенки создается за счет разности абсолютного давления внутри устройства и атмосферного давления с внешней стороны.

Избыточным, или манометрическим, давлением называется разность между абсолютным и атмосферным давлением:

$$p_{\text{изб}} = p_{\text{абс}} - p_{\text{атм}}.$$

Если абсолютное давление в данной точке жидкости меньше атмосферного ($p_{\text{абс}} < p_{\text{атм}}$), то разность между ними называют **вакуумом**:

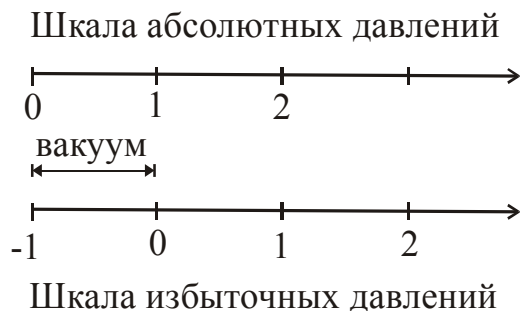


Рис. 1.4

$$p_{\text{вак}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{абс}} = -p_{\text{изб}},$$

т. е. вакуум – это недостаток давления в данной точке до атмосферного или отрицательное избыточное давление.

Для измерения давления используются две шкалы: абсолютных и избыточных давлений (рис. 1.4).

1.2.2. Дифференциальные уравнения равновесия жидкости (уравнения Эйлера)

Рассмотрим общее дифференциальное равновесие жидкости. Для этой цели выделим вокруг точки А, находящейся внутри покоящейся жидкости, элементарный объем в виде параллелепипеда с ребрами dx , dy , dz , параллельными координатным осям (рис. 1.5).

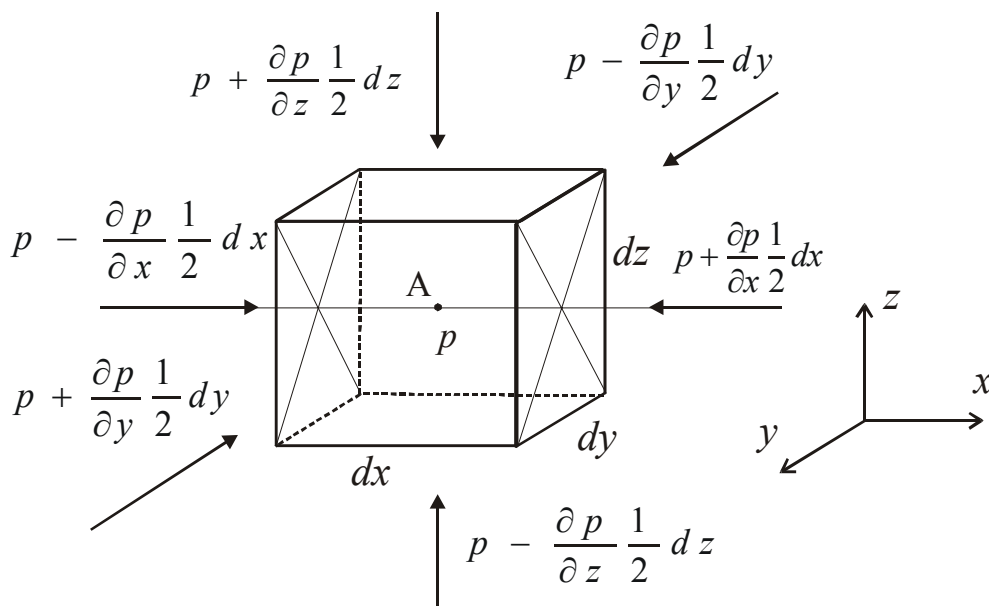


Рис. 1.5

Обозначим гидростатическое давление в точке А через p . Учитывая непрерывность изменения давления жидкости, найдем, что дав-

ление, действующее на грани $dydz$, слева: $p - \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} dx$,

справа: $p + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} dx$,

на грани $dx dz$, слева: $p - \frac{\partial p}{\partial y} \frac{1}{2} dy$,

справа: $p + \frac{\partial p}{\partial y} \frac{1}{2} dy$,

на грани $dx dy$, слева: $p - \frac{\partial p}{\partial z} \frac{1}{2} dz$,

справа: $p + \frac{\partial p}{\partial z} \frac{1}{2} dz$.

Кроме поверхностных сил, на параллелепипед действует массовая сила (обычно сила тяжести). Проекции единичной массовой силы на оси представим как X, Y, Z .

$$f_m = \sqrt{X^2 + Y^2 + Z^2}.$$

Тогда составим уравнение равновесия действия сил на выделенный объем вдоль каждой координаты:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0, \\ \sum F_y = 0, \\ \sum F_z = 0. \end{cases}$$

Поскольку жидкость покоящаяся, то ускорение равно нулю и правая часть уравнения также равна нулю.

$$\begin{cases} \left(p - \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) S_x - \left(p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) S_x + X \cdot m = 0, \\ \left(p - \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial y} dy \right) S_y - \left(p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial y} dy \right) S_y + Y \cdot m = 0, \\ \left(p - \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) S_z - \left(p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) S_z + Z \cdot m = 0, \end{cases}$$

где $S_x = dydz$, $S_y = dx dz$, $S_z = dx dy$ – площади граней параллелепипеда, перпендикулярные осям координат x , y , z соответственно; $m = \rho dx dy dz$ – масса объема жидкости.

После подстановки выражений, раскрытия скобок и сокращений получим

$$\begin{cases} -\frac{\partial p}{\partial x} dx dy dz + X \rho dx dy dz = 0, \\ -\frac{\partial p}{\partial y} dx dy dz + Y \rho dx dy dz = 0, \\ -\frac{\partial p}{\partial z} dx dy dz + Z \rho dx dy dz = 0. \end{cases}$$

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial x} = X \rho, \\ \frac{\partial p}{\partial y} = Y \rho, \\ \frac{\partial p}{\partial z} = Z \rho. \end{cases}$$

Эти уравнения устанавливают связь между внешними силами, действующими в жидкости, и внутренними напряжениями, возникающими в ней под действием этих сил. Из уравнений видно, что приращение давления в направлении любой координатной оси в покоящейся жидкости происходит только за счет массовых сил.

Приведем уравнения к виду, удобному для интегрирования, для чего каждое из них умножим соответственно на dx, dy, dz и сложим почленно:

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = \rho(X dx + Y dy + Z dz),$$

где $\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = dp$ – полный дифференциал давления.

Тогда получим **приведенное уравнение Эйлера**.

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

Оно выражает функциональную зависимость давления от рода

жидкости, ускорения массовых сил и координат точки пространства и позволяет определить давление в любой точке жидкости, находящейся в равновесии.

Из уравнения Эйлера можно получить уравнение поверхности равного давления.

Поверхность равного давления – поверхность в каждой точке, которой давление постоянно $p = \text{const}$, $dp = 0$.

Следовательно, для поверхности равного давления (так как $\rho \neq 0$) **уравнение Эйлера** примет вид

$$Xdx + Ydy + Zdz = 0$$

Установим, какую формулу имеет поверхность равного давления для жидкости, находящейся в покое в сосуде (рис. 1.6).

Любая свободная поверхность жидкости является поверхностью равного давления, поскольку на каждую точку свободной поверхности действует атмосферное давление ($p_{\text{атм}} = \text{const}$).

Массовой силой, действующей на частицы жидкости, в данном случае является только сила тяжести $G = mg$. Тогда проекции единичной результирующей массовых сил на координатные

оси имеют вид: $X = 0$, $Y = 0$, $Z = \frac{-G}{m} = \frac{-mg}{m} = -g$.

Подставим эти значения в **уравнение Эйлера**:

$$-gdz = 0$$

Проинтегрировав, получим

$$gz = \text{const}$$

Это уравнение горизонтальной плоскости, отстоящей на расстоянии z от начала координат. Следовательно, **в однородной покоей жидкости ($\rho = \text{const}$) любая горизонтальная плоскость, в том числе и свободная поверхность жидкости, является поверхностью равного давления.**

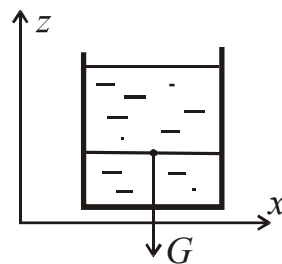


Рис. 1.6

1.2.3. Основное уравнение гидростатики и его физический смысл

Рассмотрим случай равновесия жидкости в состоянии «абсолютного покоя», т. е. когда на жидкость действует только сила тяжести.

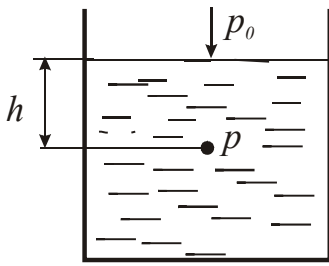


Рис. 1.7

По-скольку объем жидкости в сосуде мал по сравнению с объемом Земли, то уровень свободной поверхности жидкости в сосуде можно считать горизонтальной плоскостью (рис. 1.7). Давление на свободную поверхность жидкости равно атмосферному давлению p_0 . Определим давление p в произвольно выбранной точке A , расположенной на глубине h .

Проинтегрируем [уравнение Эйлера](#) для жидкости, находящейся в поле действия только силы тяжести:

$$dp = \rho(Xdx + Ydy + Zdz)$$

Тогда $X = 0$, $Y = 0$, $Z = \frac{-G}{m} = \frac{-mg}{m} = -g$.

Подставим единичные массовые силы в [уравнение Эйлера](#):

$$dp = -\rho g dz$$

Проинтегрировав, получим

$$p = -\rho g z + \text{const}$$

$$z + \frac{p}{\rho g} = \text{const}$$

Это уравнение выражает закон сохранения удельной энергии в покоящейся жидкости, где z – удельная потенциальная энергия поло-

жения, а $\frac{p}{\rho g}$ – удельная потенциальная энергия давления.

При $z = z_0$, $p = p_0$,

$$p_0 = -\rho g z_0 + \text{const} \rightarrow \text{const} = p_0 + \rho g z_0.$$

Подставим полученную const в уравнение

$$p = p_0 + \rho g(z - z_0) = p_0 + \rho g h,$$

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

Это уравнение называется **основным уравнением гидростатики**.

Основное уравнение гидростатики является математическим выражением закона распределения гидростатического давления в жидкости: гидростатическое давление в любой точке покоящейся жидкости равно сумме внешнего давления на свободную поверхность жид-



кости p_0 и давления столба жидкости высотой h , равной глубине погружения рассматриваемой точки.

1.2.4. Закон Паскаля и его практическое применение (гидравлический пресс)

Закон Паскаля вытекает из [основного уравнения гидростатики](#): внешнее давление, приложенное к поверхности жидкости, находящейся в равновесии, передается всем точкам этой жидкости без изменения. На основе закона Паскаля работает гидравлический пресс – устройство, позволяющее увеличивать усилие в несколько раз.

Гидравлический пресс (рис. 1.8) состоит из двух цилиндров – приводного 1 и рабочего 2, соединенных между собой трубопроводом, и представляет систему сообщающихся сосудов. В приводном цилиндре перемещается плунжер малого диаметра d_1 , в рабочем цилиндре находится поршень с большим диаметром d_2 . Связь между плунжером и рабочим поршнем осуществляется через рабочую жидкость, заполняющую гидравлическую систему (сообщающиеся сосуды).

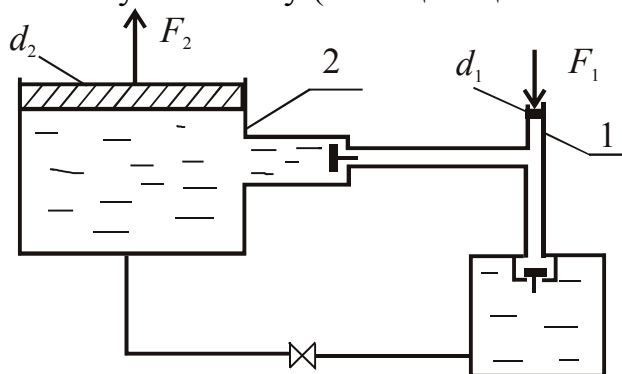


Рис. 1.8

Усилие F_1 через плунжер передается рабочей жидкости и создает давление $p_1 = F_1 / S_1$. Согласно закону Паскаля, $p_1 = p_2$. Тогда

$$F_2 = p_2 S_2 = F_1 \frac{S_2}{S_1} = F_1 \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2$$

Однако не стоит думать, что закон Паскаля нарушает закон сохранения энергии. При увеличении усилия поршня уменьшается скорость его перемещения: $F_2 / F_1 = v_1 / v_2$.



1.2.5. Сообщающиеся сосуды

В своей практической деятельности человек часто сталкивается с вопросами равновесия жидкости в сообщающихся сосудах, когда два сосуда соединены между собой жестко или гибким шлангом (рис. 2.7). Такой гидравлический элемент часто используется в различных гидравлических машинах (гидравлические прессы и др.), системах гидропривода и гидроавтоматики, различных измерительных приборах и в ряде других случаев.

Если в сосудах залиты две несмешивающиеся жидкости с различной плотностью, то свободные уровни жидкости в правом и левом сосудах устанавливаются на разных высотах в зависимости от соотношения плотностей жидкостей. Для типичного случая, изображенного на рис. 1.9, запишем уравнение равновесия жидкости относительно уровня раздела жидкостей.

Согласно [уравнению поверхности равного давления](#), для покоящейся жидкости в плоскости раздела двух сред в обоих сосудах давление одинаково: $p_1 = p_2$. Используем [основное уравнение гидростатики](#):

$$p_1 = p_{01} + \rho_1 g h_1, \quad p_2 = p_{02} + \rho_2 g h_2.$$

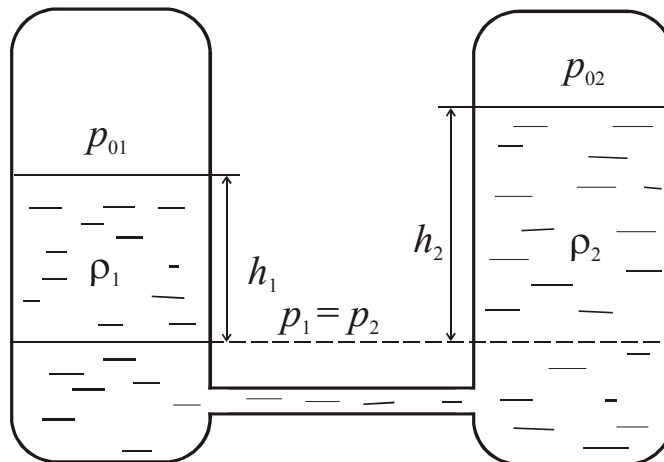


Рис. 1.9

$$h_2 = \frac{p_{01} - p_{02}}{\rho_2 g} + \frac{\rho_1}{\rho_2} h_1.$$

Тогда

Если давление на поверхностях жидкости в обоих сосудах равно

$$p_{01} = p_{02}, \text{ то } h_2 = \frac{\rho_1}{\rho_2} h_1.$$

В открытых сообщающихся сосудах, заполненных однородной жидкостью $\rho_1 = \rho_2$, свободный уровень жидкости устанавливается на одном и том же уровне $h_1 = h_2$.

1.2.6. Определение силы давления жидкости на плоские поверхности

Практическим примером такой поверхности может служить наклонная стенка сосуда площадью S , наклоненная к горизонту под углом α (рис. 1.10). Давление на свободной поверхности жидкости p_0 , плотность жидкости ρ .

Для вывода уравнения и вычисления силы давления на стенку выберем следующую систему координат: ось Oz направим вдоль пересечения плоскости свободной поверхности жидкости с наклонной стенкой, а ось Oy направим вдоль этой стенки перпендикулярно оси Oz . Тогда в качестве координатной плоскости yOz будет выступать сама наклонная стенка.

Выделим на плоской поверхности элементарную площадку dS , на которую действует давление P перпендикулярно этой площадке. Согласно [основному уравнению гидростатики](#), $p = p_0 + \rho gh$, где h – глубина погружения этой элементарной площадки.

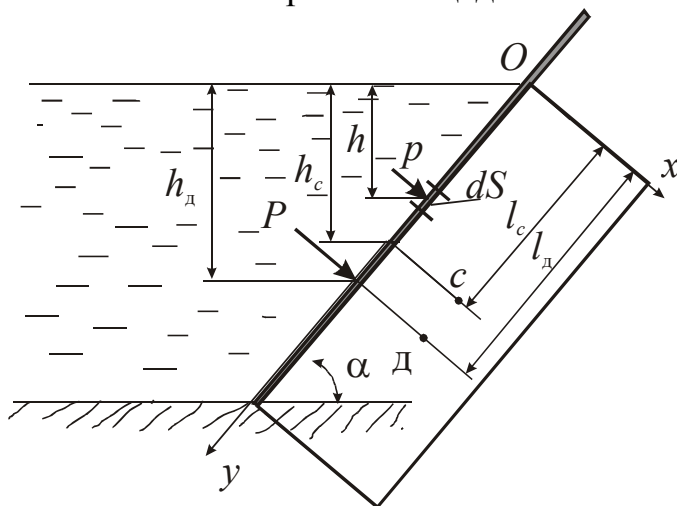


Рис. 1.10

Следовательно, сила, действующая на эту площадку, также пер-

пендикулярна и равна $dP = p dS = (p_0 + \rho gh) dS$.

Определим результирующую силу давления жидкости на всю стенку:

$$P = \int_S dP = \int_S (p_0 + \rho gh) dS = p_0 \int_S dS + \rho g \int_S h dS = p_0 S + \rho g \int_S h dS$$

Выразим $h = l \cdot \sin \alpha$, тогда $\int_S h dS = \sin \alpha \int_S l dS$, где $\int_S l dS$ – статический момент рассматриваемой площади S относительно оси Oz пересечения свободной поверхности жидкости с плоскостью стенки. Со-

гласно положениям теоретической механики, $\int_S l dS = l_c S$, где $l_c = h_c / \sin \alpha$ – расстояние от оси Oz до центра тяжести площади S , h_c – глубина погружения центра тяжести площади S , т. е. расстояние от центра тяжести до свободной поверхности жидкости по вертикали.

Тогда результирующая сила давления жидкости на стенку равна

$$P = p_0 S + \rho g h_c S = (p_0 + \rho g h_c) S$$

При расчете технологических устройств следует учитывать, что если на внутреннюю стенку устройства действует абсолютное давление жидкости, то с внешней стороны стенки, как правило, действует атмосферное давление воздуха. Поэтому напряжение в материале стенки создается за счет избыточного давления P_m – разности абсолютного давления внутри устройства и атмосферного давления с внешней стороны.

В случае если на поверхность жидкости действует давление, отличное от атмосферного $p_0 \neq p_{\text{атм}}$, то избыточная сила давления определяется по выражению

$$P_m = (p_0 - p_{\text{атм}} + \rho g h_c) S$$

Если давление на свободной поверхности жидкости равно атмосферному $p_0 = p_a$, то сила избыточного давления жидкости на плоскую стенку

$$P_m = \rho g h_c S$$

Часто для решения задач необходимо знать координаты приложения силы давления (центр давления) жидкости.

Согласно теореме Вариньона, момент равнодействующей силы

относительно любой оси равен сумме моментов составляющих сил относительно этой оси. В качестве оси моментов выберем ось Oz .

В случаях, когда внешней действующей силой на свободную поверхность жидкости является сила атмосферного давления, то на стенку сосуда будут одновременно действовать две одинаковые по величине и противоположные по направлению силы, обусловленные атмосферным давлением (на внутреннюю и внешнюю стороны стенки). По этой причине реальной действующей несбалансированной силой остается сила избыточного давления.

$$Pl_d = \int_S l dP$$

Тогда

Примем, что $p_0 = p_{\text{атм}}$ и определим l_d – расстояние от центра давления до свободной поверхности жидкости вдоль поверхности стенки.

Так как $P = \rho g h_c S = \rho g l_c \sin \alpha S$ и $dP = \rho g h dS = \rho g l \sin \alpha dS$, то

$$\rho g l_c \cdot \sin \alpha \cdot S \cdot l_d = \int_S \rho g l \cdot \sin \alpha \cdot dS$$

$$l_c l_d S = \int_S l^2 dS$$

где $\int_S l^2 dS$ – собственный момент инерции площади S относительно оси Oz .

Этот момент можно определить как $I = I_c + l_c^2 \cdot S$, где I_c – собственный момент инерции смоченной площади S относительно оси, проходящей через центр тяжести (центральный момент инерции).

Тогда $l_c l_d S = I_c + l_c^2 S$, откуда получим $l_d = l_c + \frac{I_c}{l_c S}$ – ординату центра

давления, где $h_d = h_c + \frac{I_c}{l_c S \sin \alpha}$ – глубина погружения центра давления по уровню жидкости.

Вывод: центр давления находится ниже центра тяжести на величину $I_c / (l_c S)$ вдоль поверхности стенки.

В том случае, если рассматриваемая стенка горизонтальная ($\alpha = 0$), мы имеем давление на дно сосуда. Горизонтальная ордината



центра давления находится на оси симметрии площади фигуры:

$$h_c = H, \quad P = \rho g H S.$$

Из этого следует, что в сосудах, имеющих различную форму и одинаковую площадь дна и наполненных на одну и ту же глубину однородной жидкостью, сила давления на дно будет одинакова (рис. 1.11), независимо от формы сосуда и количества налитой в них жидкости (гидростатический парадокс).

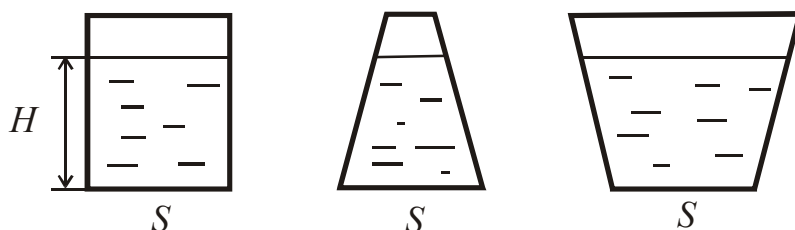


Рис. 1.11

Если на поверхности жидкости $p_0 \neq p_{\text{атм}}$, то избыточное давление можно представить как давление дополнительного объема жидкости

высотой $h_0 = \frac{p_0 - p_{\text{атм}}}{\rho g}$. Тогда $l'_c = l_c + h_0 / \sin \alpha$, $l'_d = l'_c + \frac{I_0}{l'_c S}$.

1.2.7. Определение силы давления на криволинейные стенки

Определение значения, направления и точки приложения результирующей силы давления жидкости на криволинейную стенку усложняется тем, что силы давления, действующие нормально на каждую элементарную площадку, имеют различные направления.

Результирующую силу давления можно выразить через составляющие по осям:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2 + P_z^2}.$$

Для упрощения вывода выберем криволинейную поверхность, параллельную координатной оси Oy , так что $P_y = 0$ (рис. 1.12). Выделим на криволинейной стенке элементарную площадку dS на глубине h . Согласно [основному уравнению гидростатики](#), на нее перпендикулярно поверхности действует давление $p = p_0 + \rho g h$. Следовательно, си-

ла, действующая на эту площадку, также перпендикулярна и равна $dP = p dS = (p_0 + \rho gh) dS$.

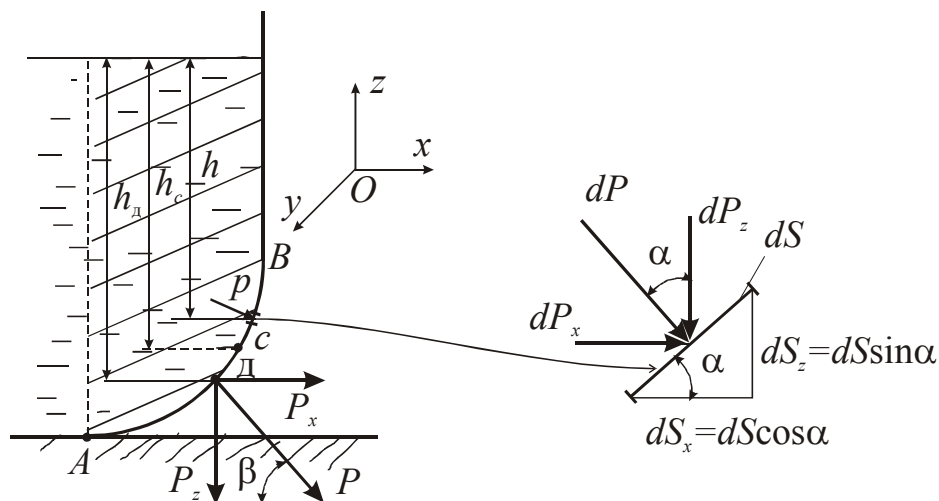


Рис. 1.12

Составляющие силы равны:

$$dP_x = dP \sin \alpha = p dS \sin \alpha,$$

$$dP_z = dP \cos \alpha = p dS \cos \alpha.$$

Определим горизонтальную составляющую силы давления:

$$P_x = \int_S dP_x = \int_S (p_0 + \rho gh) dS \sin \alpha = p_0 \int_S dS_z + \rho g \int_S h dS_z,$$

$$\int_S h dS_z = h_{cz} \cdot S_z$$

где dS_z – вертикальная проекция dS стенки, S_z – статический момент площади вертикальной проекции смоченной поверхности криволинейной стенки относительно оси, проходящей по линии пересечения плоскости этой проекции со свободной поверхностью жидкости

$$P_x = (p_0 + \rho gh_{cz}) S_z = p_c S_z.$$



Вывод: горизонтальная составляющая результирующей силы давления жидкости на криволинейную стенку равна результирующей силе давления жидкости на ее вертикальную проекцию.

Найдем вертикальную составляющую силы давления:

$$P_z = \int_S dP \cos \alpha = \int_S (p_0 + \rho gh) dS \cos \alpha =$$

$$= p_0 \int_S dS_x + \rho g \int_S h dS_x = p_0 \int_S dS_x + \rho g \int_V dV,$$

где $dV = h dS_x$ – элементарный объем жидкости высотой h и основанием площадки dS_x . Следовательно, **вертикальная составляющая результирующей силы давления равна сумме силы внешнего давления на горизонтальную проекцию криволинейной поверхности и веса жидкости объемом V тела давления.**



$$P_z = p_0 S_x + \rho g V.$$

Тело давления – тело, ограниченное рассматриваемой криволинейной поверхностью, смоченной жидкостью, вертикальной поверхностью, проведенной через границы криволинейной поверхности, и горизонтальной плоскостью, проходящей через свободную поверхность жидкости (рис. 1.13).

Тело давления условно называется действительным (положительным), если объем тела давления заполнен жидкостью и сила P_z направлена вниз (рис. 1.13, а). Тело давления называется фиктивным (отрицательным), если объем тела давления не заполнен жидкостью и сила P_z направлена вверх (рис. 1.13, б).

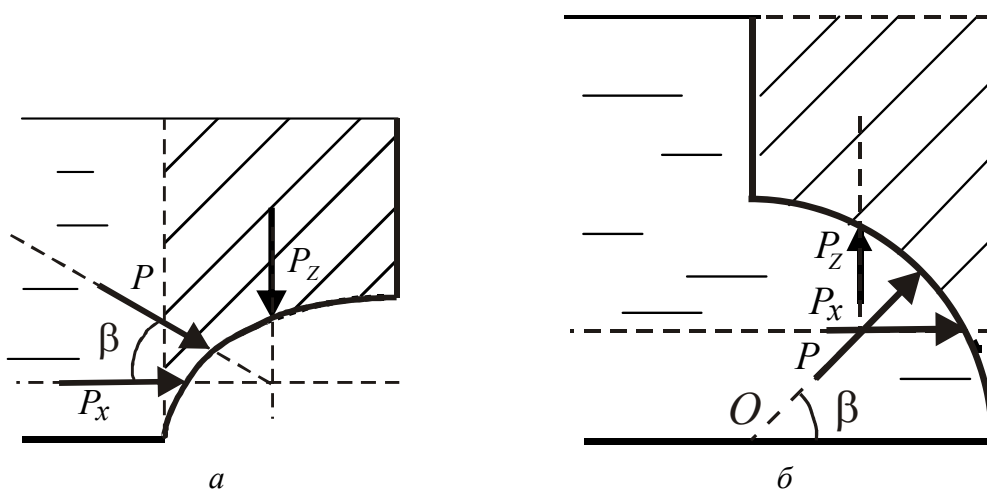


Рис. 1.13

Определим точку приложения результирующей силы давления. Поскольку горизонтальная составляющая силы давления на стенку определяется как сила давления на плоскую стенку, представляющую собой вертикальную проекцию смоченной поверхности криволинейной стенки, то по аналогии с центром давления для плоской стенки

при $p_0 = p_{\text{атм}}$

$$h_{\text{д}} = h_{\text{cz}} + \frac{I_c}{h_{\text{cz}} S_z},$$

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

Если на поверхности жидкости $p_0 \neq p_{\text{атм}}$, то избыточное давление можно представить как давление дополнительного объема жидкости

высотой $h_0 = \frac{p_0 - p_{\text{атм}}}{\rho g}$. Тогда $h_{\text{д}} = h_{\text{cz}} + h_0 + \frac{I_0}{(h_{\text{cz}} + h_0) S_z}$. Направление горизонтальной составляющей силы давления всегда со стороны жидкости в сторону стенки.

Согласно закону теоретической механики, линия действия вертикальной составляющей силы давления проходит через центр тяжести тела давления.

Угол наклона к горизонту результирующей силы давления можно определить по формуле

$$\beta = \arctg \frac{P_z}{P_x}.$$

Положение центра давления обычно находят графическим путем. Для этого из точки пересечения линий действия горизонтальной и вертикальной составляющих силы давления под углом β проводят направление равнодействующей силы давления, пересечение которого с криволинейной поверхностью определит положение центра давления (рис. 1.13, а).

В технике криволинейные стенки представляют чаще всего поверхности вращения (цилиндр, конус). В этом случае задача определения положения центра давления упрощается, т. к. в этом случае результирующая сила давления (как и любая перпендикулярная к поверхности прямая) направлена к оси вращения поверхности (рис. 1.13, б).

1.2.8. Закон Архимеда

Рассмотрим погруженное в покоящуюся жидкость твердое тело произвольной формы, объем которого V (рис. 1.14).

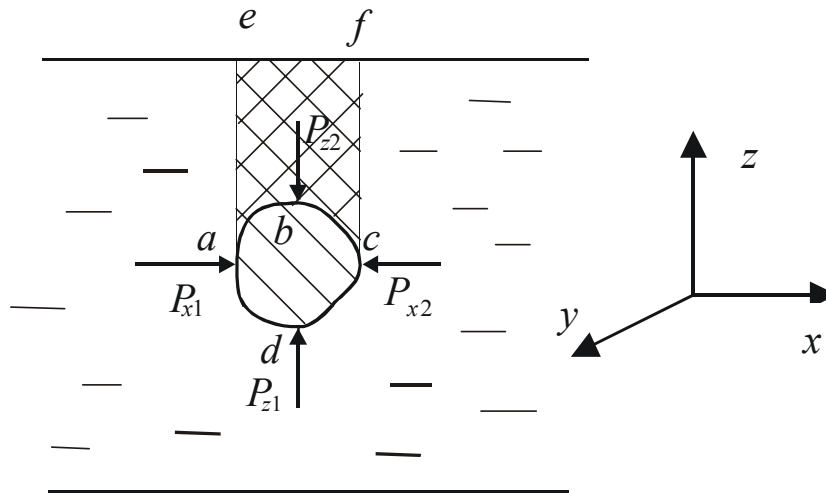


Рис. 1.14

Результирующая сила давления, действующая на тело, равна $P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2 + P_z^2}$. Поскольку вертикальные проекции для противоположных горизонтальных сил одинаковы, то $P_{x1} = P_{x2}$ и $P_{y1} = P_{y2}$. Тогда $P_x = P_{x1} - P_{x2} = 0$ и $P_y = P_{y1} - P_{y2} = 0$.

Результирующая вертикальная сила равна

$$P_z = P_{z1} - P_{z2} = \rho g V_1 - \rho g V_2 = \rho g V_{eadcfe} - \rho g V_{eabcfe} = \rho g V.$$

Следовательно,

$$P = \rho g V.$$

Это закон Архимеда, а сила называется силой Архимеда. Закон Архимеда звучит следующим образом: на тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила, направленная вертикально вверх, равная весу жидкости в объеме погруженной части тела.

Тело, погруженное в жидкость, находится под действием двух сил: силы тяжести $G = mg = \rho_{\text{т}} g V$ и силы Архимеда $P = \rho g V$.

В зависимости от их соотношения имеют место три характерных случая:

- 1) $P < G$ – тело утонет,
- 2) $P = G$ – подвешенное состояние,
- 3) $P > G$ – плавает на поверхности.

Определим, какая часть тела будет погружена в жидкость для последнего случая. Из равенства сил имеем выражение

$$G = \rho_{\tau} g V = P = \rho g V',$$

где $V' = \frac{\rho_{\tau}}{\rho} \cdot V$ – объем погруженной в жидкость части тела.

Закон Архимеда широко используется при расчете и проектировании различных плавсредств.

1.3. Гидродинамика

1.3.1. Элементы кинематики жидкости и методы изучения движения жидкости

Кинематика жидкости – раздел гидравлики, изучающий общие свойства движения жидкости без выяснения причин его возникновения. Главной кинематической особенностью жидкости является то, что в процессе движения расстояние между двумя любыми частицами изменяется.

Движущаяся жидкость представляет собой совокупность материальных частиц. Эти частицы движутся с различными параметрами

(скоростью $u(u_x, u_y, u_z)$, ускорением $\frac{du}{dt} \left(\frac{du_x}{dt}, \frac{du_y}{dt}, \frac{du_z}{dt} \right)$, давлением P , плотностью ρ), которые изменяются в зависимости от времени t и координат x, y, z .

Задачей кинематики жидкости является определение параметров частиц в любой момент времени в любой точке жидкой среды.

При изучении движения жидкости применяют два метода: метод Лагранжа и метод Эйлера.

Описание движения жидкости методом Лагранжа сводится к рассмотрению положения частиц жидкости в любой момент времени. Так, в начальный момент времени частицы находились в точках 1, 2 и 3 (рис. 1.15). По истечении некоторого времени они переместились в точки: 1', 2' и 3', причем это перемещение сопровождалось изменением объемов и форм частиц (упругой деформацией). Тогда можно утверждать, что частицы жидкости при своем движении участвуют в трех видах движения (поступательном, вращательном и деформационном). Движение жидкости задается путем указания зависимости координат определенной частицы жидкости от ее начальных координат (x_0, y_0, z_0) и от времени t .

$$\begin{cases} x = x(x_0, y_0, z_0, t), \\ y = y(x_0, y_0, z_0, t), \\ z = z(x_0, y_0, z_0, t). \end{cases}$$

Переменные x, y, z носят название переменных Лагранжа. Задача сводится к решению систем дифференциальных уравнений в частных производных для каждой частицы жидкости. Метод Лагранжа ввиду громоздкости и трудности решения может использоваться в случаях детального изучения поведения лишь отдельных частиц жидкости. Использование этого метода для инженерных расчетов нецелесообразно.

По методу Эйлера движение жидкости определяется полем скоростей частиц жидкости в пространстве в каждый момент времени, т. е. описывается движение различных частиц, проходящих через определенные точки пространства.

Построение поля скоростей осуществляется следующим образом. На некоторый момент времени (например, t_1) произвольным образом выберем необходимое число точек 1, 2 и 3, в которых находятся частицы жидкости (рис. 1.16).

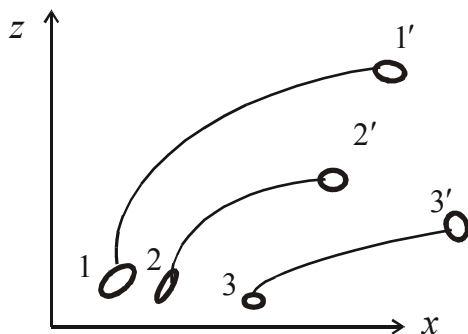


Рис. 1.15

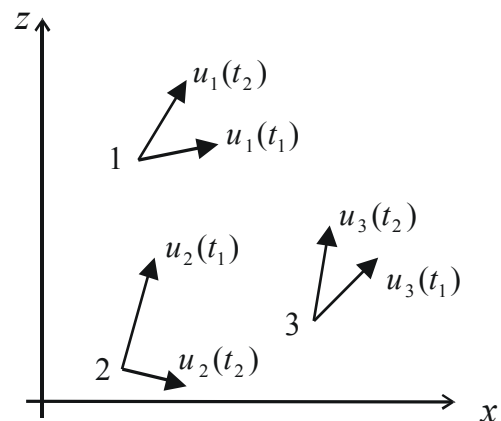


Рис. 1.16

Приписав их скорости u_1, u_2, u_3 точкам неподвижного пространства, определим картину поля скоростей на выбранный момент времени. В следующий момент времени $t_2 = t_1 + dt$ в тех же выбранных точках неподвижного пространства будут находиться другие частицы жидкости, имеющие другие скорости: u_1, u_2, u_3 . Теперь вместо изучения траекторий частиц жидкости будем сравнивать поля скоростей в различные моменты времени.

Движение жидкости задается путем указания зависимости проекции скорости частиц жидкости от координат точек пространства (x , y , z) и от времени t .

$$\begin{cases} u_x = u_x(x, y, z, t), \\ u_y = u_y(x, y, z, t), \\ u_z = u_z(x, y, z, t). \end{cases}$$

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

1.3.2. Виды движения жидкости

В общем случае основные параметры жидкости могут изменяться как вдоль соответствующих координат, так и во времени. В зависимости от этого различают движение установившееся и неуставившееся.

Установившееся движение – движение, при котором скорость и давление в любой точке жидкости не изменяется во времени ни по величине, ни по направлению (рис. 1.17, а). Для такого движения

$$\frac{\partial u_x}{\partial t} = 0, \quad \frac{\partial u_y}{\partial t} = 0, \quad \frac{\partial u_z}{\partial t} = 0, \quad \frac{\partial p}{\partial t} = 0.$$

Неустановившееся движение – движение, при котором параметры жидкости зависят и от времени (рис. 1.17, б).

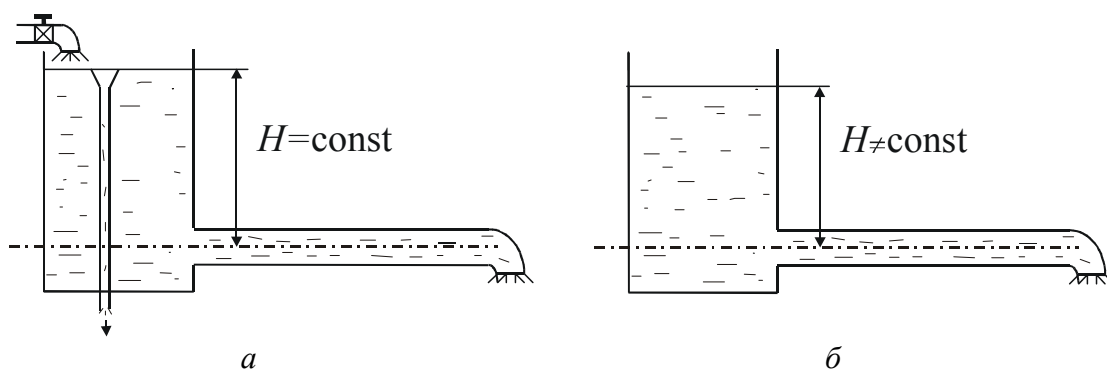


Рис. 1.17

В зависимости от характера изменения скорости установившееся движение может быть равномерным и неравномерным.

Равномерное движение – движение, при котором скорость жидкости остается постоянной вдоль оси движения (движение в трубе по-

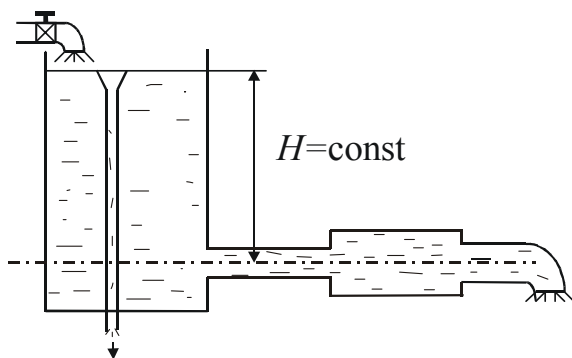


Рис. 1.18

стоянного диаметра, рис. 1.17).

Неравномерное движение

– движение, при котором скорость изменяется или по величине или по направлению (движение в трубе переменного диаметра, рис. 1.18).

1.3.3. Кинематические и гидравлические характеристики

В общем случае движение каждой частицы жидкости является суммой поступательного, вращательного и деформационного движения. Последняя форма движения обусловлена тем, что в жидкости, в отличие от твердого тела, силы межмолекулярного взаимодействия слабы и разные точки частицы жидкости могут иметь различные скорости, что приводит к деформированию частицы. Учет всех видов движения сложен, поэтому в дальнейшем будем рассматривать только поступательное и частично вращательное движение.

Движение, при котором вращение частицы отсутствует, называется **безвихревым**, или **потенциальным**. Для такого движения

$$\text{rot } u = 0,$$

$$\frac{\partial u_z}{\partial y} = \frac{\partial u_y}{\partial z}, \quad \frac{\partial u_x}{\partial z} = \frac{\partial u_z}{\partial x}, \quad \frac{\partial u_y}{\partial x} = \frac{\partial u_x}{\partial y}.$$

В потенциальном движении используются следующие понятия: траектория движения частицы, линия тока, трубка тока, элементарная струйка.

Траектория движения частицы – путь, проходимый этой частицей (рис. 1.19, пунктирная линия). Уравнение траектории движения имеет вид

$$\frac{dx}{u_x} = \frac{dy}{u_y} = \frac{dz}{u_z}.$$

Линия тока – кривая, в каждой точке которой вектор скорости направлен по касательной к этой кривой (рис. 1.19, сплошная линия). Исходя из данного определения, можно записать дифференциальное уравнение линии тока:

$$\frac{\partial x}{u_x} = \frac{\partial y}{u_y} = \frac{\partial z}{u_z}.$$

При установившемся движении линия тока является траекторией движения частицы.

Трубка тока – поверхность, образованная линиями тока, проведенными в данный момент времени через все точки бесконечно мало-

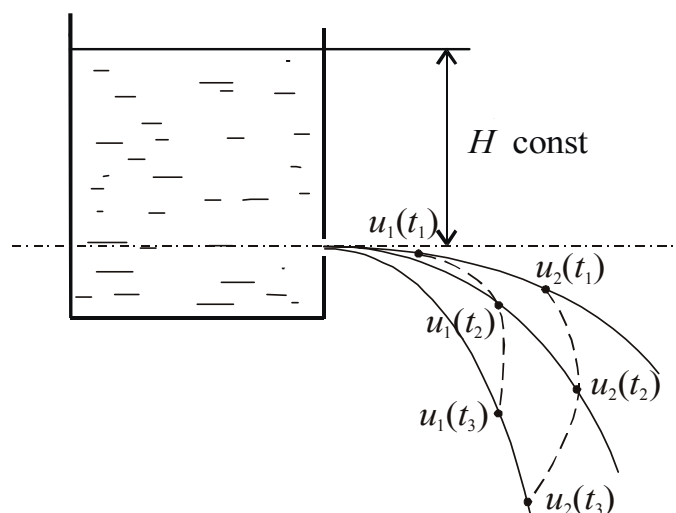


Рис. 1.19

го замкнутого контура, нормального к линиям тока.

Элементарная струйка – часть жидкости, ограниченная трубкой тока бесконечно малого сечения.

Свойства элементарной струйки:

- 1) частицы жидкости не выходят из струйки и не входят в нее через боковую поверхность;
- 2) скорости во всех точках одного поперечного сечения одинаковы по величине;
- 3) при установившемся движении форма элементарной струйки остается постоянной во времени.

1.3.4. Поток жидкости и его основные понятия

Динамика жидкости – раздел гидравлики, изучающий законы движения жидкости под действием внешних сил и механического взаимодействия между жидкостью и соприкасающимися с ней телами, а также способы применения этих законов для решения задач.

Основная задача гидродинамики – установление зависимостей

между параметрами частиц при различных условиях движения жидкости.

Поток жидкости – совокупность элементарных струек, ограниченных системой твердых, жидких или газообразных тел. Поток жидкости подразделяется на напорный, безнапорный и гидравлическую струю.

Напорный поток – поток, ограниченный со всех сторон твердыми стенками (движение жидкости происходит под действием сил давления и тяжести). Давление вдоль такого потока переменное.

Безнапорный поток – поток, ограниченный твердыми поверхностями, но имеющий одну свободную поверхность (движение жидкости происходит под действием только силы тяжести). Давление вдоль такого потока постоянное (атмосферное).

Гидравлическая струя – поток, имеющий со всех сторон свободную поверхность (движение жидкости происходит под действием сил тяжести и инерции).

Поток жидкости характеризуется следующими гидравлическими понятиями: живое сечение, смоченный периметр, гидравлический радиус, эквивалентный диаметр и расход.

Живое сечение S , м^2 – поперечное сечение нормальное к направлению движения потока. При равномерном движении (струи тока параллельны) живое сечение потока является плоским.

Смоченный периметр χ , м – длина контура живого сечения потока по твердым стенкам, ограничивающим поток.

Гидравлический радиус R_r , м – отношение площади живого сечения к его смоченному периметру:

$$R_r = S / \chi .$$

Эквивалентный диаметр $d_{\text{экв}}$, м – величина, равная четырем гидравлическим радиусам:

$$d_{\text{экв}} = 4R_r = 4S / \chi .$$

Физический смысл эквивалентного диаметра – это диаметр потока произвольной формы, если бы он был потоком с живым сечением круглой формы. Соответственно, для заполненной круглой трубы эквивалентный диаметр равен диаметру трубы:

$$d_{\text{экв}} = 4S / \chi = \frac{4\pi d_{\text{тр}}^2}{4\pi d_{\text{тр}}} = d_{\text{тр}} .$$

Параметры R_r и $d_{\text{экв}}$ часто используют при расчете движения жидкостей по трубам различной конфигурации.

Расход – количество жидкости, протекающей за единицу времени через живое сечение потока. В зависимости от того, в каких единицах выражено количество жидкости, расход бывает: объемным $Q = V/t$, $\text{м}^3/\text{с}$; массовым $Q_m = m/t$, $\text{кг}/\text{с}$, $Q_m = \rho Q$; весовым $Q_G = G/t$, $\text{Н}/\text{с}$, $Q_G = \rho g Q$.

Для элементарной струйки, имеющей малую площадь сечения dS , скорость во всех точках сечения одинакова. Тогда расход элементарной струйки

$$dQ = u dS$$

Поток жидкости можно представить как совокупность элементарных струек. Тогда расход потока

$$Q = \int_S dQ = \int_S u dS$$

Решить этот интеграл можно лишь в том случае, если известен закон распределения скоростей по живому сечению $u = f(S)$. График распределения скоростей по живому сечению потока называется **эпюрой скоростей** (рис. 1.20).

Для большинства потоков, встречающихся на практике, эта закономерность неизвестна, поэтому расход подсчитывают по уравнению расхода:

$$Q = v \cdot S,$$

где v – средняя скорость.

Средняя скорость – усредненная величина, выбранная таким образом, что расход жидкости, вычисленный по ней, равен действительному расходу жидкости потока:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{1}{S} \int_S u dS$$

Обычно один из параметров Q или v определяют опытным путем, а второй определяют из уравнения расхода.

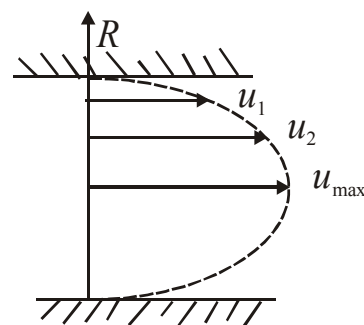


Рис. 1.20

1.3.5. Уравнение неразрывности

Получим уравнение, связывающее параметры движущейся жидкости с параметрами, характеризующими условия движения жидкости. Вывод такого уравнения основан на представлении жидкости как сплошной непрерывной среды, в силу чего такое уравнение получило название уравнения неразрывности.

Для вывода этого уравнения выделим в пространстве элементарный объем жидкости в виде параллелепипеда, стороны которого будут равны соответственно dx , dy , dz (рис. 1.21). Грани параллелепипеда пусть будут параллельны координатным плоскостям.

В центре объема (точка A) в данный момент времени будет находиться частица жидкости, плотность которой равна ρ , а вектор скорости движения u направлен таким образом, что жидкость втекает внутрь элемента через левую, нижнюю и переднюю грани элемента и вытекает через противоположные грани. Будем считать, что жидкость несжимаема (плотность постоянна $\rho = \text{const}$), а размер элемента достаточно мал, и в пределах этого элемента изменение скорости движения жидкости будет прямо пропорционально расстоянию от центра элемента.

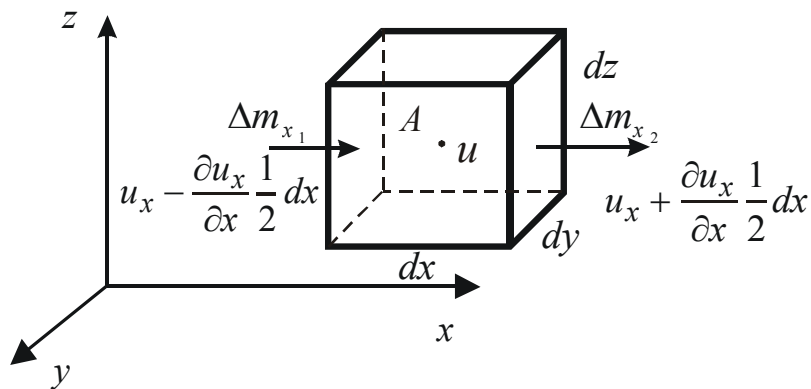


Рис. 1.21

В таком случае проекция вектора скорости в центре левой грани элемента на ось Ox будет равна

$$u_x - \frac{\partial u_x}{\partial x} \frac{1}{2} dx,$$

а проекция вектора скорости в центре правой грани элемента на ось

Ox

$$u_x + \frac{\partial u_x}{\partial x} \frac{1}{2} dx$$

Рассмотрим изменение массы жидкости, прошедшей через грани этого объема за малый интервал времени dt . Масса жидкости, поступившая через левую грань объема, за dt равна

$$dm_{x_1} = \rho dQ dt = \rho \left(u_x - \frac{\partial u_x}{\partial x} \frac{dx}{2} \right) dy dz dt,$$

а масса жидкости, вытекшая через правую грань объема, —

$$dm_{x_2} = \rho \left(u_x + \frac{\partial u_x}{\partial x} \frac{dx}{2} \right) dy dz dt.$$

Изменение массы жидкости внутри элементарного объема при движении жидкости вдоль оси Ox :

$$\begin{aligned} dm_x &= dm_{x_1} - dm_{x_2} = \\ &= \rho \left(u_x - \frac{\partial u_x}{\partial x} \frac{dx}{2} \right) dy dz dt - \rho \left(u_x + \frac{\partial u_x}{\partial x} \frac{dx}{2} \right) dy dz dt = \\ &= -\rho \frac{\partial u_x}{\partial x} dx dy dz dt = -\rho \frac{\partial u_x}{\partial x} dV dt. \end{aligned}$$

Аналогично изменение массы внутри элемента при движении жидкости вдоль осей Oy и Oz :

$$\begin{aligned} dm_y &= -\rho \frac{\partial u_y}{\partial y} dV dt, \\ dm_z &= -\rho \frac{\partial u_z}{\partial z} dV dt. \end{aligned}$$

Полное изменение массы жидкости через параллелепипед:

$$dM = dm_x + dm_y + dm_z = -\rho \left[\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right] dV dt.$$

С другой стороны, поскольку жидкость несжимаема и объем параллелепипеда постоянен, то и масса жидкости в нем постоянна: $M = \text{const}$, $dM = 0$.

Приравняв эти два выражения и проведя сокращения, мы получим уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0$$

Оно является математическим выражением условия неразрывности движущейся жидкости и выражает закон сохранения массы в гидродинамике.

1.3.6. Уравнение неразрывности для элементарной струйки жидкости

Выделим в элементарной струйке жидкости двумя сечениями 1–1 и 2–2 малый отсек жидкости длиной dl (рис. 1.22). За временной интервал dt масса жидкости, вошедшая в элементарную струйку через сечение 1–1, будет равна $dM_1 = \rho u_1 dS_1 dt$. Масса жидкости, вытекшая за это же время через противоположное сечение отсека, $dM_2 = \rho u_2 dS_2 dt$. Поскольку жидкость не может в элементарную трубку втекать и вытекать через боковые поверхности и жидкость несжимаема, то $dM_1 = dM_2$.

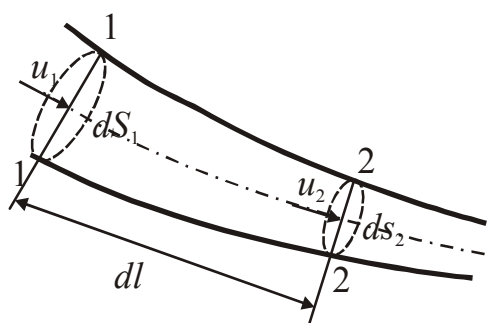


Рис. 1.22

Тогда

$$u_1 dS_1 = u_2 dS_2,$$

$$dQ_1 = dQ_2 = dQ = \text{const}.$$

Это уравнение расхода для элементарной струйки. Т. к. поток представля-

$$Q = \int_S dQ$$

ет сумму элементарных струек, тогда для установившегося движения расход для всех живых сечений потока одинаков:

$$Q = vS = \text{const}.$$

Это выражение называется уравнением постоянства расхода, или уравнением неразрывности (закон постоянства расхода). Из него следует $v_1/v_2 = S_2/S_1$, т. е. средние скорости в живых сечениях потока несжимаемой жидкости обратно пропорциональны их площадям.

1.3.7. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости

Изучение реальных жидкостей связано со значительными трудностями, т. к. частицы жидкости активно взаимодействуют друг с другом и с ограничивающими поток поверхностями. По этой причине для вывода основных уравнений движения жидкости приходится пользоваться некоторыми абстрактными моделями жидкостей, которые наделяются свойствами, не присущими природным жидкостям.

Идеальная жидкость – модель жидкости, характеризующаяся двумя свойствами:

– абсолютной несжимаемостью

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0,$$

– абсолютной текучестью (отсутствие сил внутреннего трения)

$$\mu = 0.$$

Отсутствие сил трения является основным свойством, которое отличает идеальную жидкость от реальной. Поэтому идеальную жидкость еще называют невязкой.

Рассмотрим установившееся течение элементарной струйки, которая движется в поле действия одной массовой силы – силы тяжести (рис. 1.23).

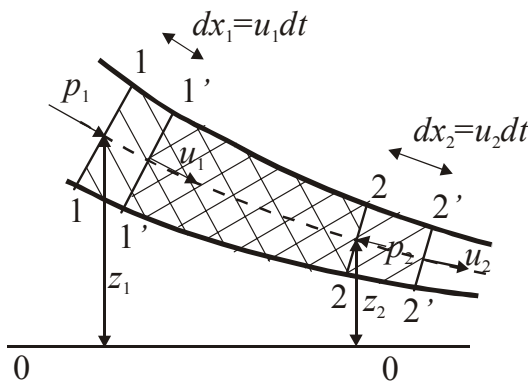


Рис. 1.23

Выделим участок струйки между двумя нормальными к линиям тока сечениями 1–1' и 2–2'. Отсек жидкости будет находиться под действием сил давления P_1 и P_2 и сил тяжести G . Под действием этих сил через малый промежуток времени отсек жидкости из своего первоначального положения переместится в положение между сечениями 1'–1' и 2'–2'.

Силы давления, приложенные к живым сечениям отсека с правой и с левой сторон, имеют противоположные друг другу направления $P_1 = p_1 dS_1$, $P_2 = -p_2 dS_2$. Для получения уравнения Бернулли используем теорему механики: работа сил, приложенных к телу, равна приращению его кинетической энергии.

щению кинетической энергии этого тела. Для нашего случая $dA_P + dA_G = dE_k$.

Тогда работу сил давления по перемещению жидкости dA_P можно определить следующим образом:

$$dA_{P1} = dP_1 dx_1 = p_1 dS_1 u_1 dt = p_1 dQ dt,$$

$$dA_{P2} = p_2 dQ dt,$$

где dQ – объемный расход струйки, который, согласно уравнению неразрывности, постоянен для любого сечения $dQ = u_1 dS_1 = u_2 dS_2$.

Тогда результирующая работа равна

$$dA_P = dA_{P1} - dA_{P2} = (p_1 - p_2) dQ dt.$$

Перемещение всего отсека жидкости можно заменить перемещением массы жидкости между сечениями: 1–1 и 1'–1' в положение 2–2 и 2'–2', т. к. центральная часть отсека жидкости своего первоначального положения не меняет и в движении жидкости участия не принимает.

Работа сил тяжести будет равна работе по перемещению веса отсека жидкости на разницу уровней $z_1 - z_2$.

$$\begin{aligned} dA_G &= z_1 dG_1 - z_2 dG_2 = g(z_1 dm_1 - z_2 dm_2) = \rho g(z_1 dV_1 - z_2 dV_2) = \\ &= \rho g(z_1 dx_1 dS_1 - z_2 dx_2 dS_2) = \rho g dQ dt (z_1 - z_2). \end{aligned}$$

При перемещении отсека жидкости кинетическая энергия изменится на величину:

$$dE_k = \frac{u_2^2 dm_2}{2} - \frac{u_1^2 dm_1}{2} = \rho dQ dt \left(\frac{u_2^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} \right).$$

Теперь, используя теорему механики, запишем общее уравнение баланса энергии:

$$(p_1 - p_2) dQ dt + \rho g dQ dt (z_1 - z_2) = \rho dQ dt \left(\frac{u_2^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} \right).$$

Разделив все элементы уравнения на $\rho g dQ dt$ и переместив в левую часть уравнения величины с индексами 1, а в правую – с индексами 2, получим

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} = H = \text{const},$$

где H – гидродинамический напор жидкости.

Это уравнение носит название уравнения Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости. Физический смысл уравнения Бернулли: **величина гидродинамического напора постоянна для всех живых сечений элементарной струйки идеальной жидкости.**

1.3.8. Геометрический и энергетический смысл уравнения Бернулли



Координата z называется **геометрическим напором** и представляет собой высоту центра тяжести живого сечения струйки над горизонтальной плоскостью, которая называется плоскостью сравнения.

$$\frac{p}{\rho g}$$

Параметр $\frac{p}{\rho g}$ называется **пьезометрическим напором** и является высотой, на которую вертикально поднимется жидкость под действием давления p .

$$\frac{u^2}{2g}$$

Параметр $\frac{u^2}{2g}$ называется **скоростным напором** и является высотой, с которой в пустоте должно свободно (без начальной скорости) упасть тело, чтоб приобрести скорость u .

Величина скоростного напора может быть определена с помощью трубки Пито–Прандтля (рис. 1.24). Данное устройство состоит из трубки Пито 1, которая представляет собой трубку с загнутым концом, устанавливаемым навстречу течению, и пьезометрической трубки 2. Сечение входного конца пьезометрической трубки направлено по касательной к течению, и уровень жидкости в трубке поднимается на высоту статического (пьезометрического) напора $h = p/(\rho g)$. Уровень жидкости в трубке Пито превышает высоту жидкости в пьезометрической трубке на величину $h = u^2/(2g)$, т. к. движущиеся частицы, набегая на входной конец трубки со скоростью u , осуществляют дополнительное давление на неподвижную жидкость. По разности показаний трубок Δh определяют местную (в заданной точке сечения) скорость частиц жидкости

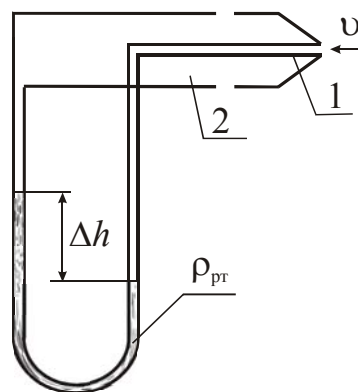


Рис. 1.24

$$u = \sqrt{2g\Delta h}$$

Все напоры имеют линейную размерность.

Сумма $\left(z + \frac{p}{\rho g}\right) + \frac{u^2}{2g}$ называется потенциальным или статическим напором. Параметр $\frac{u^2}{2g}$ называется динамическим напором.

Динамический напор зависит только от площади живого сечения, и при сужении живого сечения динамический напор увеличивается, а при расширении – уменьшается:

$$\frac{u^2}{2g} = \left(\frac{dQ}{dS}\right)^2 \frac{1}{2g}$$

Для выяснения энергетического смысла уравнения Бернулли умножим все члены уравнения на mg , где m – масса частицы некоторого объема жидкости.

$$mgz + \frac{mp}{\rho} + \frac{mu^2}{2} = mgH = \text{const}$$

Тогда mgz – потенциальная энергия положения частицы; mp/ρ – потенциальная энергия давления частицы; $mu^2/2$ – кинетическая энергия частицы; mgH – полная механическая энергия движущейся частицы жидкости.

Соответственно полная удельная энергия вдоль элементарной струйки идеальной жидкости есть величина постоянная, т. е. уравнение Бернулли выражает закон сохранения энергии в идеальной жидкости: **в процессе движения идеальной жидкости одна форма энергии может преобразовываться в другую, однако полная механическая энергия жидкости остается постоянной.**

1.3.9. Дифференциальное уравнение движения идеальной жидкости

При движении идеальной жидкости из поверхностных сил на нее действуют только силы давления, а к массовым силам добавляются силы инерции. Например, на объем жидкости в виде параллелепипеда (рис. 1.25) вдоль оси Ox действуют следующие силы:

$$dP_{x_1} = \left(p - \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} dx \right) dy dz,$$

– силы давления

$$dP_{x_2} = \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} dx \right) dy dz;$$

$$dM_x = \rho X dx dy dz;$$

– массовая сила

$$dF_x^{\text{и}} = dma = \rho dx dy dz \frac{du_x}{dt}.$$

– сила инерции

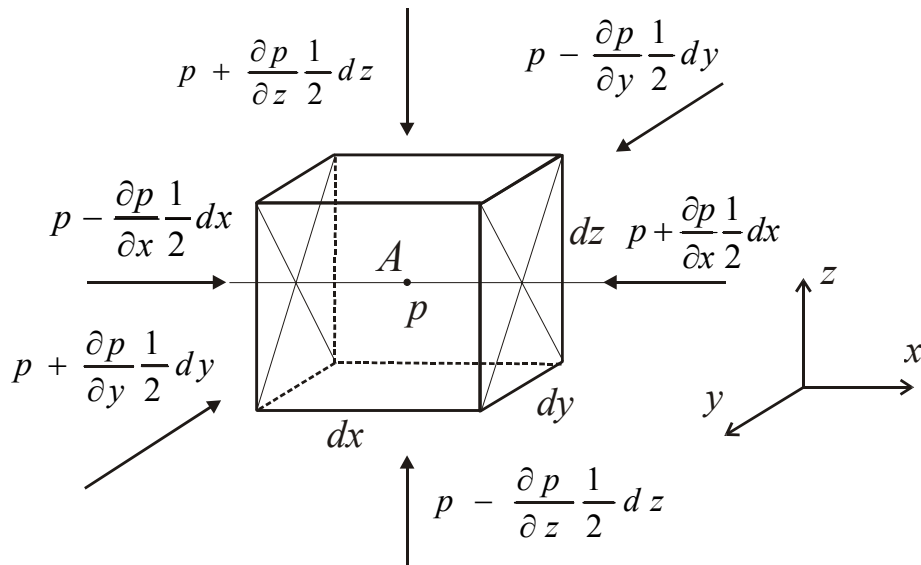


Рис. 3.11

Согласно принципу Даламбера, элементарный объем под действием этих сил будет находиться в равновесии и, следовательно, сумма проекций всех сил на соответствующие оси должна равняться нулю

$$dP_{x_1} - dP_{x_2} + dM_x - dF_x^{\text{и}} = 0,$$

$$\left(p - \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} dx \right) dy dz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} dx \right) dy dz +$$

$$+ \rho X dx dy dz - \rho dx dy dz \frac{du_x}{dt} = 0.$$

Раскрыв скобки и проведя сокращение, получим

$$X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{du_x}{dt},$$

$$\text{где } \frac{du_x}{dt} = \frac{\partial u_x}{\partial t} + \frac{\partial u_x}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial u_x}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial u_x}{\partial z} \frac{dz}{dt} = \frac{\partial u_x}{\partial t} + \frac{\partial u_x}{\partial x} u_x + \frac{\partial u_x}{\partial y} u_y + \frac{\partial u_x}{\partial z} u_z.$$

Первое слагаемое в выражении представляет собой проекцию локального ускорения, которое обусловлено изменением поля скоростей частицы во времени при неизменных координатах. Вторые три слагаемых дают проекции конвективного ускорения, которое образуется за счет изменения координат частицы, соответствующих ее передвижению.

Аналогично можно составить уравнения и для двух других осей Oy , Oz и получить систему дифференциальных уравнений движения идеальной жидкости:

$$\begin{cases} X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{du_x}{dt}, \\ Y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} = \frac{du_y}{dt}, \\ Z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{du_z}{dt}. \end{cases}$$

Данное уравнение называется **уравнением Эйлера – Громека**.

1.3.10. Уравнение Бернулли для безвихревого установившегося потока идеальной жидкости

Воспользуемся уравнением Эйлера – Громека для движущейся идеальной жидкости:

$$\begin{cases} X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{du_x}{dt}, \\ Y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} = \frac{du_y}{dt}, \\ Z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{du_z}{dt}. \end{cases}$$

Теперь, умножив обе части 1-го уравнения на dx , 2-го уравнения на dy , 3-го уравнения на dz , получим

$$\begin{cases} Xdx - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} dx = \frac{du_x}{dt} dx, \\ Ydy - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} dy = \frac{du_y}{dt} dy, \\ Zdz - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} dz = \frac{du_z}{dt} dz \end{cases}$$

и, просуммировав эти уравнения по частям, получим

$$Xdx + Ydy + Zdz - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) = \frac{du_x}{dt} dx + \frac{du_y}{dt} dy + \frac{du_z}{dt} dz,$$

$$Xdx + Ydy + Zdz - \frac{1}{\rho} dp = \frac{du_x}{dt} dx + \frac{du_y}{dt} dy + \frac{du_z}{dt} dz$$

Преобразуем правую часть полученного уравнения, полагая, что

$$\frac{dx}{u_x} = \frac{dy}{u_y} = \frac{dz}{u_z} = dt$$

для безвихревого установившегося потока

$$\begin{aligned} \frac{du_x}{dt} dx + \frac{du_y}{dt} dy + \frac{du_z}{dt} dz &= \frac{du_x}{dt} u_x dt + \frac{du_y}{dt} u_y dt + \frac{du_z}{dt} u_z dt = \\ &= u_x du_x + u_y du_y + u_z du_z = \frac{1}{2} d(u_x^2 + u_y^2 + u_z^2) = \frac{1}{2} d(u^2). \end{aligned}$$

Если из массовых сил на жидкость действует только сила тяжести, то $X = 0$, $Y = 0$, $Z = -g$ и тогда

$$gdz + \frac{dp}{\rho} + d\left(\frac{u^2}{2}\right) = 0,$$

$$d\left(gz + \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2}\right) = 0$$

В потоке идеальной жидкости $u = \text{const}$ и, следовательно, местная скорость равна средней скорости $u = v$. Тогда проведем интегрирование:

$$gz + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = \text{const}$$

Разделив почленно все члены уравнения на g , получим уравнение Бернулли для безвихревого установившегося потока идеальной жид-

кости

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = H = \text{const}$$

Величина H называется гидродинамическим напором. Такое же уравнение было получено для элементарной струйки. Для потока данное уравнение имеет множество приближений, но все они близки к реальным гидравлическим задачам, за исключением одного – приближения идеальной жидкости.

1.3.11. Уравнение Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости. Дифференциальное уравнение движения реальной жидкости (уравнение Навье – Стокса)

Реальная жидкость обладает вязкостью и характеризуется наличием сил трения, которые возникают при ее движении. Благодаря трению часть механической энергии жидкости переходит в тепловую и рассеивается. Поэтому при движении реальной жидкости полная механическая энергия не постоянна, а должна уменьшаться вдоль течения. Тогда

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} = H \neq \text{const}, \quad H_1 > H_2, \quad H_1 - H_2 = h_{\text{п1-2}},$$

где $h_{\text{п1-2}}$ – потери напора между сечениями 1–1 и 2–2.

Таким образом, уравнение Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_{\text{п1-2}}.$$

Для получения дифференциального уравнения движения реальной жидкости необходимо преобразовать [уравнение Эйлера – Громека](#), добавив в него компонент, характеризующий силы внутреннего трения, отнесенные к единице массы.

$$\begin{cases} X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) = \frac{du_x}{dt}, \\ Y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} \right) = \frac{du_y}{dt}, \\ Z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) = \frac{du_z}{dt}. \end{cases}$$

Впервые это сделали ученые Навье и Стокс, поэтому уравнение движения реальной жидкости носит их имена.

1.3.12. Уравнение Бернулли для установившегося параллельно-струйного потока реальной жидкости

При решении практических задач мы имеем дело не с элементарными струйками, а с потоками конечных размеров. Кроме потери напора, вязкость реальной жидкости в потоке приводит еще к следующему явлению – в любом живом сечении потока скорость частиц жидкости изменяется от нуля на твердой поверхности до максимума в центре живого сечения, т. е. скорость движения частиц жидкости вдоль живого сечения потока не одинакова.

Уравнение Бернулли в этом случае может быть получено исходя из условия, что поток является совокупностью элементарных струек. Будем рассматривать установившееся параллельное струйное движение жидкости, при котором векторы скоростей параллельны (равномерное движение в трубе постоянного диаметра). Применим для такого потока уравнение движения (уравнение Навье – Стокса)

$$\begin{cases} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) = \frac{du_x}{dt}, \\ Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} \right) = \frac{du_y}{dt}, \\ Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) = \frac{du_z}{dt}. \end{cases}$$

Для установившегося движения $\frac{du_x}{dt} = \frac{du_y}{dt} = \frac{du_z}{dt} = 0$, а для равно-

мерного движения $u = u_x$, $u_y = u_z = 0$. Тогда

$$\begin{cases} X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + v \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) = 0, \\ Y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} = 0, \\ Z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} = 0. \end{cases}$$

Два последних уравнения представляют собой **уравнения Эйлера** для покоящейся жидкости. Из них следует, что в любом сечении потока величина удельной потенциальной энергии является постоянной,

т. е. $z + \frac{p}{\rho g} = \text{const}$. Введем новое понятие – мощность потока.

Мощность потока – полная энергия, которую поток пронесит через живое сечение в единицу времени:

$$N = H \rho g Q = H Q_G,$$

где H – полный напор, который представляет собой удельную (приходящуюся на единицу веса $Q_G = \rho g Q$) энергию жидкости.

Тогда мощность элементарной струйки

$$dN = H \rho g dQ = \left(z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} \right) \rho g u dS.$$

Т. к. поток представляет собой совокупность элементарных струек, то просуммируем энергию элементарных струек:

$$N = \int_S \left(z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} \right) \rho g u dS = \rho g \int_S \left(z + \frac{p}{\rho g} \right) u dS + \rho g \int_S \frac{u^3}{2g} dS.$$

С учетом доказанного ранее постоянства давления в сечении $z + \frac{p}{\rho g} = \text{const}$ получим

$$N = \rho g \left(z + \frac{p}{\rho g} \right) \int_S u dS + \rho \int_S \frac{u^3}{2g} dS = \left(z + \frac{p}{\rho g} \right) \rho g Q + \frac{v^3 S}{v^3 S} \frac{\rho g}{2g} \int_S u^3 dS =$$

$$= \left(z + \frac{p}{\rho g} \right) \rho g Q + \frac{\rho g Q v^2}{2g} \frac{\int u^3 dS}{v^3 S} = \left(z + \frac{p}{\rho g} \right) \rho g Q + \rho g Q \frac{\alpha v^2}{2g},$$

где $\alpha = \frac{\int u^3 dS}{v^3 S}$ – коэффициент Кориолиса.

Тогда полный напор потока жидкости равен

$$H = \frac{N}{\rho g Q} = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g}.$$

Следовательно, с учетом потерь напора **уравнение Бернулли** для двух произвольно выбранных сечений потока реальной жидкости имеет следующий вид:



$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \sum h_{\text{п1-2}},$$

где $h_{\text{п1-2}}$ – суммарные потери напора на преодоление гидравлических сопротивлений между сечениями 1–1 и 2–2.

Уравнение Бернулли для реальной жидкости в сравнении с уравнением Бернулли для идеальной жидкости имеет следующие отличия:

- скоростной напор определяется через среднюю по сечению потока скорость;
- неравномерность распределения скорости по живому сечению потока учитывается коэффициентом Кориолиса;
- учитываются существующие потери напора.

1.3.13. Физический смысл коэффициента Кориолиса

Рассмотрим, что представляет собой коэффициент Кориолиса.

$$\alpha = \frac{\int u^3 dS}{v^3 S} = \frac{\int u^2 dQ}{v^2 Q} = \frac{\int \frac{u^2}{2} \rho dQ}{\frac{v^2}{2} \rho Q} = \frac{\int \frac{u^2}{2} dQ_m}{\frac{v^2}{2} Q_m} = \frac{E_{\text{дейст}}^{\text{кин}}}{E_{\text{кин}}^{\text{усл}}}.$$

Следовательно, физический смысл коэффициента Кориолиса – отношение действительной кинетической энергии потока жидкости в данном живом сечении к условной кинетической энергии в том же се-

чении, подсчитанной при условии, что скорость в каждой точке живого сечения потока одинакова и равна средней скорости v .

При $u = \text{const}$, $\alpha = 1$.

При $u \neq \text{const}$, $u = v + f(r)$.

$$Q = vS = \int_S u dS = \int_S (v + f) dS = \int_S v dS + \int_S f dS = vS + \int_S f dS$$

$$\int_S f dS = 0$$

Следовательно,

Рассмотрим действительную кинетическую энергию потока

$$\begin{aligned} E_{\text{кин.}}^{\text{дейст.}} &= \int_S \frac{u^2}{2} dQ_m = \int_S \frac{(v + f)^2}{2} dQ_m = \\ &= \int_S \frac{v^2}{2} dQ_m + \int_S v f dQ_m + \int_S \frac{f^2}{2} dQ_m = \\ &= \frac{v^2}{2} Q_m + v \rho g \int_S f u dS + \rho g \int_S \frac{f^2}{2} u dS = \\ &= E_{\text{кин.}}^{\text{усл.}} + v \rho g \int_S f (v + f) dS + \rho g \int_S \frac{f^2}{2} u dS = \\ &= E_{\text{кин.}}^{\text{усл.}} + v \rho g \left(v \int_S f dS + \int_S f^2 dS \right) + \rho g \int_S \frac{f^2}{2} u dS = \\ &= E_{\text{кин.}}^{\text{усл.}} + v \rho g \int_S f^2 dS + \rho g \int_S \frac{f^2}{2} u dS. \end{aligned}$$

Т. к. $\int_S f^2 dS \geq 0$ и $\int_S \frac{f^2}{2} u dS \geq 0$, то $E_{\text{кин}}^{\text{дейст.}} \geq E_{\text{кин}}^{\text{усл.}}$ и, следовательно, коэффициент Кориолиса больше или равен единице: $\alpha \geq 1$.

1.3.14. Общие сведения о гидравлических потерях

Для того чтобы практически использовать [уравнение Бернулли](#), необходимо знать, каким образом определяются суммарные потери напора $\sum h_{\text{пл-2}}$. Гидравлические потери – потери удельной энергии

(напора) жидкости, обусловленные взаимодействием движущейся жидкости с поверхностями русла. Они зависят от формы, размеров русла, скорости течения и вязкости жидкости. Вязкость жидкости является первопричиной всех гидравлических потерь, но она не всегда оказывает существенное влияние на них. При этом величина потерь напора почти всегда пропорциональна квадрату средней скорости движения жидкости. Эту гипотезу подтверждают результаты большинства опытных работ и специально поставленных экспериментов. Потери напора бывают двух видов: потери по длине $h_{\text{дл}}$ и потери на местные сопротивления $h_{\text{м}}$.

Потери по длине обусловлены наличием сил внутреннего трения между слоями жидкости, а также трением жидкости о стенки русел при ее движении в трубах или каналах. Они зависят от длины трубопровода и скорости движения жидкости и в общем случае для любого участка определяются по формуле Дарси – Вейсбаха:

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad p_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2},$$

где $h_{\text{дл}}$ – потери напора, м; $p_{\text{дл}}$ – потери давления, Па; λ – безразмерный коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси).

Если трубопровод постоянного диаметра $d = \text{const}$, то скорость и скоростной напор в нем также постоянны, а потери напора приводят к уменьшению пьезометрического напора. Следовательно, потери напора по длине в трубе постоянного диаметра можно определить по разнице показания пьезометров, установленных по краям исследуемого участка.

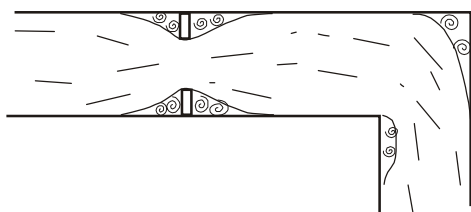


Рис. 1.26

Местные потери обусловлены деформацией потока из-за изменения формы или размера русла (рис. 1.26). Они возникают на участках с различными препятствиями (краны, задвижки, расширения, сужения, повороты и т. д.). При протекании жидкости через местное сопротивление изменяется скорость частиц и возникают вихри. Вихри представляют собой области, в которых частицы движутся по замкнутым кривым (например, по кругу).

Для любого местного сопротивления потери определяются по

формуле Вейсбаха:



$$h_m = \zeta \frac{v^2}{2g},$$

$$p_m = \zeta \frac{\rho v^2}{2},$$

где h_m – потери напора, м; p_m – потери давления, Па; ζ – безразмерный коэффициент местного сопротивления.

Для каждого сопротивления коэффициент местного сопротивления можно считать постоянным и определить в справочнике.

Если диаметры трубопроводов до и после местного сопротивления различны, тогда скорости потока до и после сопротивления также различны. В этом случае в формулу Вейсбаха подставляют среднюю скорость потока после сопротивления (если специально не указано другое).

Физический смысл коэффициента сопротивления – отношение потеряннного напора к скоростному напору:

$$\zeta = h_m / \left(\frac{v^2}{2g} \right).$$

Общие потери находятся путем арифметического суммирования потерь по длине и потерь в местных сопротивлениях. Этот принцип носит название принцип «наложения» (принцип сложения потерь):

$$\sum h_{п1-2} = \sum h_{дли} + \sum h_{ми}.$$

1.3.15. Графическое представление и практическое применение уравнения Бернулли

Уравнение Бернулли можно представить графически – диаграммой Бернулли для потока реальной жидкости (рис. 1.27). На рисунке представлены линии полного 1, пьезометрического 2 и геометрического напоров 3.

Линия геометрического напора – линия, соединяющая центры сечений потока. **Линия пьезометрического напора** – линия, соединяющая уровни в пьезометрах. **Линия полного напора** – линия, соединяющая уровни в трубках Пито.

Имеются следующие правила построения линий пьезометрического и полного напора (напорной линии):

- напорная линия для реальной жидкости всегда ниспадающая;
- для жидкости в открытом сосуде напорная и пьезометрическая линии совпадают и находятся на уровне свободной поверхности жидкости;
- при расширении потока пьезометрическая линия поднимается, а при сужении потока пьезометрическая линия опускается;
- для потока жидкости в трубе постоянного диаметра линия пьезометрического напора параллельна напорной линии;
- при истечении в атмосферу пьезометрическая линия проходит через центр выходного сечения.

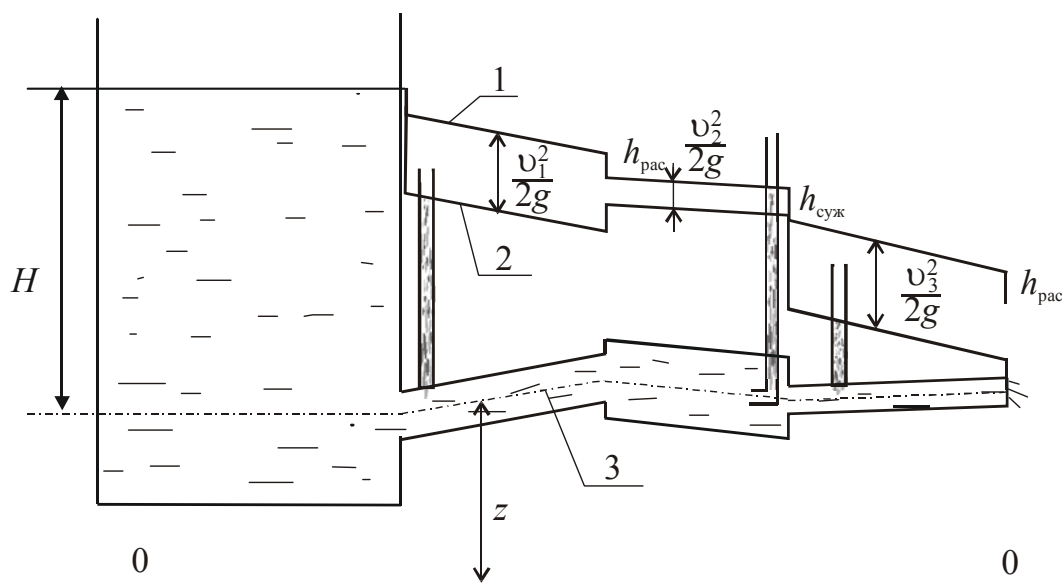


Рис. 1.27

Уравнение Бернулли применяется для решения большинства практических задач (расчет трубопроводов, каналов, гидродвигателей). Прежде чем приступить к решению этих задач, необходимо создать схему потока и провести плоскость сравнения (горизонтальную плоскость, относительно которой сравниваются удельные потенциальные энергии в сечениях). Плоскость сравнения может быть проведена в любом месте вне гидравлической системы или через центр (центры) тяжести одного сечения, расположенного горизонтально. В последнем случае потенциальная энергия положения равна нулю ($z = 0$).

Затем выбирают сечения, для которых будет записано уравнение Бернулли. Их рекомендуется выбирать так, чтобы в одном из сечений

были известны значения всех слагаемых, входящих в уравнения, а в другом было одно неизвестное. Сечения проводят нормально к направлению движения на участках равномерного движения и нумеруют по ходу движения (чтобы $\sum h_{1-2}$ была больше 0). Сечение может быть проведено по уровню свободной поверхности (в этом случае скорость равна нулю). Расчет может производиться как с использованием абсолютного давления, так и избыточного. Желательно принимать значения абсолютных давлений, учитывая возможность вакуума в некоторых сечениях. Можно принимать и избыточные давления, только вакуум в этом случае принимать со знаком «-»

При нескольких неизвестных в [уравнении Бернулли](#) пользуются дополнительно уравнениями расхода и неразрывности:

$$Q = v_1 S_1 = v_2 S_2 = \dots = v_n S_n.$$

[Уравнение Бернулли](#) позволяет рассмотреть и проанализировать работу ряда гидравлических устройств.

Расходомер Вентури – дроссельный расходомер переменного перепада давления (рис. 1.28), отличающийся простотой конструкции и надежностью работы, т. к. не содержит никаких подвижных деталей. Устройство состоит из двух участков – плавно сужающегося (сопла) и постепенно расширяющегося (диффузора). Перед соплом и в месте сужения установлены приборы измерения давления (например, пьезометры). Запишем [уравнение Бернулли](#) для сечений 1–1 и 2–2, напротив которых установлены приборы измерения давления:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \sum h_{11-2}.$$

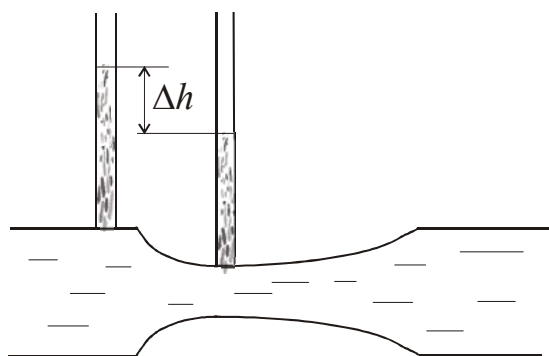


Рис. 1.28

При горизонтальном расположении расходомера Вентури $z_1 = z_2$.

Используем уравнение неразрывности $Q = v_1 S_1 = v_2 S_2$ и формулу Вейсбаха для потерь напора:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 Q^2}{2gS_1^2} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 Q^2}{2gS_2^2} + \frac{\zeta Q^2}{2gS_2^2}.$$

Тогда

$$Q = \frac{S_2 \sqrt{2\Delta p / \rho}}{\sqrt{\alpha_2 - \alpha_1 (S_2 / S_1)^2 + \zeta}} = \mu S_2 \sqrt{2\Delta p / \rho} = \mu S_2 \sqrt{2g\Delta h}$$

где $\Delta p = p_1 - p_2 = 2\rho g\Delta h$ – перепад давления на расходомере; $\mu = \left(\alpha_2 - \alpha_1 (S_2 / S_1)^2 + \zeta\right)^{-0,5}$ – коэффициент расхода (для расходомеров Вентури $\zeta \approx 0$, $\mu \approx 1$).

На практике большое распространение получили дроссельные расходомеры более простой конструкции – диафрагменные расходомеры. Диафрагма представляет собой плоский круглый диск с отверстием в центре. Измерения давления производят до и после диафрагмы. Формула расхода для диафрагмы аналогична формуле для расходомера Вентури. Однако у диафрагмы значение коэффициента сопротивления ζ больше и, следовательно, значение коэффициента расхода μ меньше, чем у расходомера Вентури.

1.3.16. Режимы движения жидкости. Опыт Рейнольдса

Количественное определение потерь является одной из основных задач гидродинамики, без решения которой невозможно практическое использование [уравнения Бернулли](#). Потери зависят от многих факторов и в первую очередь от режимов движения жидкости. Впервые наличие двух принципиально различных режимов движения жидкости было установлено английским физиком Осборном Рейнольдсом в 1883 г.

Суть его эксперимента заключалась в следующем. К напорному баку 1 достаточно большого объема была присоединена длинная (не менее 20 диаметров) стеклянная трубка 2 (рис. 1.29). На конце этой трубки устанавливался кран 3 для регулирования расхода жидкости. Измерение расхода жидкости осуществлялось с помощью мерной емкости 4, расположенной в конце трубки. Уровень жидкости в напор-

ном баке 1 поддерживался постоянным с помощью сливной трубы 5. Из малого бачка 6 с помощью тонкой изогнутой трубки 7 по центру основной трубки вводилась подкрашенная жидкость, расход которой регулировался с помощью крана 8.

Плавнo меняя расход жидкости в стеклянной трубке 2, Рейнольдс отметил, что при малых скоростях движения жидкости подкрашенная струйка жидкости текла по центру потока жидкости, не смешиваясь с остальной жидкостью потока. Однако при определенной скорости жидкости подкрашенная струйка жидкости теряла свою устойчивость и, в конечном итоге, частицы окрашенной жидкости перемешивались с остальной жидкостью. При снижении скорости движения жидкости положение восстанавливалось: хаотичное движение частиц жидкости снова становилось упорядоченным. Рейнольдс менял длину и диаметр трубки, вязкость жидкости, количество подкрашенных струек жидкости и установил, что эффект перемешивания (смена режима течения жидкости) зависит от скорости движения жидкости, ее вязкости и от диаметра трубки, причем при увеличении вязкости жидкости для смены режима течения жидкости требовалась большая скорость.

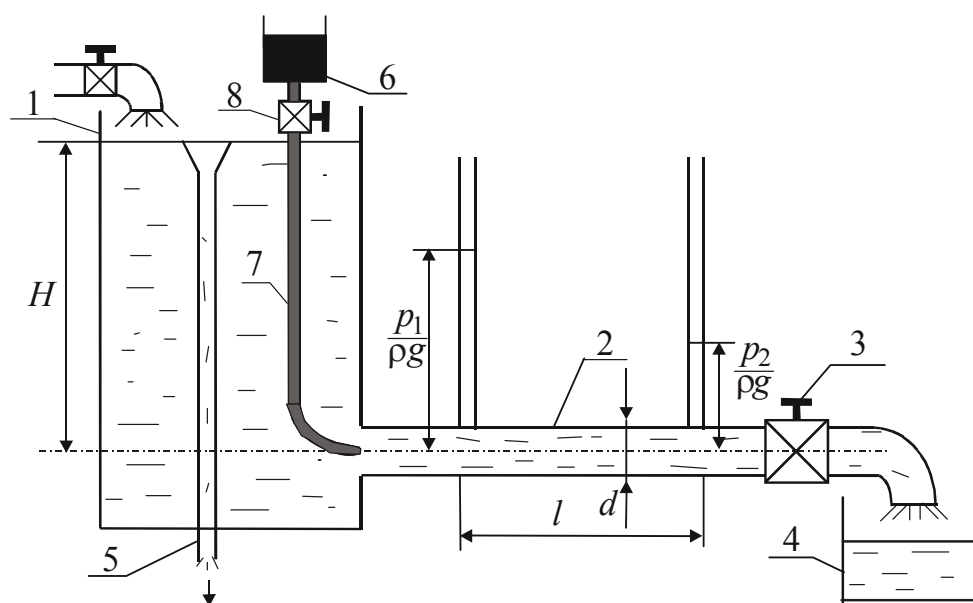


Рис. 1.29

На основании этих опытов было установлено наличие двух режимов: ламинарного и турбулентного.

Ламинарный режим — слоистое движение вдоль трубы без перемешивания жидкости и без пульсации скоростей и давлений.

Турбулентный режим — хаотичное движение, которое сопрово-

ждается интенсивным перемешиванием жидкости, пульсацией скоростей и давлений.

Рейнольдс установил, что переход от одного режима к другому зависит от скорости потока, вязкости и диаметра трубы. Он определил безразмерный параметр, являющийся критерием режимов. Этот параметр в дальнейшем назвали числом Рейнольдса, он представляет собой отношение произведения характерной скорости потока на характерный размер русла и кинематической вязкости жидкости:

$$\frac{v_{\text{хар}} \cdot l_{\text{хар}}}{\nu} = \text{Re}$$

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

Для круглых труб На основании многочисленных данных для труб круглого сечения принято считать $\text{Re}_{\text{кр}} \approx 2320$. Если $\text{Re} < 2320$, то режим – ламинарный; если $\text{Re} > 2320$, то режим – турбулентный.

Важным оказалось то обстоятельство, что при смене режима движения существенно менялась зависимость величины гидравлических

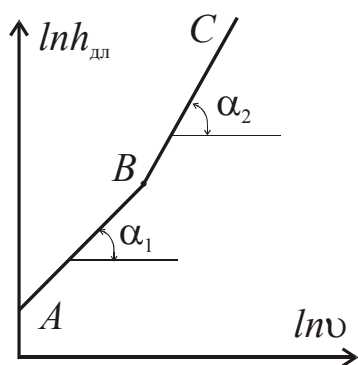


Рис. 1.30

сопротивлений от скорости движения жидкости. Этот факт можно проиллюстрировать на графике зависимости потерь напора от скорости, построенном в логарифмической системе координат (рис. 1.30).

Зависимость состоит из двух участков: ламинарного AB и турбулентного BC режимов движения жидкости. Каждому из участков соответствует уравнение

$$h_{\text{дл}} = a v^n$$

Для ламинарного участка AB наклон линии к оси абсцисс $n = \text{tg} \alpha_1 = 1$, для турбулентного участка BC наклон изменяется в пределах $n = \text{tg} \alpha_2 = 1,75 \div 2$.

1.3.17. Основы теории ламинарного движения в круглой трубе

Как указывалось ранее, ламинарное движение является строго упорядоченным слоистым движением, без пульсации скоростей и дав-

лений. Оно подчиняется закону Ньютона о силе внутреннего трения, который является основой теории ламинарного движения.

Рассмотрим установившееся равномерное ламинарное движение в прямой цилиндрической трубе радиусом R , находящейся под углом γ к горизонту (рис. 1.31).

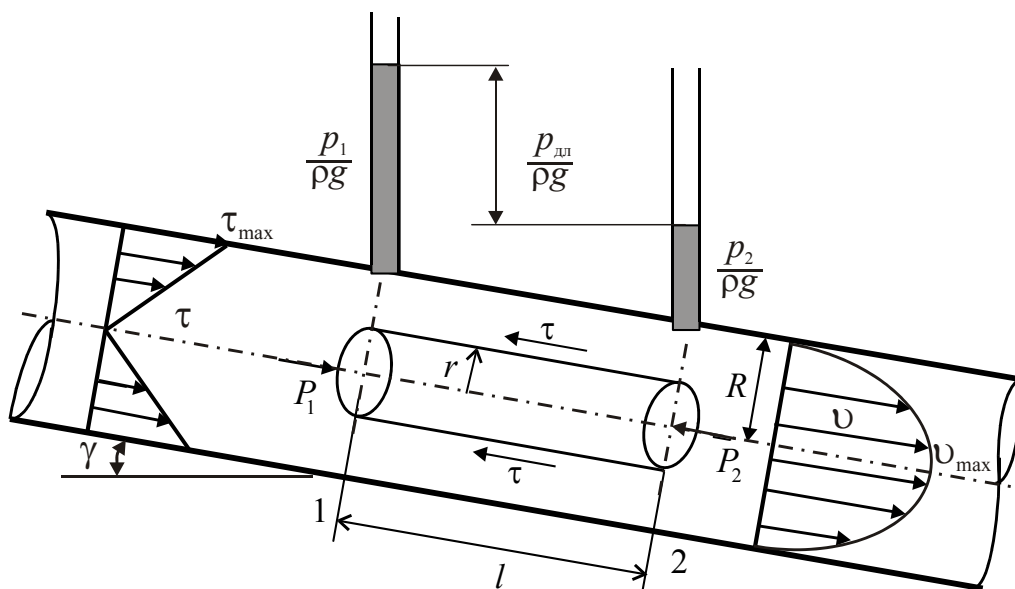


Рис. 1.31

Распределение касательных напряжений в ламинарном потоке. Выделим в потоке жидкости цилиндрический объем длиной l и радиусом r . На данный объем жидкости будут действовать силы давления, приложенные к площадям живых сечений потока жидкости слева и справа, и сила трения, направленная в сторону, обратную движению жидкости. Поскольку движение жидкости установившееся, то все действующие на отсек жидкости силы должны быть уравновешены

$$G \sin \gamma + P_1 - P_2 = T,$$

$$mg \sin \gamma + (p_1 - p_2) S_{\text{сеч}} = \tau S_{\text{пов}},$$

$$\rho g \pi r^2 l \sin \gamma + (p_1 - p_2) \pi r^2 = \tau 2 \pi r l,$$

$$\rho g r (z_1 - z_2) + (p_1 - p_2) r = \tau 2 l.$$

Отсюда выразим касательные напряжения на боковой поверхности отсека жидкости:

$$\tau = \frac{r}{2l} (\rho g (z_1 - z_2) + (p_1 - p_2)).$$

Запишем **уравнение Бернулли**:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \sum h_{1-2}.$$

Установим значение величин, входящих в это уравнение:

$$v_1 = v_2 = \text{const}, \text{ т. к. } r = \text{const};$$

$$\alpha_1 = \alpha_2, \text{ т.к. } v_1 = v_2 = \text{const};$$

$$\sum h_{1-2} = h_{\text{дл}} + h_{\text{м}} = h_{\text{дл}} = \frac{p_{\text{дл}}}{\rho g}.$$

Тогда

$$p_{\text{дл}} = \rho g(z_1 - z_2) + (p_1 - p_2).$$

Следовательно, касательные напряжения на боковой поверхности отсека жидкости можно выразить через потери давления по длине:

$$\tau = \frac{p_{\text{дл}} r}{2l}, \quad \tau_{\text{max}} = \frac{p_{\text{дл}} R}{2l}.$$

Из этого выражения видно, что касательные напряжения в поперечном сечении трубы изменяются по линейному закону, являясь функцией радиуса. **Максимальное значение касательных напряжений будет на поверхности цилиндрического объема, минимальное – на оси** (рис. 1.31).

Распределение скорости в ламинарном потоке. Выразим касательное напряжение по закону трения Ньютона через динамическую

вязкость и градиент скорости $\tau = -\mu \frac{du}{dr}$ и подставим в выражение для касательных напряжений на боковой поверхности:

$$-\mu \frac{du}{dr} = \frac{p_{\text{дл}} r}{2l},$$

$$du = -\frac{p_{\text{дл}}}{2l\mu} r dr.$$

Проинтегрировав, получим

$$u = -\frac{p_{\text{дл}}}{2l\mu} \int_0^R r dr = -\frac{p_{\text{дл}}}{2l\mu} \frac{r^2}{2} + \text{const}.$$

При $r = R$, $u = 0$ и, следовательно, $\text{const} = -\frac{P_{\text{дл}}}{4l\mu} R^2$;

$$u = \frac{P_{\text{дл}}}{4l\mu} (R^2 - r^2)$$

Отсюда видно, что **распределение скоростей в круглой цилиндрической трубе соответствует параболическому закону** (рис. 1.31). Максимальная величина скорости будет на оси трубы ($r = 0$):

$$u_{\text{max}} = \frac{P_{\text{дл}}}{4l\mu} R^2$$

Тогда местную скорость можно выразить через максимальную:

$$u = \frac{P_{\text{дл}}}{4l\mu} (R^2 - r^2) = \frac{P_{\text{дл}} R^2}{4l\mu} (1 - r^2 / R^2) = u_{\text{max}} (1 - r^2 / R^2)$$

Средняя скорость движения жидкости в ламинарном потоке. Для определения величины средней скорости рассмотрим живое сечение потока жидкости в трубе (рис. 1.32). Проведем в сечении потока две концентрические окружности, отстоящие друг от друга на бесконечно малое расстояние dr . Между этими окружностями мы, таким образом, выделили малую кольцевую зону, малую часть живого сечения потока жидкости. Расход жидкости через выделенную кольцевую зону получим, применив полученный закон распределения скорости:

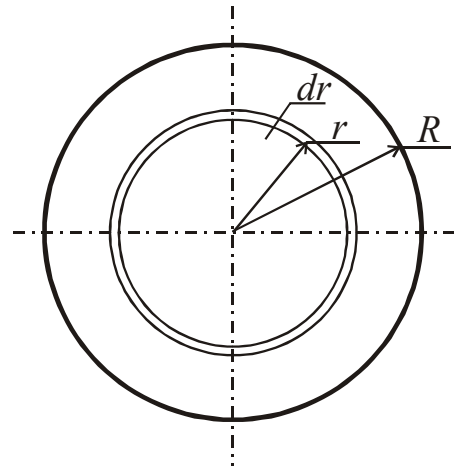


Рис. 1.32

$$dQ = u dS = \frac{P_{\text{дл}}}{4l\mu} (R^2 - r^2) 2\pi r dr$$

Тогда расход жидкости в трубе

$$Q = \int_0^R \frac{P_{\text{дл}}}{4l\mu} (R^2 - r^2) 2\pi r dr =$$

$$= \frac{\pi P_{\text{дл}}}{2l\mu} \left(R^2 \int_0^R r dr - \int_0^R r^3 dr \right) = \frac{\pi P_{\text{дл}}}{2l\mu} \left(\frac{R^4}{2} - \frac{R^4}{4} \right) = \frac{\pi P_{\text{дл}}}{8l\mu} R^4$$

Из уравнения расхода найдем значение средней скорости:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\pi R^2} = \frac{p_{\text{дл}}}{8l\mu} R^2$$

Сравнивая это выражение с выражением для максимальной скорости на оси цилиндра, получим, что **при ламинарном режиме средняя скорость** $v = 0,5u_{\text{max}}$. Тогда местную скорость можно выразить через среднюю:

$$u = u_{\text{max}} \left(1 - r^2 / R^2\right) = 2v \left(1 - r^2 / R^2\right)$$

Потери напора в ламинарном потоке жидкости. Установим закон сопротивления для ламинарного движения, т. е. найдем зависимость потерь по длине (на трение) от расхода и геометрических параметров трубопровода. Для чего выразим потери на трение из формулы расхода

$$p_{\text{дл}} = \frac{8l\mu Q}{\pi R^4}$$

Разделим на обе части выражения на ρg и преобразуем

$$\frac{p_{\text{дл}}}{\rho g} = h_{\text{дл}} = \frac{8l\mu Q}{\rho g \pi R^4} = \frac{8lvQ}{g \pi R^4},$$

где $v = \mu / \rho$.

Выразив радиус через диаметр $R = d / 2$, получим формулу Пуазеля – Гагена

$$h_{\text{дл}} = \frac{128vlQ}{\pi g d^4}$$

Заменив $Q = vS = v \frac{\pi d^2}{4}$, получим

$$h_{\text{дл}} = \frac{32vlv}{gd^2}$$

Данное выражение показывает, что **при ламинарном движении потери напора прямо пропорциональны расходу (скорости) жидкости в первой степени и не зависят от шероховатости стенок трубы.**

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

Согласно формуле Дарси – Вейсбаха, потери напора Преобразуем формулу Пуазеля – Гагена, чтобы определить коэффициент гидравлического трения для ламинарного режима движения жидкости:

$$h_{\text{дл}} = \frac{32\nu l v}{gd^2} = \frac{64\nu}{v d} \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = \frac{64}{\text{Re}} \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$



Следовательно, коэффициент гидравлического трения для ламинарного режима движения жидкости обратно пропорционален числу Рейнольдса:

$$\lambda_{\text{л}} = 64 / \text{Re}$$

Коэффициент Кориолиса для ламинарного потока. Зная закон распределения скоростей, можно определить коэффициент α в [уравнении Бернулли](#) для ламинарного движения:

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{\int u^3 dS}{v^3 S} = \frac{\int (2v)^3 \left(1 - (r/R)^2\right)^3 dS}{v^3 S} = 8 \int_S \frac{1}{S} \left(1 - (r/R)^2\right)^3 dS = \\ &= 8 \int_0^R \frac{1}{\pi R^2} \left(1 - (r/R)^2\right)^3 2\pi r dr = 8 \int_0^R \frac{2r}{R^2} \left(1 - (r/R)^2\right)^3 dr. \end{aligned}$$

Для решения интеграла проведем замену $z = 1 - (r/R)^2$, $dz = -2r/R^2 dr$. При $r = 0$ $z = 1$, а при $r = R$ $z = 0$. Тогда

$$\alpha = 8 \int_1^0 -z^3 dz = -2z^4 \Big|_1^0 = 2$$

Следовательно, **кинетическая энергия ламинарного потока с параболическим законом распределением скоростей в два раза превосходит кинетическую энергию того же потока при равномерном распределении скоростей.**

Закон сопротивления для ламинарного движения применим во всех случаях без поправок за исключением:

- на начальном участке трубы, где происходит постепенное формирование параболического закона распределения скоростей;
- при течении с теплообменом;

- при течении в капиллярах и зазорах;
- при течении с большими перепадами давлений.

1.3.18. Основы теории турбулентного движения и его закономерности

Такое движение является наиболее распространенным в природе и технике и представляет собой одно из сложнейших гидравлических явлений. Несмотря на многочисленные исследования, строгая теория для такого движения до сих пор не создана, поэтому при решении практических задач наряду с применением отдельных полуэмпирических теорий широко используют экспериментальные данные и эмпирические формулы.

Основные закономерности турбулентного движения и расчетные зависимости описываются в гидродинамике с помощью полуэмпирической теории Прандтля – Кармана, основанной на схематизированной модели турбулентного потока.

Структура турбулентного потока. При $Re > Re_{кр}$ нарушается устойчивость ламинарного движения, возрастают поперечные составляющие скоростей частиц, приводящие к хаотическому движению частиц в потоке (последние могут переходить из одной структуры в другую, вызывая тем самым перемешивание). Величина скорости в данной точке в данный момент времени носит название **мгновенной скорости**.

Рассмотрим турбулентный поток и траектории движения частиц M_1 и M_2 (рис. 1.33). Пусть траектории движения частиц пересекаются в точке A . Частица M_1 переходит точку A в момент времени t_1 и имеет вектор скорости $\vec{u}_1$. Частица M_2 переходит точку A в момент времени t_2 и имеет скорость $\vec{u}_2$, который не совпадает с вектором ни по значению, ни по направлению.

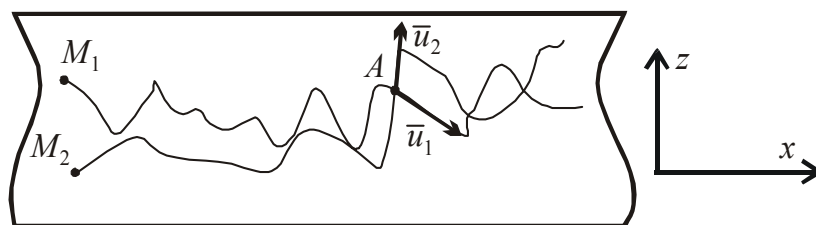


Рис. 1.33

Как видно, местные скорости в любой точке турбулентного потока в каждый момент времени имеют новые значения и направления. Это явление называется **пульсацией местной скорости**.

Мгновенную скорость можно представить как сумму ее составляющих

$$\vec{u} = \vec{u}_x + \vec{u}_z,$$

где x – направление движения потока жидкости; z – поперечное движению потока жидкости направление.

Графики изменения составляющих мгновенной скорости во времени представлены на рис. 1.34.

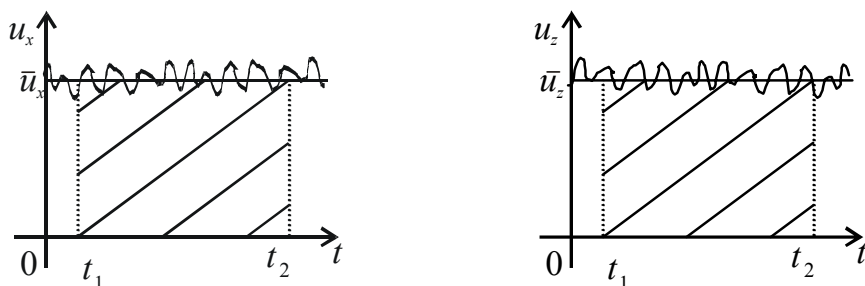


Рис. 1.34

Несмотря на хаотичность изменения составляющих скорости во времени, при этом часто можно наблюдать и некоторую закономерность в таком движении. Если снять кривую скорости за интервал времени достаточной продолжительности, то окажется, что колебания составляющих скорости наблюдаются около некоторого уровня и этот уровень сохраняется постоянным при выборе различных интервалов времени. Если выбрать на кривой скоростей некоторый интервал времени и провести интегрирование кривой скоростей, а затем найти среднюю величину, то такая величина носит название **осредненной скорости** $\bar{u}$, т. е. средней по времени скорости:

$$\bar{u} = \bar{u}_x = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} u_x dt, \quad \bar{u}_z = 0.$$

Разница между мгновенной и осредненной скоростью называется **скоростью пульсации** u' .

$$u' = u - \bar{u}.$$

Аналогично скорости происходит пульсация давления в любой точке потока. Осредненное давление определяется по формуле

$$\bar{p} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} p dt$$

Модель Буссинеска. Буссинеск предложил для проведения гидравлических расчетов заменять турбулентный поток установившимся осредненным потоком.

Осредненный поток – поток, у которого частицы движутся со скоростями, равными осредненной продольной скорости, а гидродинамическое давление в различных точках потока равно осредненному местному давлению.

Если величины осредненных скоростей будут оставаться постоянными во времени, то такое турбулентное движение жидкости будет установившимся.

При неустановившемся турбулентном движении жидкости величины осредненных скоростей меняются во времени (рис. 1.35).

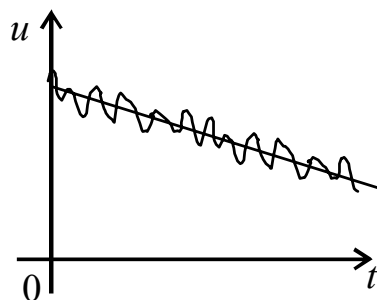


Рис. 1.35

В дальнейшем при расчете турбулентного потока мы будем использовать модель Буссинеска. Хотя не будем обозначать скорость и давление как осредненные ($\bar{u}$ и $\bar{p}$), но будем подразумевать это.

Структура турбулентного потока. Интенсивность перемешивания частиц жидкости зависит от числа Рейнольдса, т. е. при сохранении прочих условий от скорости движения жидкости. В периферийных слоях потока жидкости из-за значительных касательных напряжений скорости всегда будут минимальными, и режим движения в этих слоях, естественно, будет ламинарным. Увеличение скорости до критического значения приведет к смене режима движения жидкости с ламинарного режима на турбулентный режим. Таким образом, поток жидкости состоит из ламинарной зоны (у стенки канала) и турбулентного ядра течения (в центре) (рис. 1.36).

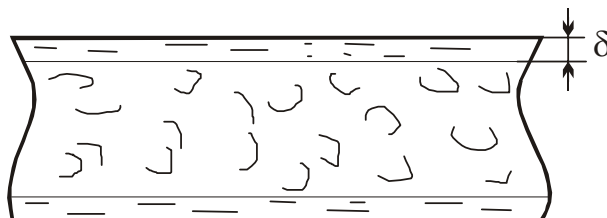


Рис. 1.36

Поскольку скорость к центру турбулентного потока нарастает интенсивно, то толщина периферийного ламинарного слоя чаще всего незначительна ($\delta \leq R/60$) и зависит от скорости движения жидкости.

$$\delta = \frac{30\nu}{v\sqrt{\lambda}} = \frac{30d}{Re\sqrt{\lambda}}.$$

Касательные напряжения в турбулентном потоке. В турбулентном потоке величина касательных напряжений должна быть больше, чем в ламинарном, т. к. кроме касательных напряжений, определяемых перемещением вязкой жидкости вдоль трубы, существуют дополнительные касательные напряжения, вызываемые перемешиванием жидкости.

В турбулентном потоке вместе с перемещением частицы жидкости вдоль оси трубы со скоростью u эта же частица жидкости одновременно переносится в перпендикулярном направлении из одного слоя жидкости в другой со скоростью, равной скорости пульсации u'_z . В результате частица, перейдя из более быстрого слоя в более медленный, ускоряют его и, наоборот, другая частица, перейдя из медленного слоя в быстрый, замедляют его. Следует отметить, что при перемещении частиц жидкости из одного слоя в другой они не мгновенно приобретают скорость нового слоя, а лишь через некоторое время; за это время частицы успеют углубиться в новый слой на некоторое расстояние l , называемое длиной пути перемешивания.

Касательные напряжений в таком случае состоят из двух составляющих:

$$\tau = \tau' + \tau'' = \mu \frac{du}{dr} + \mu_t \frac{du}{dr}.$$

где μ_t – динамический коэффициент турбулентной вязкости, имеющий ту же размерность, что и динамический коэффициент μ , но являющийся свойством движения жидкости, т. к. характеризует интенсивность перемещения частиц.

Согласно исследованиям Прандтля, динамический коэффициент турбулентной вязкости можно определить по формуле

$$\mu_t = \rho l^2 \frac{du}{dr} = \rho (\chi(R-r))^2 \frac{du}{dr},$$

где χ – универсальная постоянная Прандтля ($\chi \approx 0,4$ для круглой трубы).

Как видно, динамический коэффициент турбулентной вязкости зависит от удаления от поверхности трубы: при $r = R$ $\mu_t = 0$, а при уменьшении радиуса r коэффициент турбулентной вязкости увеличивается.

Распределение скоростей по сечению турбулентного потока. Наблюдения за величинами осредненных скоростей в турбулентном потоке жидкости показали, что практически скорости в разных точках живого сечения равны средней скорости. Сопоставление эюр скоростей (рис. 1.37) турбулентного потока 1 и ламинарного потока 2 позволяют сделать вывод о практически равномерном распределении скоростей в живом сечении турбулентного потока.

Работами Прандтля, а также на основании обобщения многочисленных экспериментальных исследований других ученых было установлено, что закон изменения скоростей по сечению турбулентного потока близок к логарифмическому закону.

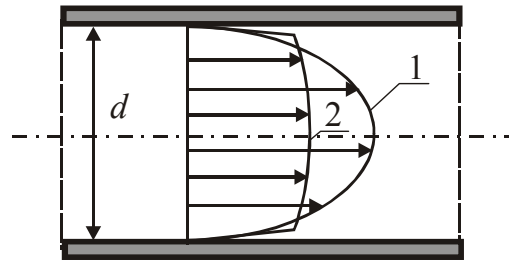


Рис. 1.37

И. Никурадзе на основании многочисленных опытов была предложена следующая формула по распределению скорости в трубах круглого сечения:

$$u = v_* \left(2,5 \ln \frac{zv_*}{\nu} + C \right),$$

где $v_* = \sqrt{\tau_{\text{ст}} / \rho} = \nu \sqrt{\lambda / 8}$ – динамическая скорость; z – расстояние от поверхности трубы; $C = 5,5$ при $4 \cdot 10^3 < Re < 3,24 \cdot 10^6$, $C = 8,48$ при $Re > 3,24 \cdot 10^6$.

Более универсальной зависимостью, описывающей закон изменения скорости, является уравнение, полученное Альтшулем:

$$u = u_{\text{max}} \left(1 - \frac{r}{R} \right)^{0,9\sqrt{\lambda}}.$$

Им же получены простые расчетные зависимости для определения коэффициента Кориолиса и отношения средней скорости к максимальной:

$$\alpha = 1 + 2,65\lambda, \quad \frac{v}{u_{\max}} = \frac{1}{1 + 1,35\sqrt{\lambda}}.$$

В турбулентном потоке коэффициент Кориолиса изменяется в диапазоне $1 \div 1,13$, а отношение средней скорости к максимальной – $0,77 \div 0,88$.

1.3.19. Шероховатость поверхностей стенок и потери напора в турбулентном режиме

Внутренняя поверхность стенок труб имеют неровности, величина которых зависит от качества обработки трубы (рис. 1.38, *а*). В гидравлике эти неровности называются выступами шероховатости.

При расчетах действительную шероховатость заменяют эквивалентной шероховатостью Δ_ε (рис. 1.38, *б*), которая равна средней высоте выступов шероховатости и обеспечивает те же сопротивления, что и действительная шероховатость.

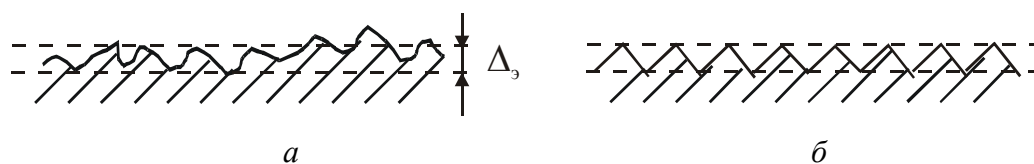


Рис. 1.38

Так как одна и та же абсолютная шероховатость оказывает разное влияние на сопротивление труб разных диаметров, то при расчетах пользуются параметром относительной шероховатости $\Delta_\varepsilon / d = \varepsilon$.

Состояние стенок трубы в значительной мере влияет на поведение жидкости в турбулентном потоке. Так, при ламинарном движении жидкость движется медленно и плавно, спокойно обтекая на своем пути незначительные препятствия в виде шероховатости. Возникающие при этом местные сопротивления настолько ничтожны, что их величиной можно пренебречь. В турбулентном же потоке такие малые препятствия служат источником вихревого движения жидкости, что приводит к возрастанию значений этих местных гидравлических сопротивлений, которые в ламинарном потоке несущественны.

В зависимости от соотношения толщины ламинарной пленки и величины выступов шероховатости будет меняться характер движения жидкости в потоке. В случае, когда толщина ламинарной пленки

велика по сравнению с величиной выступов шероховатости ($\delta \gg \Delta_s$), выступы шероховатости погружены в ламинарную пленку, и турбулентному ядру потока они недоступны (их наличие не сказывается на движении потока). Такие трубы называются **гидравлически гладкими**. Когда размер выступов шероховатости превышает толщину ламинарной пленки ($\delta < \Delta_s$), то пленка теряет свою сплошность, и выступы шероховатости становятся источником многочисленных вихрей, что существенно сказывается на движении потока жидкости в целом. Такие трубы называются **гидравлически шероховатыми**. Естественно, существует и промежуточный вид шероховатости стенки трубы, когда выступы шероховатости становятся соизмеримыми с толщиной ламинарной пленки ($\delta \approx \Delta_s$). Такие трубы называются **переходными**.

$$\delta = \frac{30d}{\text{Re}\sqrt{\lambda}}$$

Т. к. толщина ламинарной пленки зависит от числа Рейнольдса Re , то одна и та же труба с одинаковым значением абсолютной шероховатости Δ_s может быть в одних условиях гидравлически гладкой, а в других – шероховатой.

Потери напора по длине определяются по формуле Дарси – Вейсбаха

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

На основании результатов многочисленных экспериментальных исследований установлено, что коэффициент гидравлического трения λ в общем случае зависит от двух параметров: числа Рейнольдса и относительной шероховатости $\lambda = f(\text{Re}, \varepsilon)$. Характер изменения λ от Re и ε можно проследить на графиках, которые являются обобщением большого количества опытов. Данные графики были составлены И. Никурадзе (рис. 1.39) и Г. Муриным (рис. 1.40).

Никурадзе проводил опыты на трубах с искусственной равнозернистой шероховатостью ($\varepsilon = 0,001 \div 0,033$). В опытах он использовал гладкие латунные трубы различных диаметров с искусственной равномерной шероховатостью, которая получалась нанесением на внутреннюю поверхность труб, покрытых лаком, просеянных через сито песчинок определенных размеров. Результаты его опытов представлены в логарифмическом виде на графике (рис. 1.39).

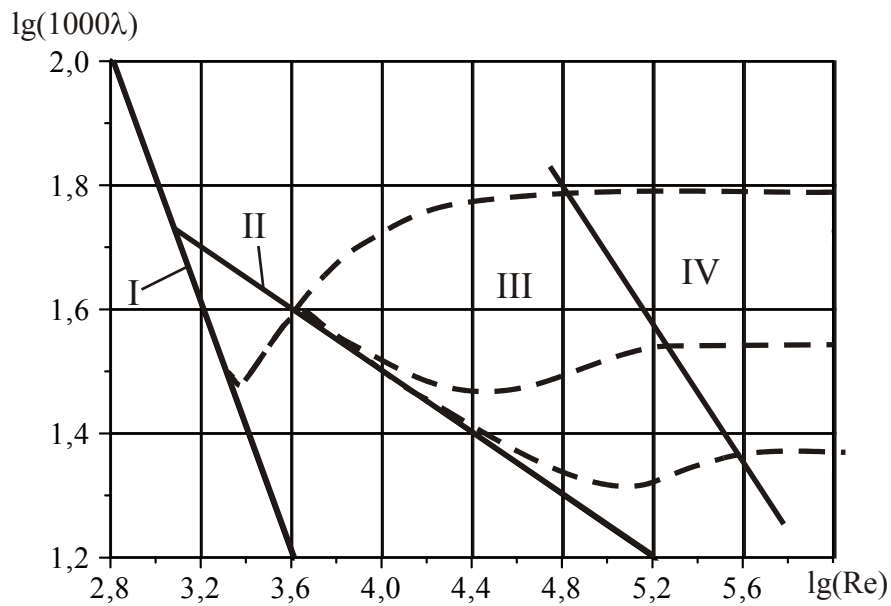


Рис. 1.39

Несколько позже Муриным были проведены опыты на трубах с естественной шероховатостью (рис. 1.40).

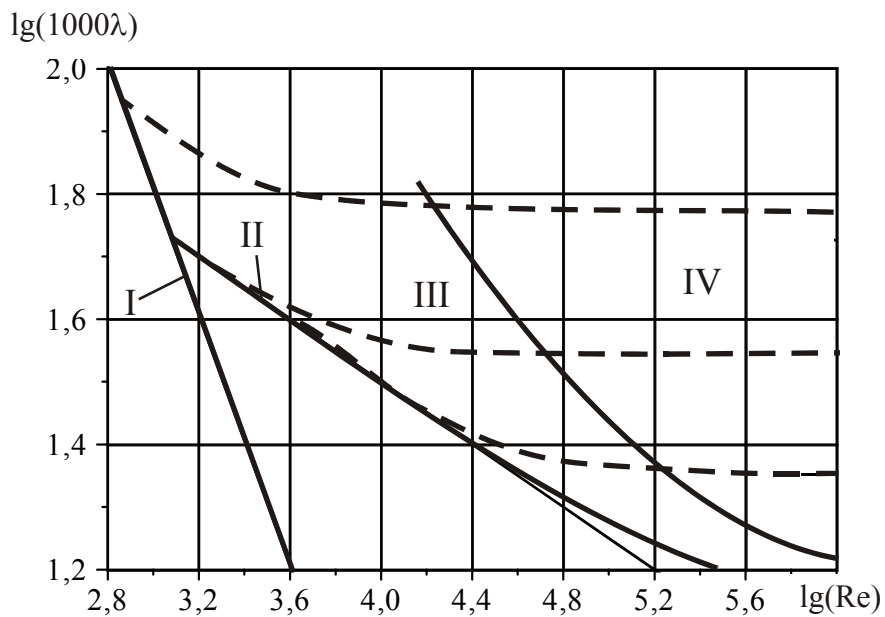


Рис. 1.40

Значение коэффициента гидравлического трения λ устанавливаются в зависимости от зоны сопротивления при турбулентном режиме. Экспериментальные исследования показали существование четырех

различных зон режима движения жидкости, характеризующихся своими закономерностями.

I зона – ламинарный режим.

$$Re < 2320, \quad h_{\text{дл}} = f(v^1), \quad \lambda = \frac{64}{Re}.$$

II зона – турбулентный режим (зона гидравлически гладких труб).

$$\delta > \Delta_s, \quad 2320 < Re < 20/\varepsilon, \quad h_{\text{дл}} = f(v^{1,75}),$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad \text{– формула Блазиуса.}$$

III зона – турбулентный режим (переходная зона).

$$\delta \approx \Delta_s, \quad 20/\varepsilon < Re < 500/\varepsilon,$$

$$\lambda = 0,11 \left(\varepsilon + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \quad \text{– формула Альштуля.}$$

IV зона – турбулентный режим (зона квадратичных сопротивлений).

$$\delta < \Delta_s, \quad Re > 500/\varepsilon, \quad h_{\text{дл}} = f(v^2);$$

$$\lambda = 0,11\varepsilon^{0,25} \quad \text{– формула Шифринсона.}$$

Из приведенных графиков видно, что при ламинарном режиме все точки, независимо от относительной шероховатости ε , группируются возле прямой I. Различия в III зоне для графиков Никурадзе и Мурина объясняются следующим образом. В трубах с искусственной шероховатостью имеется увеличение коэффициента гидравлического трения λ от числа Рейнольдса Re , т. к. бугорки шероховатости имеют одинаковую высоту и выступают за пределы ламинарного слоя одновременно, а в трубах с естественной шероховатостью бугорки шероховатости, имеющие различную высоту, при увеличении Re выступают за пределы ламинарного слоя не одновременно, поэтому переход более плавный. В IV зоне значения коэффициентов гидравлического трения одинаковы как для труб с равнoзернистой шероховатостью, так и для труб с естественной шероховатостью.

1.3.20. Местные гидравлические сопротивления

Местными гидравлическими сопротивлениями называются технические устройства, устанавливаемые на трубопроводах или каналах и вызывающие изменение конфигурации потока (скорость движения потока изменяется по направлению или величине). При движении через такие участки часть энергии теряется на изменение направления, на преобразование эпюры скоростей, на вихреобразование потока.

К местным сопротивлениям (рис. 1.41) относятся: вход жидкости в трубу 1, внезапное расширение потока 2, внезапное сужение потока 3, постепенное расширение потока 4, постепенное сужение потока 5, кран 6, резкий поворот 7, плавный поворот 8, выход из трубы в бак 9.

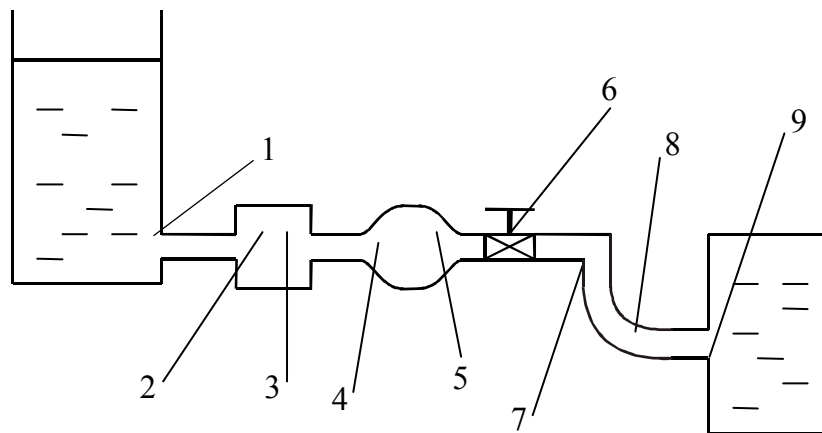


Рис. 1.41

Потери энергии в местных сопротивлениях определяются по формуле Вейсбаха в долях от скоростного напора (удельной кинетической энергии):



$$h_m = \zeta \frac{v^2}{2g}$$

Т. к. течение через местные сопротивления явление весьма сложное, то в большинстве случаев коэффициент местных сопротивлений найден на основе обобщения экспериментальных ответов. Как показали опыты, коэффициент местного сопротивления ζ зависит от числа Рейнольдса Re , вида местного сопротивления, в некоторой мере от шероховатости стенок, а для запорно-регулирующих устройств – от степени их открытия. Однако зависимость от числа Рейнольдса незначительна и при практических расчетах обычно не учитывается.

Несмотря на многообразие видов местных гидравлических сопротивлений, их можно сгруппировать:

- потери напора в руслах при изменении размеров живого сечения;
- потери напора на местных гидравлических сопротивлениях, связанных с изменением направления движения жидкости;
- потери напора при обтекании преград.

Внезапное расширение русла. Внезапное расширение русла чаще всего наблюдается на стыке участков трубопроводов, когда один трубопровод сочленяется с магистральным трубопроводом большего диаметра (рис. 1.42, *a*). Величина коэффициента потерь напора в данном случае определяется с достаточной точностью на теоретическом уровне.

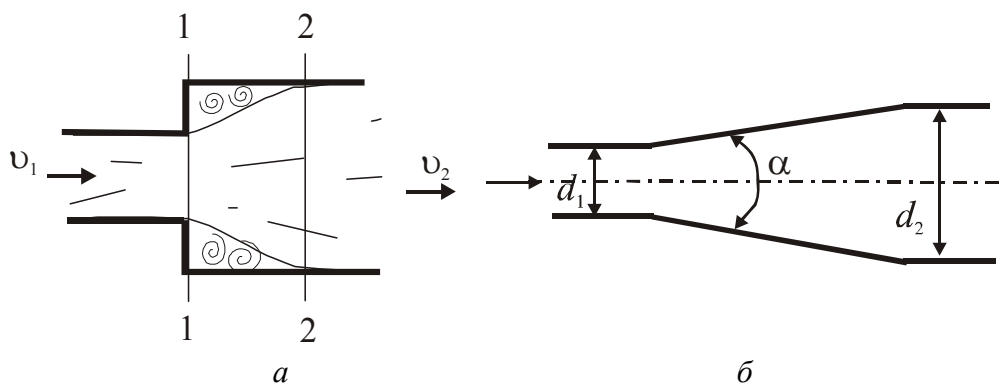


Рис. 1.42

Поток жидкости, движущейся в трубопроводе меньшего диаметра d , попадая в трубу большего диаметра, касается стенок нового участка трубопровода не сразу, а лишь в сечении 2–2. На участке между сечениями 1–1 и 2–2 образуется зона, в которой жидкость не касается поверхности трубы, образуя локальный вихревой поток и претерпевая деформацию. По этой причине часть кинетической энергии движущейся жидкости тратится на вихреобразование и деформацию жидкости.

Согласно [уравнению Бернулли](#),

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \sum h_{\pi 1-2}.$$

Примем $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$, тогда

$$\sum h_{n1-2} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}.$$

Используем теорему механики об изменении количества движения: импульс внешних сил равен изменению количества движения

$$Fdt = \Delta v dm,$$

где dm – масса жидкости, прошедшей через объем 1–2 за время dt .

Импульс внешних сил

$$Fdt = (p_1 - p_2) S_2 dt.$$

Импульс количества движения

$$\Delta v dm = (v_2 - v_1) \rho Q dt = (v_2 - v_1) \rho S_2 v_2 dt.$$

Тогда

$$(p_1 - p_2) S_2 dt = (v_2 - v_1) \rho S_2 v_2 dt,$$

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{(v_2 - v_1) v_2}{g}.$$

Подставим данное выражение в уравнение потерь и получим

$$\begin{aligned} \sum h_{n1-2} &= \frac{(v_2 - v_1) v_2}{g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} = \frac{2v_2^2 - 2v_2 v_1 + v_1^2 - v_2^2}{2g} = \\ &= \frac{v_1^2 - 2v_2 v_1 + v_2^2}{2g} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}. \end{aligned}$$

Следовательно, **при внезапном расширении потока потери напора определяются как скоростной напор, подсчитанный по разности скоростей потока.** Это утверждение называется теоремой Борда.

Величины средних скоростей жидкости в сечениях можно определить из условия неразрывности:

$$v_1 S_1 = v_2 S_2.$$

Тогда величина потерь напора при внезапном расширении русла определяется по формуле

$$\sum h_{\text{пл-2}} = \frac{v_2^2}{2g} \left(\frac{v_1}{v_2} - 1 \right)^2 = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1 \right)^2 \frac{v_2^2}{2g}.$$

Следовательно, коэффициент местного сопротивления равен $\zeta = (S_2 / S_1 - 1)^2$.

Выход из трубы в покоящуюся жидкость, когда входной патрубок трубопровода располагается нормально к боковой стенке резервуара, это обычный элемент стыковки напорной части трубопровода с резервуаром. Этот вид гидравлических сопротивлений также можно рассматривать как разновидность внезапного расширения потока жидкости до бесконечно большого сечения $S_2 \gg S_1$. Потери напора при этом приблизительно равны скоростному напору ($\zeta_{\text{вых}} = 1$).

Плавное расширение русла (диффузор). Плавное расширение русла служит для преобразования кинетической энергии потока в потенциальную и называется диффузором (рис. 1.42, б). Поскольку живое сечение потока в диффузоре постепенно увеличивается, то скорость движения жидкости снижается и увеличивается давление. В этом случае в слоях жидкости у стенок диффузора кинетическая энергия минимальна (мала скорость) и возможны остановка жидкости и интенсивное вихреобразование. По этой причине потери энергии напора в диффузоре будут зависеть от потерь напора на трение и за счет потерь при расширении потока:

$$h_{\text{диф}} = h_{\text{тр}} + h_{\text{рас}},$$

где $h_{\text{тр}} = \frac{\lambda v_1^2}{16g \operatorname{tg}(\alpha/2)} (1 - S_1^2 / S_2^2)$; $h_{\text{рас}} = \frac{\sin \alpha v_1^2}{2g} (1 - S_1 / S_2)^2$; S_1 – площадь живого сечения на входе в диффузор, S_2 – площадь живого сечения на выходе из диффузора; α – угол расширения диффузора.

Для определения оптимального угла расширения диффузора $\alpha_{\text{опт}}$, соответствующего минимальному гидравлическому сопротивлению, приравняем нулю производную $dh_{\text{диф}} / d\alpha$:

$$-\frac{\lambda}{16g \sin^2(\alpha_{\text{опт}}/2)} (1 - S_1^2 / S_2^2) + (1 - S_1 / S_2)^2 \cos \alpha_{\text{опт}} = 0.$$

Тогда получим

$$\alpha_{\text{опт}} = \arccos \left[\frac{1}{2} \left(1 + \sqrt{1 - \frac{\lambda}{2} \frac{S_2 + S_1}{S_2 - S_1}} \right) \right].$$

При $\lambda = 0,02$ и $S_2 / S_1 = 2$ оптимальный угол $\alpha_{\text{опт}} = 7^\circ$.

Внезапное сужение канала. При внезапном сужении канала поток жидкости отрывается от стенок на подходе к местному сопротивлению и, входя в узкую трубу, продолжает сжиматься, т. к. частицы жидкости, обходящие входную кромку, двигаются к оси трубы (рис. 1.43, а). Достигнув наибольшего сжатия, поток начинает постепенно расширяться до соприкосновения со стенкой узкой трубы. Таким образом, можно выделить три участка деформации потока:

- поток сужается от сечения 1–1 до 2–2 (длина участка $0,1-0,2d_2$);
- поток сужается от сечения 2–2 до 3–3 (длина участка $\approx 0,4d_2$);
- поток расширяется от сечения 3–3 до 4–4 (длина участка $\approx 6d_2$).

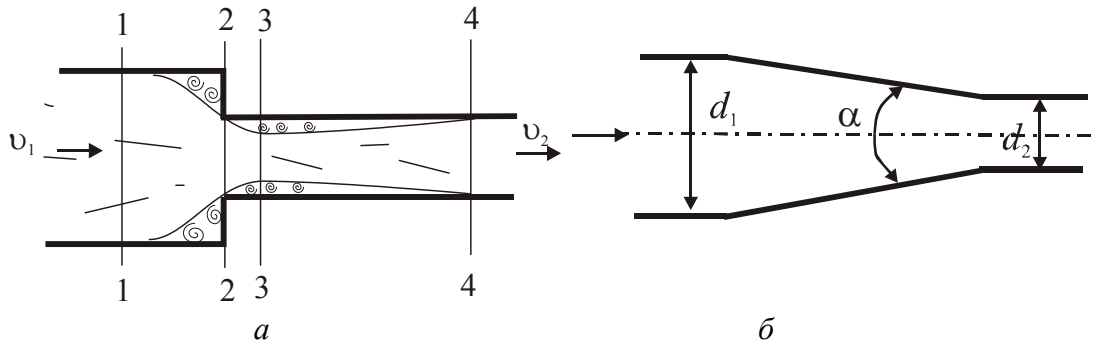


Рис. 1.43

Таким образом, основные потери на внезапное сужение определяются наибольшей вихревой зоной расширения потока. Потери на расширение потока от $S_{\text{сж}}$ до S_2 определяются по формуле

$$h_{\text{вс}} = \left(1 - \frac{S_{\text{сж}}}{S_2} \right)^2 \frac{v_{\text{сж}}^2}{2g} = \left(\frac{S_2}{S_{\text{сж}}} - 1 \right)^2 \frac{v_2^2}{2g},$$

где $S_{\text{сж}}$ – площадь сечения наибольшего сжатия потока, $v_{\text{сж}}$ – скорость потока в наиболее сжатом сечении.

Более простая формула для определения потерь напора при внезапном сужении потока предложена И. Е. Идельчиком:

$$h_{\text{вс}} = 0,5 \left(1 - S_2 / S_1 \right) \frac{v_2^2}{2g}.$$

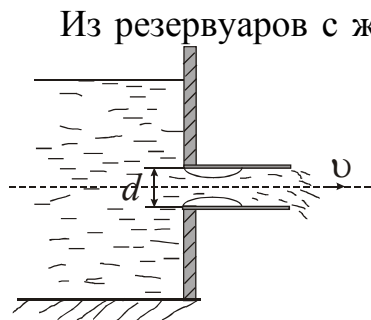


Рис. 1.44

Из резервуаров с жидкостью вход в трубопровод обычно осуществляется в нормальном исполнении, т. е. осевая линия патрубка трубопровода располагается по нормали к боковой стенке резервуара (рис. 1.44). Этот вид гидравлических сопротивлений также относятся к сопротивлениям, связанным с сужением русла (размеры нового русла значительно меньше по сравнению с размерами исходного русла с сечением резервуара). В этом случае выте-

кающая из резервуара жидкость заполняет все сечение трубы не сразу, а лишь на некотором расстоянии от входа. В этой области в застойной зоне часть жидкости совершает вращательное движение и созданный таким образом вихрь порождает дополнительные гидравлические сопротивления. Потери напора при этом приблизительно составляют половину скоростного напора ($\zeta_{\text{вх}} = 0,5$).

Плавное сужение канала (конфузор). Плавное сужение канала служит для преобразования потенциальной энергии потока в кинетическую и называется конфузором (рис. 1.43, б). Потери напора в конфузоре образуются в основном за счет трения, т. к. вихреобразование в конфузоре практически отсутствует. Потери напора в конфузоре можно определить по формуле

$$h_{\text{тр}} = \frac{\lambda v_2^2}{16 \text{tg}(\alpha/2)} (1 - S_2^2 / S_1^2)$$

При $\lambda = 0,02$ и $S_2 / S_1 = 0,5$ оптимальный угол конфузора составляет $\alpha_{\text{опт}} = 42,6^\circ$.

Поворот канала. Под таким гидравлическим сопротивлением будем понимать место соединения трубопроводов одинакового диаметра, при котором осевые линии трубопроводов не совпадают, т. е. составляют между собой некоторый угол α (рис. 1.45). Этот угол называется углом поворота канала, т. к. здесь изменяется направление движения жидкости. При прохождении участка поворота образуется сложная форма потока с двумя зонами вихревого движения жидкости. Под действием возникающих при повороте потока центробежных сил частицы жидкости отрываются от стенки трубы и образуют вихревые зоны на внутренней стенке поворота. Кроме того, превышение давления у внешней стенки поворота приводит к возникновению встречных

потоков жидкости, направленных от внутренней стенки трубы к внешней стенке трубы.

Поворот канала делится на внезапный (колено, рис. 1.45, а) и плавный (отвод, рис. 1.45, б). Следует отметить, что колено как соединительный элемент является крайне нежелательным ввиду значительных потерь напора в данном виде соединения.

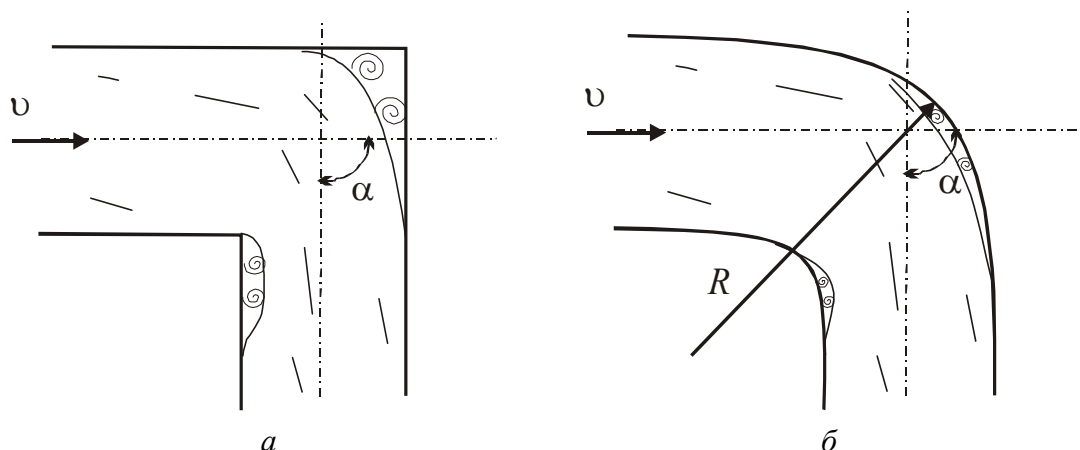


Рис. 1.45

Величина коэффициента потерь напора колена будет, в первую очередь, зависеть от угла поворота русла и может быть определена по эмпирической формуле

$$\zeta_{\text{вп}} = 0,95 \sin^2(\alpha/2) + 2,05 \sin^4(\alpha/2).$$

Коэффициент потерь напора отвода зависит от угла α и радиуса закругления R поворота и определяется по эмпирическим формулам или по таблицам.

При угле поворота $\alpha > 90^\circ$ и $R/d > 1,0$

$$\zeta_{\alpha} = \zeta_{90} \left(0,70 + 0,35 \frac{\alpha}{90} \right) \zeta_{90}.$$

При угле поворота $\alpha < 90^\circ$

$$\zeta_{\alpha} = \zeta_{90} \sin \alpha,$$

где $\zeta_{90} = 0,051 + 0,19d/R$ – коэффициент потерь напора при $\alpha = 90^\circ$; d – внутренний диаметр трубы.

Колена в закругленном исполнении весьма широко применяются в строительстве трубопроводов и в различных гидравлических системах.

Задвижки и краны. Задвижки и краны используют как средство регулирования характеристик потока жидкости (расход, напор, скорость). При наличии задвижки в трубопроводе поток обтекает находящиеся в трубе плашки задвижки, наличие которых ограничивает живое сечение потока, что приводит к возникновению вихревых потоков

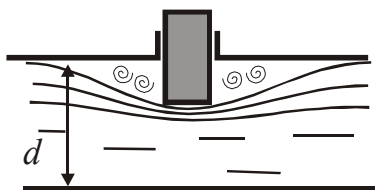


Рис. 1.46

жидкости около плашек задвижки (рис. 1.46). Коэффициент потерь напора зависит от степени закрытия задвижки или крана и определяется, обычно, с помощью таблиц.

В других гидравлических устройствах коэффициенты потерь напора определяются, как правило, экспериментально.

1.3.21. Истечение жидкости через отверстия и насадки

Отверстия и насадки – гидросистемы, в которых преобладающими являются только местные потери.

Истечения жидкости через отверстия и насадки имеют место во многих технологических системах. Например, при измерениях расхода (диафрагма, труба Вентури), при опорожнении и наполнении резервуаров, при создании воздушных завес, дальнобойной и компактной струи, в соплах и форсунках и др.

Истечение жидкости может происходить как в атмосферу (незатопленные отверстия и насадки), так и под уровень (затопленные), при постоянном напоре ($H = \text{const}$) перед отверстием и насадкой или при переменном напоре ($H \neq \text{const}$). Процесс истечения жидкости через отверстие и насадку характеризуется тем, что потенциальная энергия жидкости преобразуется в кинетическую энергию струи.

Основные задачи, которые решают при расчете параметров отверстий и насадок:

- обеспечение необходимого расхода жидкости;
- обеспечение формы или дальности полета вытекающей струи.

Отверстия с горизонтальной осью (в боковой стенке) подразделяют на большие и малые. Большое отверстие – отверстие, у которого диаметр или вертикальный размер больше $0,1H$, где H – напор жидкости перед отверстием. Отверстие считают малым, если его вертикальный размер меньше $0,1H$.

Отверстие может быть в тонкой и толстой стенке. С гидравлической точки зрения стенка считается **тонкой**, если вытекающая струя соприкасается лишь с кромкой отверстия, обращенной внутрь резервуара, и не касается боковой поверхности отверстия. Это наблюдается, если толщина стенки $\delta < 0,2d$ (d – диаметр отверстия), или при наличии у отверстия острых кромок (рис. 1.47).

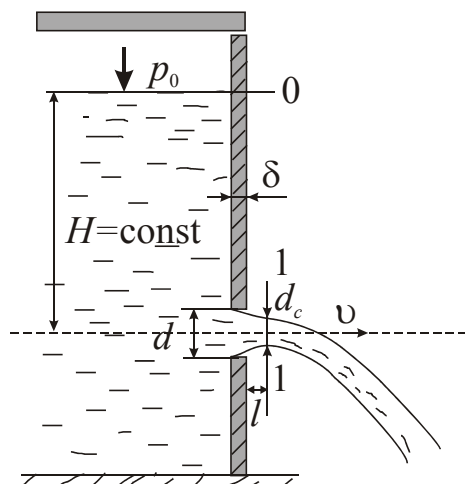


Рис. 1.47

Истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке при постоянном напоре. Основной задачей при истечении через отверстие является определение скорости и расхода вытекающей жидкости. При этом расчетные зависимости обычно относятся к малому отверстию в тонкой стенке.

Рассмотрим истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке при $H = \text{const}$ (рис. 1.47). Практически во всех случаях вытекающая струя претерпевает значительные изменения. На струю, вытекающую из отверстия, со всех сторон действует боковое давление, которое создает движение жидкости к центру и приводит к сжатию струи. Длина участка сжатия находится в пределах $(0,5 \div 1,0)d$. Сжатие струи характеризуется коэффициентом сжатия

$$\varepsilon = \frac{S_{\text{сж}}}{S} = \left(\frac{d_{\text{сж}}}{d} \right)^2$$

Запишем **уравнение Бернулли** для сечений свободной поверхности жидкости 0–0 и наибольшего сжатия струи 1–1 относительно плоскости сравнения, лежащей на свободной поверхности жидкости 0–0

$$z_0 + \frac{p_0}{\rho g} + \frac{\alpha_0 v_0^2}{2g} = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \sum h_{0-1}.$$

Тогда $z_0 = 0$, $z_1 = -H$, $v_0 = 0$, т. к. $S_0 \gg S_{\text{отв}}$, $p_1 = p_{\text{атм}}$, $v_1 = v_{\text{сж}}$,
 $\sum h_{0-1} = h_{\text{дл}} + h_{\text{м}} = h_{\text{м}} = \zeta_{\text{отв}} \frac{v_{\text{сж}}^2}{2g}$, $\zeta_{\text{отв}}$ – коэффициент, учитывающий по-

тери напора на сжатие струи. Тогда

$$H + \frac{p_0 - p_{\text{атм}}}{\rho g} = \frac{\alpha_1 v_{\text{сж}}^2}{2g} + \zeta_{\text{отв}} \frac{v_{\text{сж}}^2}{2g}.$$

Введем новое понятие **располагаемый напор** $H_{\text{расп}}$ – перепад напора до и после отверстия.

$$H_{\text{расп}} = H + \frac{p_0 - p_{\text{атм}}}{\rho g}.$$

Тогда определим среднюю скорость струи в наиболее сжатом сечении:

$$v_{\text{сж}} = \sqrt{\frac{2gH_{\text{расп}}}{\alpha_1 + \xi_{\text{отв}}}} = \varphi \sqrt{2gH_{\text{расп}}},$$

где $\varphi = \sqrt{\frac{1}{\alpha_1 + \xi_{\text{отв}}}}$ – коэффициент скорости.

Для идеальной жидкости $\alpha_1 = 1$, $\xi_{\text{отв}} = 0$ и, следовательно, скорость струи идеальной жидкости

$$v_{\text{т}} = \sqrt{2gH_{\text{расп}}}.$$



Отсюда следует, что коэффициент скорости φ выражает собой отношение действительной скорости струи в сжатом сечении к ее теоретической скорости.

$$\varphi = \frac{v_{\text{сж}}}{\sqrt{2gH_{\text{расп}}}} = \frac{v}{v_{\text{т}}}.$$

Определим расход жидкости, вытекающей через отверстие:

$$Q = v_{\text{сж}} S_{\text{сж}} = \varphi \sqrt{2gH_{\text{расп}}} \cdot \varepsilon S_{\text{отв}} = \mu S_{\text{отв}} \sqrt{2gH_{\text{расп}}},$$

где $S_{\text{сж}} = \varepsilon S_{\text{отв}}$, $\mu = \varepsilon \varphi$ – коэффициент расхода.

Коэффициент расхода выражает собой отношение действительного расхода струи к теоретическому ($\mu = 1$):

$$\mu = \frac{Q}{S \sqrt{2gH_{\text{расп}}}} = \frac{Q}{Q_{\text{т}}}.$$

Численные значения коэффициентов ε , φ и μ обычно определяются опытным путем и зависят от числа Рейнольдса. На рис. 1.48 приведены графики зависимости этих коэффициентов от теоретического числа Re_T , вычисленного по теоретической скорости $Re_T = (\sqrt{2gH} d_{отв}) / \nu$.

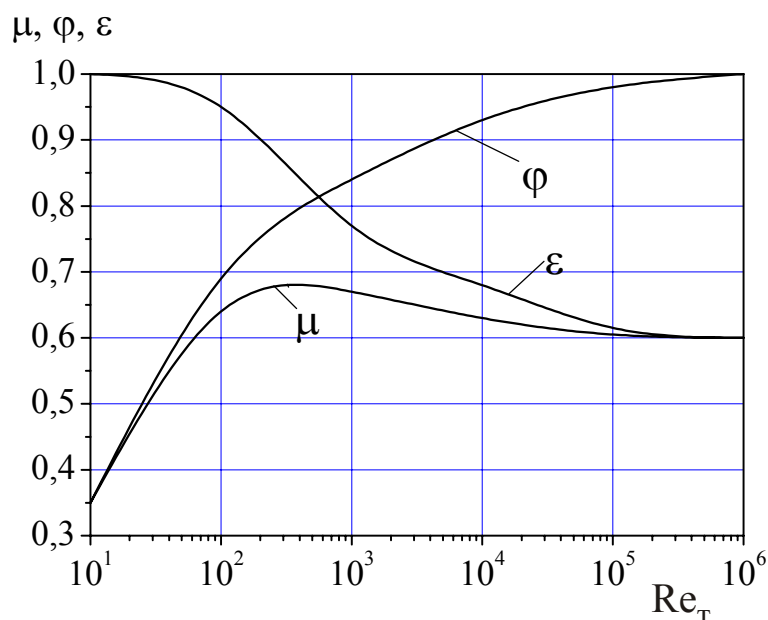


Рис. 1.48

При малых числах Рейнольдса уменьшается влияние сил инерции и коэффициент сжатия $\varepsilon \rightarrow 1$. С увеличением числа Рейнольдса увеличиваются силы инерции и уменьшается силы вязкости. Коэффициент скорости возрастает из-за того, что уменьшается коэффициент сопротивления ζ , а коэффициент сжатия ε уменьшается из-за того, что уменьшается торможение жидкости у кромки отверстия и увеличивается радиус кривизны поверхности струи. При больших числах Рейнольдса коэффициенты скорости и сжатия приближаются к значениям, соответствующим истечению идеальной жидкости $\varphi \rightarrow 1$, $\varepsilon \rightarrow 1$.

Коэффициент расхода μ с увеличением числа Рейнольдса Re сначала увеличивается до значения ($\mu_{\max} = 0,69$ при $Re = 350$), а затем уменьшается и стабилизируется при значении $\mu = 0,6$.

При проведении расчетов малого отверстия в тонкой стенке обычно принимаются следующие усредненные значения коэффициентов: $\varepsilon = 0,64$; $\varphi = 0,97$; $\mu = 0,62$.

Истечение жидкости через затопленное малое отверстие в тонкой стенке. Затопленным называется отверстие, если струя вытекает в пространство, заполненное той же жидкостью. Формулы для расчета скорости струи и расхода через затопленное отверстие те же что и для незатопленного отверстия, только $H_{\text{расп}} = H_1 - H_2$ для открытых сосудов (рис. 1.49, а) и $H_{\text{расп}} = H_1 - H_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}$ для закрытых сосудов (рис. 1.49, б).

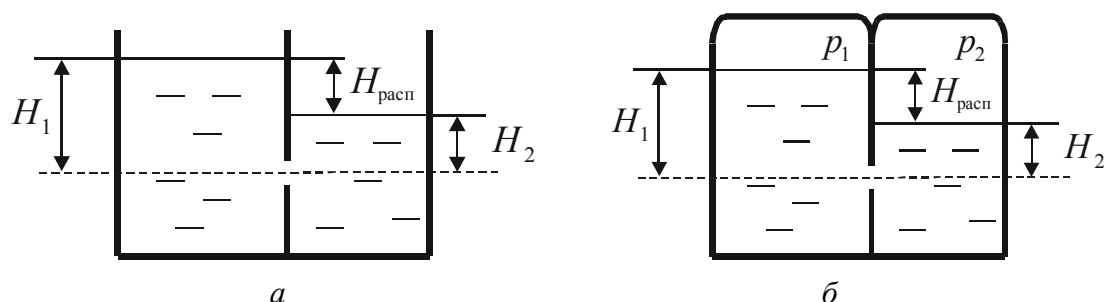


Рис. 1.49

Истечение жидкости через большое отверстие в боковой стенке. Истечение жидкости через большое отверстие в боковой стенке сосуда отличается от истечения через малое отверстие тем, что величина напора будет различной для различных площадок в сечении отверстия. Максимальным напором будет напор в площадках, примыкающих к нижней кромке отверстия. В связи с этим и скорости в различных элементарных струйках, проходящих через сечение отверстия, также будут неодинаковы. В то же время давление во внешней среде, в которую происходит истечение жидкости, одинаково и равно атмосферному давлению.

Расход жидкости через этот элемент сечения отверстия будет

$$Q = \mu_{\text{б}} S_{\text{отв}} \sqrt{2gH_{\text{расп}}},$$

где $H_{\text{расп}}$ – располагаемый напор в центре тяжести площади сечения

$$\mu_{\text{б}} = \mu \left(1 - \frac{1}{128} \left(\frac{d}{H_{\text{расп}}} \right) \right)$$

отверстия; μ – коэффициент расхода малого отверстия.

Истечение жидкости через насадки. Насадки – короткие трубки длиной $l = (3 \div 4)d$, которые прикрепляются к отверстию с целью уве-

личения расхода или получения струи, обладающей определенными кинематическими характеристиками (рис. 1.50). В зависимости от конфигурации они делятся на: внешний цилиндрический 1, внутренний цилиндрический 2, конический сходящийся 3, конический расходящийся 4, коноидальный 5.

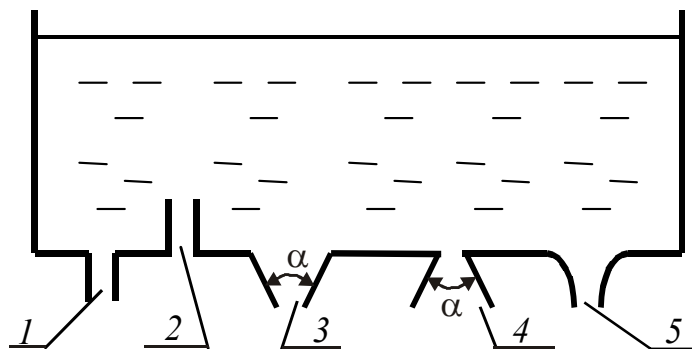


Рис. 1.50

В насадке жидкость струи при обтекании входной кромки отрывается от стенки, достигает наибольшего сжатия на расстоянии $l \approx 0,5d_{\text{отв}}$, а затем полностью расширяется и соприкасается со стенками трубки (рис. 1.51).

Для расчета скорости и расхода используются те же самые формулы, что и для отверстия:

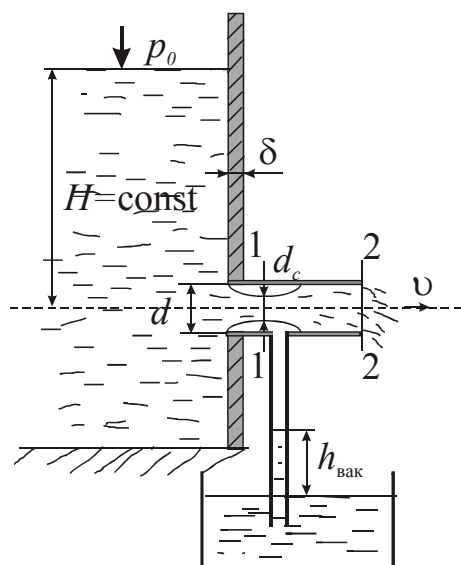


Рис. 1.51

$$v = \varphi \sqrt{2gH_{\text{расп}}},$$

$$Q = \mu S_{\text{отв}} \sqrt{2gH_{\text{расп}}}.$$

Принцип действия насадка рассмотрим на примере внешнего цилиндрического. В сечении 1-1 коэффициенты сжатия и скорости соответствуют коэффициентам истечения жидкости из отверстия $\varepsilon_1 = 0,64$; $\varphi_1 = 0,97$. В сечении 2-2 коэффициент скорости меньше за счет дополнительных сопротивлений, обусловленных расширением и трением потока жидкости внутри насадка $\varphi_2 = 0,82$, $\mu_2 = \varphi_2 \varepsilon_2 = 0,82 \cdot 1 = 0,82$. При этом ко-

коэффициент расхода у цилиндрического насадка больше, чем у отверстия ($\mu_{\text{отв}} = 0,62$).

Для объяснения этого эффекта запишем **уравнения Бернулли** для сечений 1-1 и 2-2.



$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \sum h_{1-2}. \quad \text{Примем} \quad \alpha_1 = \alpha_2 = 1,$$

$z_1 = z_2 = 0$, $p_2 = p_{\text{атм}}$, $\sum h_{1-2} = \zeta \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}$ – потери на расширение потока (**формула Борда**).

$$\text{Тогда} \quad \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g},$$

$$\frac{p_{\text{атм}} - p_1}{\rho g} = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} - \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} = \frac{2v_1 v_2}{2g} - \frac{2v_2^2}{2g} = \frac{v_2}{g}(v_1 - v_2) > 0.$$

Т. к. $S_1 < S_2$, а из уравнения расхода следует, что $v_1 > v_2$. Следовательно, $p_{\text{атм}} > p_1$, т. е. в сжатом сечении струи вакуум. Вакуум подсасывает жидкость и тем самым увеличивает располагаемый напор. Этим объясняется увеличение расхода при истечении жидкости через насадок по сравнению с отверстием. Установим теоретически возможную величину вакуума. Определим скорость в сжатом сечении из уравнения расхода

$$v_1 = \frac{Q}{S_1} = \frac{v_2 S_2}{S_1} = \frac{v_2}{\varepsilon_1}.$$

Тогда величина вакуума равна

$$H_{\text{вак}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_1}{\rho g} = 2 \frac{v_2}{2g} \left(\frac{v_2}{\varepsilon_1} - v_2 \right) = 2 \frac{v_2^2}{2g} \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1 \right) = 2\varphi_2^2 H_{\text{расп}} \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1 \right),$$

где $v_2 = \varphi_2 \sqrt{2gH_{\text{расп}}}$ – скорость на выходе из насадка; $\varepsilon_1 = 0,64$, $\varphi_2 = 0,82$ – коэффициенты истечения жидкости.

Следовательно, при расчете получим величину вакуума в насадке $H_{\text{вак}} = 0,756 H_{\text{расп}}$. Однако в соответствии с опытами эта величина не должна превышать 8 м, т. к. в дальнейшем наблюдается вскипание жидкости, засасывание воздуха в насадок, происходит срыв вакуума и

насадок работает как обычное отверстие без увеличения расхода.

Все сказанное для насадка цилиндрического типа справедливо и для насадков всех типов. Разница состоит лишь в величине вакуума, зависящей от сопротивления.

Насадки различного типа. Внутренний цилиндрический насадок используется при заборе жидкости из резервуара, когда необходимо исключить попадание осаждающих частиц в приемный трубопровод. Степень сжатия у внутреннего насадка больше, чем у наружного из-за более сложных условий подхода жидкости к насадку $\varepsilon_1 = 0,53$. Коэффициент расхода на выходе из насадка $\mu_2 = \varphi_2 = 0,72$.

Сходящийся насадок – насадок, сходящийся по направлению к его выходному отверстию. Такие насадки характеризуются углом конусности α . От величины этого угла зависят все характеристики насадков. Коэффициенты скорости и расхода увеличиваются с увеличением угла конусности, при угле конусности в 13° достигается максимальное значение коэффициента расхода – 0,946. При дальнейшем увеличении угла конусности коэффициент скорости продолжает увеличиваться из-за уменьшения потерь на расширении струи после ее сжатия, а коэффициент расхода начинает убывать из-за уменьшения величины вакуума в наиболее сжатом сечении. Применяют сходящиеся насадки в тех случаях, когда необходимо иметь большую выходную скорость струи жидкости при значительном напоре (сопла турбин, гидромониторы, брандспойты).

Расходящиеся насадки. Вакуум в сжатом сечении расходящихся насадков больше, чем у цилиндрических насадков и увеличивается с возрастанием угла конусности, что увеличивает расход жидкости. При $\alpha < 5 \div 7^\circ$ $\mu_1 \approx 1,5$, $\mu_2 \approx 0,5$. Но с увеличением угла конусности расходящихся насадков возрастает опасность отрыва струи от стенок насадков (критическое значение угла конусности $\alpha \approx 7^\circ$). Необходимо отметить, что потери энергии в расходящемся насадке больше, чем в насадках других типов из-за больших потерь на расширение потока ($\zeta = 3 \div 4$). Область применения расходящихся насадков охватывает те случаи, где требуется большая пропускная способность при малых выходных скоростях жидкости (водоструйные насосы, эжекторы, гидроэлеваторы и др.).

Конoidalные насадки. В конoidalных насадках вход в насадки выполнен по профилю входящей струи. Это обеспечивает уменьшение потерь напора до минимума ($\zeta = 0,04 \div 0,09$). Значение коэффи-

циентов скорости и расхода в коноидальных цилиндрических насадках достигает 0,97–0,99. Применение таких насадков затруднено из-за сложности изготовления.

Выбор типа насадка зависит от области его применения.

2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД

2.1. Классификация и принцип работы гидравлического привода. Рабочие жидкости гидроприводов

Гидропривод – это совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости с выполнением функций регулирования скорости и реверсирования движения выходного звена гидродвигателя. Обязательным элементом гидропривода являются насос и гидродвигатель.

Гидропривод подразделяется на *гидродинамический*, основой которого является лопастной насос и лопастная турбина, и *объемный*, основой которого являются объемный насос и объемный гидродвигатель (гидроцилиндр, гидромотор, гидродвигатель возвратно-поворотного действия). Наибольшее распространение в системах машин и механизмов получил объемный гидравлический привод (ОГП).

ОГП состоит из объемной гидропередачи, устройств управления, вспомогательных устройств, гидролиний.

Объемная гидропередача является силовой частью ОГП и состоит из *объемного насоса* (преобразователя механической энергии двигателя в энергию рабочей жидкости) и *объемного гидродвигателя* (преобразователя энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена, которая предназначена для преодоления приложенных к нему нагрузок).

Устройства управления предназначены для управления потоком или другими устройствами ОГП (гидрораспределители, регуляторы давления, регуляторы расхода, гидравлические усилители и др.).

Вспомогательные устройства (уплотнители, фильтры, теплообменники, демпферные устройства, гидравлические реле давления, гидроемкости и т. д.) должны обеспечивать надежную работу всех элементов ОГП.

Гидролинии (трубы, резиновые шланги, металлорукава, каналы и соединения) объединяют все элементы ОГП в единую гидросистему и предназначены для прохождения рабочей жидкости по ним в процессе работы ОГП.

Схема принципа работы гидропривода представлен на рис. 2.1. Механическая энергия, получаемая от электродвигателя ЭД, преобразуется насосом Н в гидравлическую энергию, затем передается гидродвигателю ГД, который преобразует ее в механическую энергию и передает нагрузке М (машине или механизму). Таким образом, гидропривод является «гид-

равлической передачей» между приводным двигателем и нагрузкой и выполняет те же функции, что и механическая передача (редуктор, ременная передача и т. д.). Устройства управления УУ предназначены для управления параметрами потока жидкости в гидролинии.

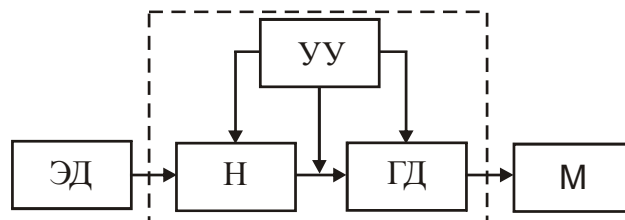


Рис. 2.1

Если в гидроприводе отсутствуют устройства для изменения скорости выходного звена гидродвигателя, то такие гидроприводы называются нерегулируемыми.

Регулируемые гидроприводы в настоящее время широко применяются в качестве приводов станков, дорожных и строительных машин, прокатных станков, прессового и литейного оборудования, транспортных и сельскохозяйственных машин и т. п.

Широкое применение гидроприводов объясняется следующими их достоинствами:

- плавный пуск и плавное наращивание скорости под нагрузкой;
- просто и надежно ограничена величина действующего усилия;
- легкость преобразования вращательного движения в поступательное;
- бесступенчатое регулирование скоростей и усилий исполнительных механизмов в широком диапазоне;
- малая масса и габариты, приходящиеся на единицу передаваемой мощности.

Однако у гидроприводов имеются и недостатки:

- транспортировка энергии сопровождается потерями, значительно превышающими потери в электропередачах;
- имеется влияние эксплуатационных условий (температуры, влажности) на характеристики гидропривода;
- имеется возможность значительного снижения КПД гидропривода из-за некачественного изготовления механизмов, т. е. гидропривод требует высокого исполнения.

Анализируя преимущества и недостатки гидроприводов, можно сделать вывод, что гидравлические приводы эффективно применять в

системах, преобразующих большие усилия.

В гидроприводе рабочая жидкость выполняет две функции – передает энергию от насоса к гидродвигателю и обеспечивает смазку подвижных частей элементов гидропривода.

Выбор рабочей жидкости для гидропривода определяется диапазоном рабочих температур, давлением в гидросистеме, скоростью движения исполнительных механизмов, конструкционными материалами и материалами уплотнений, особенностями эксплуатации гидросистемы (на открытом воздухе или в закрытом помещении), условиями хранения машины во время перерывов в работе, возможностями обводнения, засорения рабочей жидкости и т. д.

Для обеспечения надежной эксплуатации гидропривода рабочая жидкость должна удовлетворять следующим требованиям: быть чистой, т. е. не содержать механических примесей и влаги; как можно меньше выделять паров; обладать антикоррозийностью, химической стойкостью, хорошей смазывающей способностью и не вызывать смолообразования; не быть склонной к пенообразованию и в ряде случаев быть негорючей; иметь минимальное изменение вязкости в пределах рабочих температур и не оказывать вредного воздействия на здоровье обслуживающего персонала.

2.2. Гидравлический расчет гидролиний

Гидролиниями называют устройства, предназначенные для прохождения рабочей жидкости от одного гидроаппарата к другому в процессе работы гидропривода. В соответствии с выполняемыми функциями их разделяют на *всасывающие* – рабочая жидкость движется к насосу; *напорные* – рабочая жидкость под давлением движется от насоса к гидродвигателю или гидроаккумулятору; *сливные* – рабочая жидкость движется в гидробак; *управления* – рабочая жидкость движется к устройствам управления и регулирования; *дренажная* – для отвода утечек рабочей жидкости от гидроагрегатов в гидробак.

Трубопроводы, из которых монтируют гидролинии в гидроприводах, по конструкции можно разделить на жесткие и гибкие. *Жесткие трубопроводы* в основном изготавливают из стальных бесшовных холодноотянутых труб или из труб цветных металлов (меди или алюминия). Стальные трубы применяют для всех значений давлений и расходов, встречающихся в промышленном гидроприводе. Медные трубы применяют при $p < 16$ МПа. По сравнению со стальными они тя-

желее, дороже и менее прочные. Кроме того, они интенсифицируют процесс окисления минеральных рабочих жидкостей. Достоинство медных труб – их гибкость, что обеспечивает монтаж сложных по конструкции схем. Трубы из сплавов алюминия отличаются большой легкостью, гибкостью и удобством монтажа. Их применяют при давлениях до 20 МПа в гидросистемах с ограниченной массой, а также в сливных и всасывающих гидролиниях.

Гибкие трубопроводы применяют для соединения элементов гидропривода, которые расположены на подвижных частях машин и могут перемещаться друг относительно друга. В качестве гибкого трубопровода в основном применяют резинотканевые шланги (рукава высокого давления) и металлические рукава. Рукав высокого давления имеет внутренний резиновый слой, затем хлопчатобумажный слой, металлическую оплетку и снова толстый резиновый слой, предохраняющий рукав от повреждения. Рукава высокого давления имеют недостатки: малая долговечность (1,5–3 г.); снижение общей жесткости системы; неудобство эксплуатации из-за подвижности при изменении давления. Поэтому при проектировании гидропривода следует по возможности не применять рукава высокого давления.

Металлические рукава имеют гофрированную внутреннюю трубку, выполненную из бронзовой или нержавеющей стальной ленты и наружную проволочную оплетку. Для повышения виброустойчивости наружную поверхность перед оплеткой заполняют губчатой резиной. По сравнению с резинотканевыми шлангами металлические рукава обладают большей гибкостью, а при больших диаметрах имеют меньший вес. Их применяют для давлений до 30 МПа, в специфических условиях эксплуатации гидросистем (в контакте с агрессивными рабочими жидкостями, при больших давлениях и расходах).

Основным требованием к гидролиниям является обеспечение минимального гидравлического сопротивления и прочности конструкции. Для обеспечения минимального гидравлического сопротивления гидролинии следует выполнять по возможности максимального сечения с наименьшим числом местных сопротивлений. Внутренний диаметр трубы рассчитывается по формуле

$$d = 2\sqrt{\frac{Q}{\pi v}},$$

где Q – заданный расход рабочей жидкости; v – средняя скорость

движения рабочей жидкости, которая не должна превышать следующих значений: для напорной гидролинии – 3–10 м/с; для всасывающей – 1,5 м/с; для сливной – 2 м/с; для гидролинии управления – 5 м/с.

Гидравлические линии, предназначенные для перемещения различных жидкостей, подразделяются на отверстия и насадки, короткие и длинные трубопроводы.

Отверстия и насадки – гидролинии, в которых преобладающими являются только местные потери.

Короткие трубопроводы – гидросистемы небольшой длины, в которых местные потери составляют более 5–10% от потерь напора по длине. Примерами таких трубопроводов могут служить всасывающие трубопроводы насосных установок, системы смазки и охлаждения двигателей, гидролинии гидроприводов, обвязки химических установок и т. д.

К длинным относят трубопроводы, в которых потери по длине настолько превышают местные потери напора, что последними можно пренебречь (без снижения точности расчета) или принять ориентировочно равными 5–10% от потерь напора по длине (городские водопроводные и отопительные сети, внутризаводские магистральные трубопроводы, магистральные газопроводы, нефтепроводы, маслопроводы и т. д.).

Движение жидкости в трубопроводе происходит благодаря разности давлений (напоров) в начальном и конечном сечениях. Эта разность может быть создана за счет работы насоса, разности уровней жидкости либо под действием давления газа. В основном используют первые два случая.

По виду движения по ним жидкостей трубопроводы можно разделить на две категории: **напорные** и **безнапорные** (самотечные) трубопроводы.

Также трубопроводы можно подразделить по виду сечения: на трубопроводы круглого и некруглого сечения (прямоугольные, квадратные и другого профиля). Трубопроводы можно разделить и по материалу, из которого они изготовлены: стальные трубопроводы, бетонные, пластмассовые и др.

В зависимости от конфигурации все трубопроводы подразделяют на простые и сложные (рис. 2.2). К простым (рис. 2.2, *а* и *б*) относят трубопроводы, состоящие из труб одного или нескольких диаметров и не имеющие по пути ответвления, т. е. с постоянным расходом вдоль всего трубопровода. Сложный трубопровод состоит из магистрали с ответвлениями в различных точках и имеет переменный расход по

длине. Сложные трубопроводы подразделяют на тупиковые (рис. 2.2, в) и кольцевые (рис. 2.2, з).

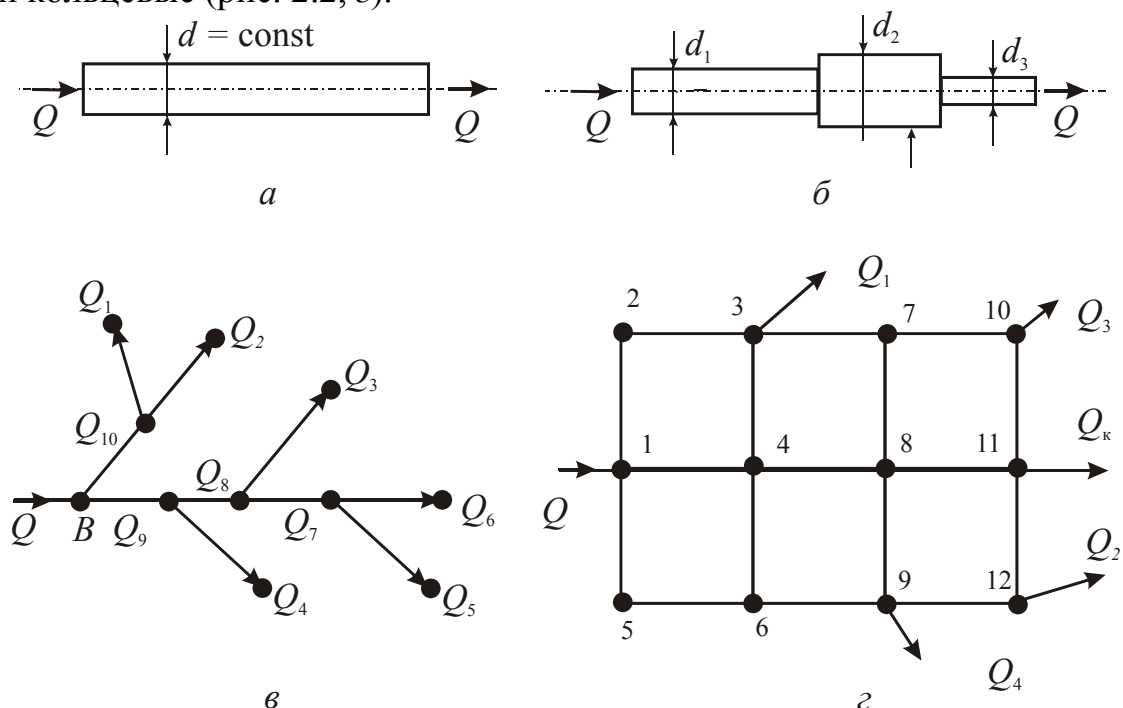


Рис. 2.2

2.2.1. Расчет простого короткого трубопровода с постоянным диаметром

Запишем **уравнение Бернулли** для простого трубопровода (рис. 2.3) постоянного сечения ($d = \text{const}$), произвольно расположенного в пространстве и содержащего ряд местных гидравлических сопротивлений (1 – вентиль, 2 – фильтр, 3 – обратный клапан):

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \sum h_{1-2}.$$

Примем $z_2 - z_1 = H_r$ – геометрическая высота подъема жидкости, $p_2/\rho g$ – конечный напор (необходимый напор в конечном сечении). Эти две составляющие не зависят от расхода Q и их можно обозначить, как статический напор $H_{\text{ст}} = H_r + p_2/\rho g$. Скорость в трубопроводе постоянного диаметра одинакова: $v_1 = v_2$.

Тогда расчетное уравнение потребного напора в начальном сечении ($p_1/\rho g = p_{\text{н}}/\rho g = H_{\text{н}}$) имеет вид

$$H_{\text{н}} = \frac{p_1}{\rho g} = z_2 - z_1 + \frac{p_2}{\rho g} + \sum h_{1-2} = H_{\text{ст}} + \sum h_{1-2}.$$



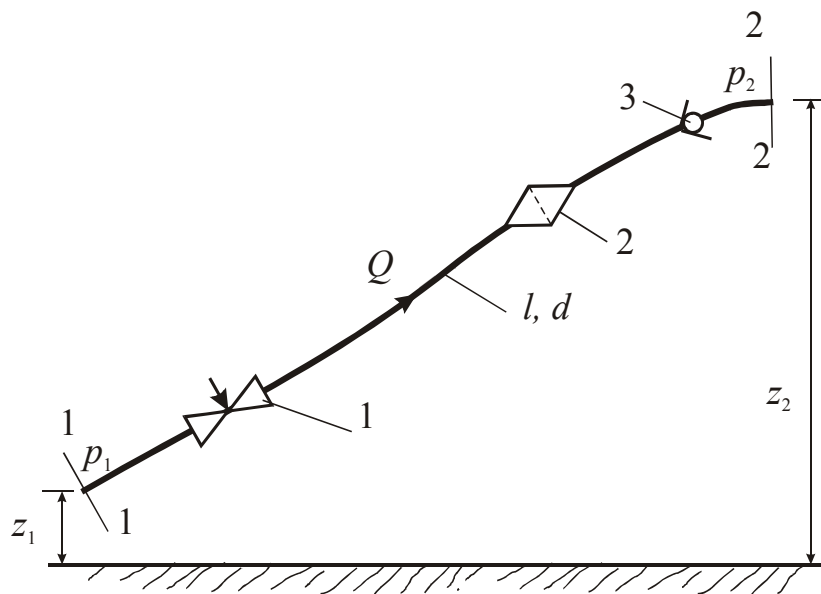


Рис. 2.3

Величину H_n , если она не задана, называют **потребный напор**, а если задана, то **располагаемый напор**.

Потребный напор необходим для преодоления геометрической высоты подъема жидкости H_r , для преодоления потерь в трубопроводе $\sum h_{1-2}$ и на создание напора в конце трубопровода $p_2/\rho g$.

Потери напора составляют сумму потерь по длине и на местные сопротивления:

$$\sum h_{1-2} = h_{\text{дл}} + h_{\text{м}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + \sum \zeta \frac{v^2}{2g} = \lambda \frac{(l + l_{\text{экв}})}{d} \frac{v^2}{2g},$$

где $l_{\text{экв}} = \frac{d}{\lambda} \sum \zeta$ – это длина трубопровода, на которой потери напора по длине равны потерям напора в местных сопротивлениях данного трубопровода.

Потеря напора $\sum h_{1-2}$ зависит от расхода и режима движения жидкости, ее можно выразить по формуле Лейбензона

$$\sum h_{1-2} = Bv^m (l + l_{\text{экв}}) Q^{2-m} / d^{5-m}.$$

Для ламинарного режима при подсчете местных сопротивлений через эквивалентную длину, согласно формуле Пуазеля,

$$\sum h_{1-2} = \frac{128v(l + l_{\text{экв}})Q}{\pi g d^4} = \frac{Bv(l + l_{\text{экв}})Q}{d^4}.$$

Следовательно, $B = \frac{128}{\pi g}$, $m = 1$, т. е. $\sum h_{1-2} = f(Q^1)$.

Для зоны гидравлически гладких труб турбулентного режима $B = 0,241/g$, $m = 0,25$, т. е. $\sum h_{1-2} = f(Q^{1,75})$.

Для зоны квадратичного сопротивления турбулентного режима $B = 0,089\epsilon^{0,25}/g$, $m = 0$, т. е. $\sum h_{1-2} = f(Q^2)$.

В зоне смешанного сопротивления потери напора определяются суммированием двух степенных функций от расхода

$$\sum h_{1-2} = \frac{B_1 v^{m_1} (l + l_{\text{экв}}) Q^{2-m_1}}{d^{5-m_1}} + \frac{B_2 v^{m_2} (l + l_{\text{экв}}) Q^{2-m_2}}{d^{5-m_2}},$$

где $B_1 = 0,089\epsilon^{0,25}/g$, $m_1 = 0$, $B = \frac{68}{\pi g \epsilon^{0,75}}$, $m_2 = 1$.

Используя основное расчетное уравнение и эти зависимости, можно решить следующие основные задачи по расчету простых трубопроводов.

Задача № 1. Известны: перекачиваемая жидкость (ρ , ν), давление p_2 в конечном сечении, расход жидкости Q , материал трубопровода и качество поверхности трубы (Δ_s), размеры трубопровода (l , d) и виды местных сопротивлений. Необходимо найти потребный напор $H_{\text{п}}$.

Решение. По расходу Q и диаметру трубопровода d находится скорость движения v ; по v , d и ν определяют число Re и устанавливают режим движения. Затем по соответствующим формулам оцениваются местные сопротивления ($l_{\text{экв}}/d$ или ζ); по Re и шероховатости определяют коэффициент λ ; по расчетному уравнению находят $H_{\text{п}}$.

Задача № 2. Известны: все параметры задачи № 1, кроме Q , но дополнительно задан располагаемый напор $H_{\text{расп}}$. Необходимо определить Q .

Решение. Задача решается графоаналитическим методом в следующей последовательности. Задаются произвольными значениями Q ($Q_1 \dots Q_i$) и для каждой из них, решая задачу № 1, вычисляют значения $H_{\text{п}}$. По значениям $H_{\text{п}}$ и Q строят график связи $H_{\text{п}} = f(Q)$, на котором по заданному значению $H_{\text{расп}}$ находят искомый расход Q (рис. 2.4).

Задача № 3. Известны: расход Q , располагаемый напор $H_{\text{расп}}$, свойства жидкости и все размеры трубопровода, кроме диаметра. Найти диаметр d .

Решение. Задача также решается графоаналитическим способом.

Задаются значениями стандартных диаметров ($d_1 \dots d_i$) и для каждого из них, решая задачу №1, рассчитывают потребный напор. По полученным значениям строят график связи $H_{\text{п}} = f(d)$, на котором по заданному значению $H_{\text{расп}}$ находят искомый диаметр d и принимают ближайший больший стандартный (рис. 2.5).

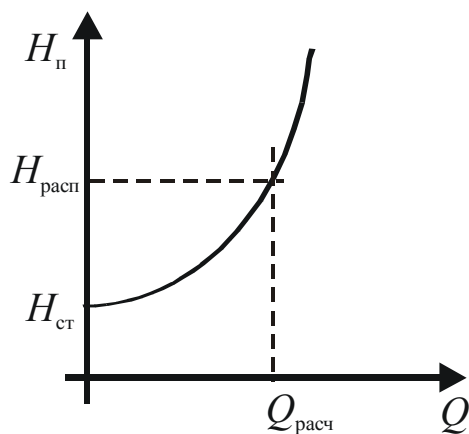


Рис. 2.4

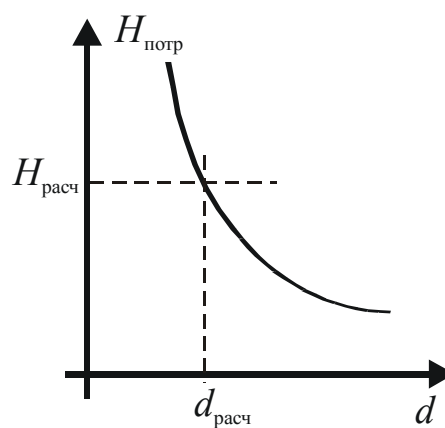


Рис. 2.5

2.2.2. Сифонный трубопровод

Сифонный трубопровод – трубо-провод, часть которого расположена выше уровня жидкости питающего резервуара (рис. 2.6).

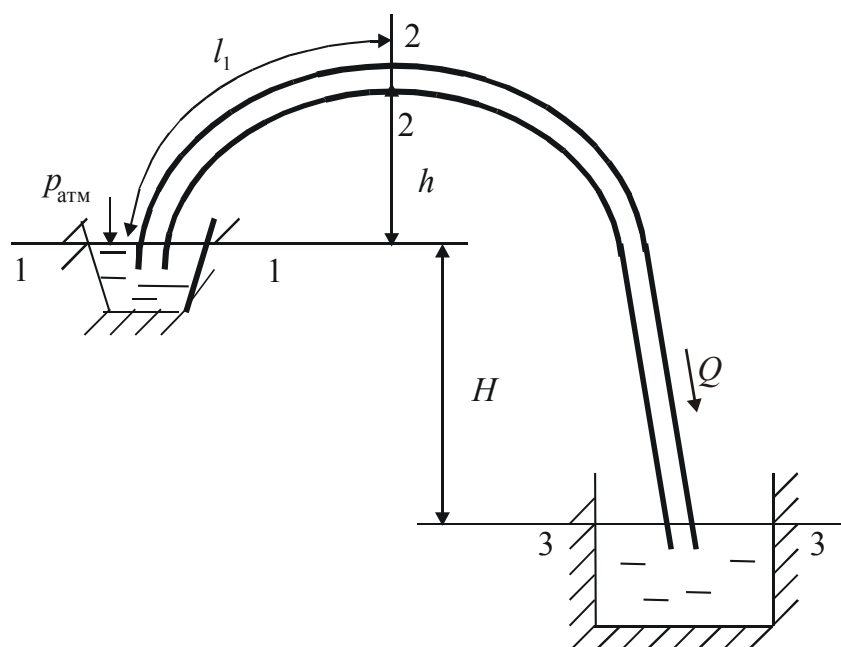


Рис. 2.6

На практике чаще всего их применяют в связи с тем, что они являются более экономичными, чем самотечный трубопровод, движение жидкости в котором обуславливается разностью уровней. При устройстве самотечного трубопровода иногда необходимо выполнить большой объем земляных работ. При прокладке сифонного трубопровода земляные работы выполняются в небольшом объеме, т. к. трубы укладываются на поверхности земли или на небольшой глубине.

Течение жидкости в сифоне происходит за счет разности между внешним давлением $p_{\text{атм}}$ и давлением внутри сифона, а также благодаря напору, созданному за счет разности уровней в резервуарах. При расчете таких трубопроводов обычно требуется определить максимальную величину вакуума в них, а также диаметр d при заданном расходе Q или величину вакуума и расход Q при известном диаметре d .

Запишем **уравнение Бернулли** для сечений 1–1 и 2–2:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \sum h_{1-2},$$

где $z_2 - z_1 = h$, $p_1 = p_{\text{атм}}$, $v_1 = 0$, $v_2 = v$.

Тогда величина вакуума в верхнем сечении

$$h_{\text{вак}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_2}{\rho g} = h + \sum h_{1-2} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}.$$

Высота колена сифона не должна превышать максимальное значение вакуума, равного 0,1 МПа (10 м в. ст.). На практике в сифонах величина вакуума не должна превышать 0,07 МПа.

Недостатком сифонного трубопровода является то, что он начинает работать только после заполнения его жидкостью. Кроме того, в связи с накоплением воздуха в верхнем колене трубопровода он начинает работать неполным сечением и вообще может прекратить свою работу, если не принять необходимые меры. Для устранения этого явления в колене сифона при помощи вакуумного насоса производят отсос воздуха.

2.2.3. Последовательное соединение простых трубопроводов

Последовательное соединение трубопроводов представляет собой трубопровод, состоящий из нескольких труб различной длины, разного диаметра и содержащий различные местные сопротивления (рис. 2.7). Очевидно, что при подаче жидкости по такому трубопрово-

ду расход Q во всех последовательно соединенных участках будет один и тот же, а полная потеря напора будет равна сумме потерь напора во всех последовательно соединенных трубах, т. е. имеем следующие основные расчетные соотношения:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_i = \text{const} \text{ и } \sum h = \sum h_1 + \sum h_2 + \sum h_3 = \sum h_i.$$

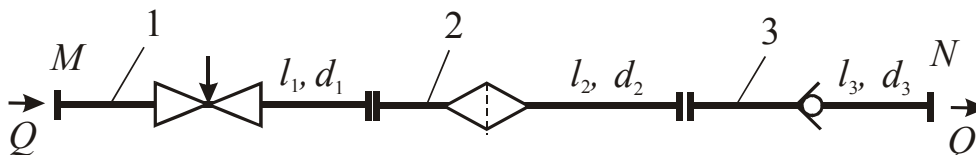


Рис. 2.7

Так как скорости v_M и v_N различны, то выражение потребного напора для всего участка $M-N$ должно содержать разность скоростных напоров в конце и начале трубопровода:



$$H_{\text{п}} = z_N - z_M + \frac{\alpha_N v_N^2 - \alpha_M v_M^2}{2g} + \sum h_{M-N} + \frac{p_N}{\rho g}.$$

Эти зависимости определяют правило построения характеристики всего последовательного соединения при известных характеристиках трубопроводов: необходимо проводить графическое сложение потерь напора во всех трубопроводах при одинаковых расходах (рис. 2.8).

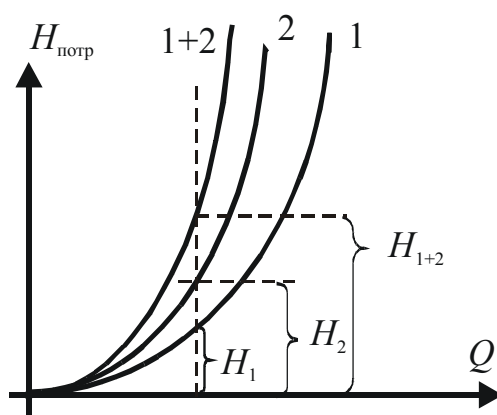


Рис. 2.8

2.2.4. Параллельное соединения простых трубопроводов

При параллельном соединении простые трубопроводы имеют общее начало (точку M) и общее окончание (точку N) (рис. 2.9).

Для простоты рассмотрим эти трубопроводы лежащими в гори-

горизонтальной плоскости, т. е. $z_1 = z_2 = z_3$. Напоры в начальном и конечном сечениях обозначим через H_M и H_N . Потери напора в каждом из трубопроводов можно выразить через напоры H_M и H_N .

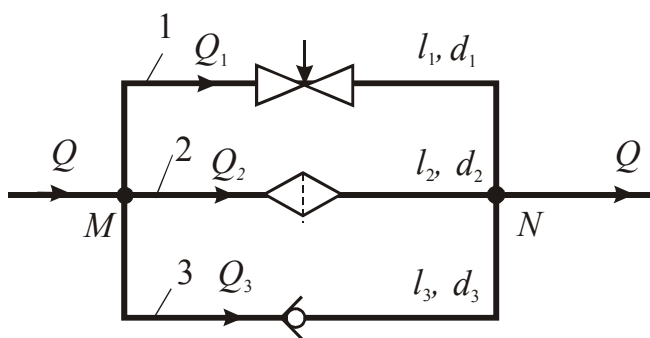


Рис. 2.9

$$\sum h_1 = H_M - H_N, \quad \sum h_2 = H_M - H_N, \quad \sum h_3 = H_M - H_N,$$

Следовательно, **потери напора в параллельных трубопроводах равны между собой:**

$$\sum h_1 = \sum h_2 = \sum h_3 = \sum h_i = \text{const}.$$

Второе соотношение можно получить из предположения о постоянстве общего расхода жидкости

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = \sum Q_i.$$

Из этих выражений вытекает правило построения характеристики параллельного соединения трубопроводов: необходимо при одинаковых напорах складывать расходы через каждый трубопровод (рис. 2.10).

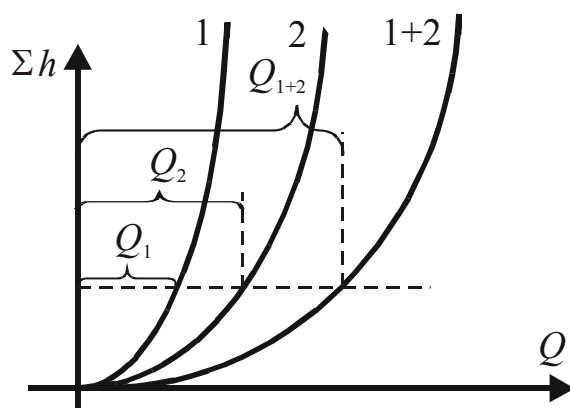


Рис. 2.10

2.2.5. Разветвленное соединение простых трубопроводов

Разветвленное соединение представляет систему простых трубопроводов, имеющих одно общее начало или окончание (рис. 2.11, точка M).

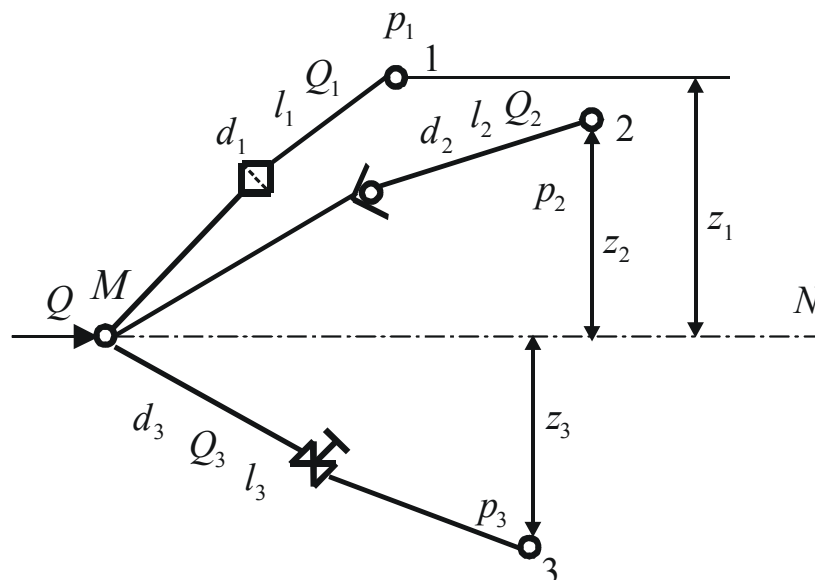


Рис. 2.11

Найдем связь между потребным напором $H_{\text{п}} = \frac{p}{\rho g}$ в точке M и расходами Q_1, Q_2, Q_3 :

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = \sum Q_i.$$

Потребный напор в точке M найдем, записав [уравнение Бернулли](#) для сечения M и для выходного сечения первого трубопровода (пренебрегая скоростными напорами в сечениях). Тогда мы имеем

$$H_{\text{п}} = \frac{p}{\rho g} = H_{\text{ст1}} + \sum h_{M-1}.$$

Аналогично записав [уравнения Бернулли](#) для других трубопроводов, получим

$$H_{\text{п}} = H_{\text{ст1}} + \sum h_{M-1} = H_{\text{ст2}} + \sum h_{M-2} = H_{\text{ст3}} + \sum h_{M-3} = H_{\text{сти}} + \sum h_{M-i}.$$

Следовательно, **сумма статического напора и потерь напора в разветвленных трубопроводах равна**. Условием работы такого трубопровода является условие $H_{\text{п}} > H_{\text{сти}}$.

Основной задачей по расчету такого трубопровода является следующая. Известны расход Q , все размеры ветвей, все местные сопротив-

ления, геометрическая высота z_i и давления во всех конечных сечениях p_i . Необходимо определить расходы Q_i и потребный напор $H_{\text{п}}$. Возможна и другая постановка задачи на основе приведенных уравнений.

Задача решается графико-аналитическим способом. Строятся характеристики потребного напора для каждого из трубопроводов. Имея такие характеристики, производим их графическое сложение, так же, как и параллельно соединенных трубопроводов, т. е. при постоянных значениях $H_{\text{п}}$ складываем расход Q_i каждого из них.

2.2.6. Сложный трубопровод

Сложный трубопровод в общем случае состоит из простых трубопроводов с параллельным и последовательным соединениями, а также с разветвлениями (рис. 2.12).

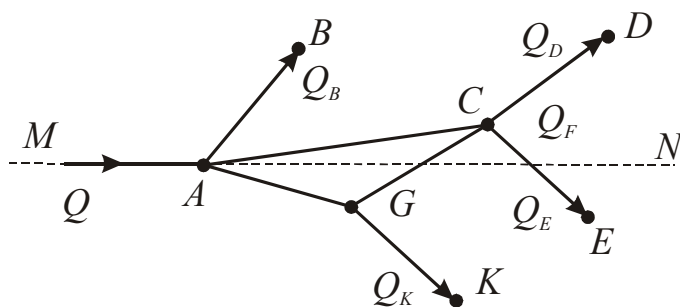


Рис. 2.12

Магистральный трубопровод разветвляется в точках A , C и G , жидкость подается к точкам (сечениям) B , D , E , K с расходами Q_B , Q_D , Q_E и Q_K . Обычно в этом случае известны размеры магистрали и всех ветвей (простых трубопроводов), заданы все местные сопротивления, а также геометрические высоты конечных точек, отсчитываемые от плоскости $M - N$, и избыточные давления (свободный напор) в конечных сечениях p_B , p_D , p_E и p_K .

В этом случае встречаются следующие основные задачи.

Задача № 1. Даны общий расход Q в основной магистрали $M-A$, перемещаемая жидкость и ее свойства (ρ и ν), все геометрические характеристики (l , d , z и др.), шероховатость (Δ_s). Необходимо определить расходы в каждой ветви — Q_B , Q_D и Q_E , Q_K , а также потребный напор в точке M — $H_M = p_M / \rho g$.

Задача № 2. Заданы напор в точке M (H_M) и все остальные данные, как в задаче 1. Необходимо определить расход в магистрали Q и

расход в каждой ветви – Q_B , Q_D , Q_E и Q_K .

Обе задачи решают на основе системы уравнений для последовательных, параллельных и разветвленных ветвей, число которых на единицу больше числа конечных ветвей.



Построение кривой потребного напора для всего сложного трубопровода выполняют, руководствуясь следующим правилом:

- сложный трубопровод разбивается на ряд простых;
- строят кривые потребных напоров для каждого из них, причем для участков с конечной задачей с учетом статического напора $H_{ст}$, а для промежуточных (AC , MA , AG , GC) – без учета статического напора $H_{ст}$;
- проводят графическое сложение всех характеристик с учетом их последовательного и параллельного соединения трубопровода.

Таким образом, при расчете необходимо идти от конечных точек сложного трубопровода к начальной его точке, т. е. против движения жидкости.

Выполнив описанное построение и получив график $H_{п} = f(Q)$, можно с его помощью решить рассмотренные выше задачи 1 и 2 в различных вариантах.

2.3. Гидравлические машины

Гидравлические машины – это машины, предназначенные для преобразования механической энергии привода двигателя в энергию жидкости в виде напорного движения (насосы) или преобразующие энергию потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена, используемую для преодоления приложенных к нему нагрузок (гидродвигатели).

По характеру силового воздействия, а, следовательно, и по виду рабочей камеры, разделяют насосы динамические и объемные. В *динамическом насосе* осуществляется непрерывное воздействие рабочего органа на жидкость (центробежные, осевые, вихревые, шнековые, дисковые, струйные и др.). В *объемном насосе* силовое воздействие на жидкость происходит в рабочей камере, периодически изменяющей свой объем. К ним относятся насосы возвратно-поступательные (поршневые плунжерные, диафрагменные), крыльчатые, роторно-вращательные (шестеренные, винтовые), роторно-поступательные (пластинчатые, радиально-поршневые, аксиально-поршневые).

Агрегат, состоящий из насоса (или нескольких насосов) и приводящего двигателя, соединенных друг с другом, называется *насос-*

ным агрегатом. В зависимости от рода двигателя различают следующие насосные агрегаты: электронасосный, турбонасосный, дизель-насосный, мотонасосный, гидроприводной, паровой, пневматический.

Насосный агрегат с трубопроводами и комплектующим оборудованием, смонтированный по определенной схеме, обеспечивающей работу насоса, называется *насосной установкой* (рис. 2.13). Приведенная насосная установка состоит из питающего 1 и приемного 2 резервуара, обратного клапана 3, фильтра 4, всасывающей линии 5, насоса 6, двигателя 7, регулирующего устройства 8, нагнетательной линии 9, вакуумметра 10, манометра 11.

Большинство гидравлических машин обратимы, т. е. могут работать и в качестве насоса и в качестве гидродвигателя. Объемная гидромашина, предназначенная для работы как в режиме насоса, так и в режиме гидродвигателя, называется насос-мотором. Свойство обратимости является весьма ценным, поскольку оно позволяет при проектировании использовать однотипные машины, упростить технологию изготовления, ремонт и эксплуатацию гидравлических машин.

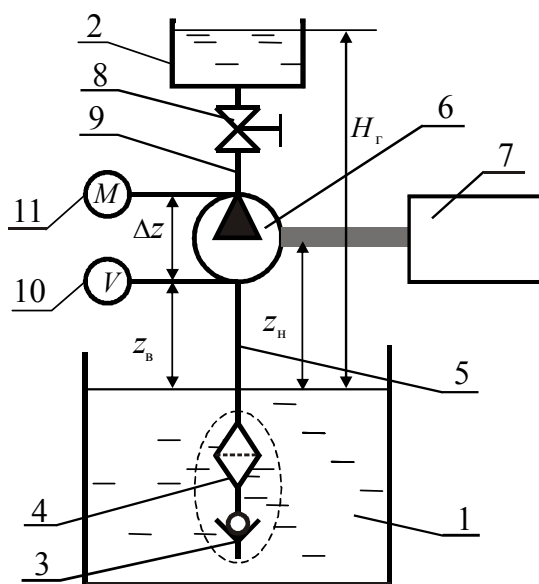


Рис. 2.13

2.3.1. Основные технические показатели гидромашин

Основными параметрами, характеризующими работу гидромашин в установившемся режиме, являются: рабочий объем насоса или гид-

ромотора, подача насоса или расход гидродвигателя, давление (напор) насоса и перепад давлений гидродвигателя, крутящий момент и мощность, объемный, гидравлический, механический и полный (общий) коэффициент полезного действия.

Рабочий объем насоса (гидродвигателя) V_0 (м³) – это количество рабочей жидкости, перемещаемое насосом или проходящее через гидродвигатель за один двойной ход рабочего органа или один оборот ротора при отсутствии объемных утечек жидкости. Данный параметр характерен только для насосов объемного действия. Следует иметь в виду, что в размерность двойной ход и оборот не входят, но при определении подачи насоса или расхода гидродвигателя их необходимо учитывать.

Подача (производительность) насоса или расход гидродвигателя – это количество жидкости, перемещаемое насосом или проходящее через гидродвигатель в единицу времени. Различают подачу (расход) объемную – Q (м³/с), массовую – M (кг/с), весовую – G (Н/с). При известном значении V_0 подача насоса определяется по выражению $Q = V_0 \eta_0$, а расход гидродвигателя $Q = V_0 n / \eta_0$ (здесь n – частота вращения или число двойных ходов, η_0 – объемный КПД).

Давление (напор) насоса – это разность полных удельных энергий на выходе и входе в насос. Если эта энергия отнесена к единице силы тяжести (Дж/Н = м), то это напор H , если к единице объема (Дж/м³ = Па), то это давление p . Величиной напора чаще всего характеризуются динамические насосы, величиной давления – насосы объемного действия. Следовательно, напором насоса называется удельная (приходящаяся на единицу веса) энергия жидкости, приобретенная ею при прохождении через насос:

$$H = \left(z_{\text{н}} + \frac{p_{\text{н}}}{\rho g} + \frac{\alpha_{\text{н}} v_{\text{н}}^2}{2g} \right) - \left(z_{\text{в}} + \frac{p_{\text{в}}}{\rho g} + \frac{\alpha_{\text{в}} v_{\text{в}}^2}{2g} \right),$$

а давление – это удельная (приходящаяся на единицу объема) энергия жидкости, приобретаемая ею при прохождении через насос:

$$p = \rho g (z_{\text{н}} - z_{\text{в}}) + (p_{\text{н}} - p_{\text{в}}) + \rho (\alpha_{\text{н}} v_{\text{н}}^2 - \alpha_{\text{в}} v_{\text{в}}^2) / 2,$$

где индекс «н» относится к нагнетательному (напорному) патрубку, а индекс «в» к всасывающему (входному). Напор и давление связаны между собой зависимостью $H = \frac{p}{\rho g}$.

Для работающей насосной установки напор насоса (пренебрегая

разностью скоростных напоров $v_H \approx v_B$) можно определить с помощью подключенных к нему манометра (на нагнетательной линии) и вакуумметра (на всасывающей линии) по формуле

$$H = \frac{p_M}{\rho g} + \frac{p_{\text{вак}}}{\rho g} \pm \Delta z = H_M + H_{\text{вак}} \pm \Delta z,$$

где p_M и p_B – соответственно показания манометра и вакуумметра; $\Delta z = z_H - z_B$ – вертикальное расстояние между точками подключения приборов (принимается со знаком плюс, если точка подключения манометра выше).

Так как в гидродвигателях энергии на входе больше, чем на выходе, то перепад давления в них определяется по выражению

$$\Delta p = \rho g (z_B - z_H) + (p_B - p_H) + \rho (\alpha_B v_B^2 - \alpha_H v_H^2) / 2.$$

В большинстве случаев $v_B \approx v_H$ и $z_B \approx z_H$, следовательно, $\Delta p = p_B - p_H$.

Мощность насоса – это работа, производимая насосом в единицу времени. При объемной подаче Q и напоре H полезная мощность насоса N_{Π} может быть представлена зависимостью $N_{\Pi} = \rho g Q H = p Q$.

Полезная мощность на выходном валу гидродвигателя возвратно-поступательного действия равна $N_{\Pi} = P v$, а на валу гидромотора – $N_{\Pi} = M_{\text{кр}} \omega = M_{\text{кр}} 2\pi n$. (Здесь P – нагрузка; v – скорость перемещения; $M_{\text{кр}}$ – крутящий момент; ω – угловая скорость вращения; n – частота вращения).

Потребляемая насосом (гидродвигателем) мощность больше полезной мощности на величину потерь, которые возникают в нем при перекачивании жидкости, и может быть определена через общий (полный) КПД $N = N_{\Pi} / \eta$.

2.3.2. Баланс энергии насоса

Процесс передачи механической энергии от двигателя к жидкости сопровождается потерями энергии. Баланс энергии можно представить в виде уравнения

$$N = N_{\Pi} + \Delta N,$$

где ΔN – потери мощности в насосе.

Потери мощности характеризуются объемным, гидравлическим и механическим КПД.

Объемный КПД η_o учитывает объемные потери мощности в насосе (потери вследствие утечек жидкости через зазоры между корпусом

и рабочим органом под действием перепада давления между областями нагнетания и всасывания) и равен отношению подачи насоса к его идеальной (теоретической) подаче:

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_T} = \frac{Q}{Q + \Delta Q_{yt}}.$$

Объемный КПД характеризует качество изготовления основных деталей насоса, в частности, величину зазоров между статическими и подвижными элементами.

Гидравлический КПД η_g учитывает гидравлические потери мощности в насосе, т. е. потери на преодоление гидравлических сопротивлений в нем $\sum h_{нас}$ (на трение, на вход и выход из него, на вихреобразование и т. д.). Он представляет собой отношение действительного напора H к теоретическому:

$$\eta_g = \frac{H}{H_T} = \frac{H}{H + \sum h_{нас}}.$$

Гидравлический КПД характеризует качество поверхности элементов насоса (рабочих элементов и камер), а также динамику взаимодействий жидкости и рабочих элементов.

Механический КПД η_m учитывает механические потери мощности в насосе $\Delta N_{мех}$ (на трение в подшипниках и уплотнениях насоса, в механизме насоса и т. д.):

$$\eta_m = \frac{N - \Delta N_{мех}}{N}.$$

Механический КПД характеризует качество изготовления и рациональность конструкции подшипников, сальников и других узлов, где происходит трение деталей.

Таким образом, общий КПД насоса η равен произведению объемного, гидравлического и механического КПД: $\eta = \eta_o \cdot \eta_g \cdot \eta_m$.

Необходимая мощность двигателя $N_{дв}$ для привода насоса определяется по формуле

$$N_{дв} = \frac{N}{\eta_{пер}} k,$$

где $\eta_{пер}$ – КПД передачи; k – коэффициент запаса на случайные перегрузки двигателя, принимаемый в пределах $1,1 \div 1,5$, в зависимости от

мощности двигателя (для двигателя малой мощности принимается больший коэффициент запаса).

2.3.3. Рабочие характеристики насоса

Характеристика центробежного насоса представляет графическое изображение зависимости напора H , мощности N и КПД η от подачи насоса Q при постоянных значениях частоты вращения n , вязкости и плотности жидкости на входе в насос (рис. 2.14). Они получены в результате заводских испытаний на специально оборудованных стендах на воде при 20°C и нормальном атмосферном давлении, равном 10 м вод. ст. (735,5 мм рт. ст.), а также при расчетной частоте вращения рабочего колеса.

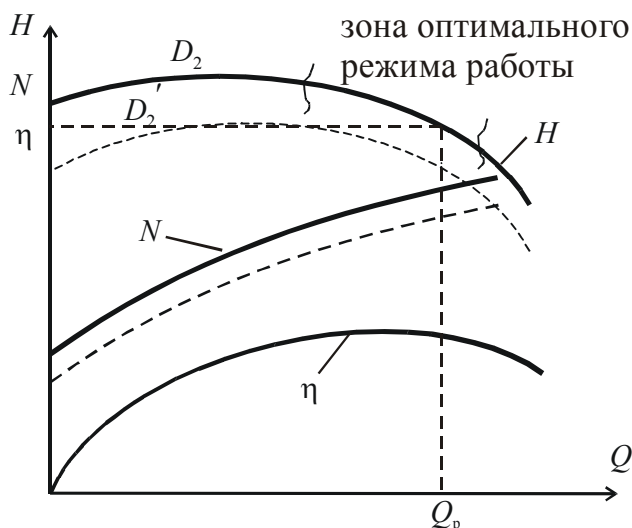


Рис. 2.14

Приведенная в характеристике связь $H = f(Q)$ действительна для любой жидкости. При пользовании характеристикой $N = f(Q)$ следует учитывать род жидкости, поскольку мощность насоса пропорциональна плотности жидкости ($N = \rho gQH / \eta$).

Кривые, показанные на характеристиках насоса сплошными линиями, соответствуют нормальному диаметру рабочего колеса, а показанные пунктирными линиями — рабочему колесу, обточенному по внешней окружности. Обточка насоса позволяет расширить область применения насосов данной марки.

Короткими волнистыми линиями на кривых $H = f(Q)$ ограничивается рабочая часть насоса, т. е. зона, соответствующая оптимально-

му режиму насоса при наибольших значениях КПД, в пределах которого рекомендуется его эксплуатация.

Подбор насоса осуществляется по параметрам гидравлической сети, которые рассчитываются в зависимости от типа трубопровода.

2.3.4. Работа насоса на сеть

В инженерной практике наиболее распространенной является принудительная подача жидкости с помощью насоса. В насосе жидкость приобретает механическую энергию, необходимую для перемещения ее с заданным расходом в заданную точку с заданным давлением (рис. 2.15).

Следовательно, напор насоса равен потребному напору трубопровода

$$H_{\Pi} = H_{\Gamma} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \sum h_{1-2} = H_{\text{ст}} + \sum h_{1-2},$$



где $H_{\Gamma} = z_2 - z_1$ – геометрическая высота подъема жидкости (разность геодезических отметок уровня жидкости в приемном z_2 и питающем z_1 резервуарах); p_2 и p_1 – соответственно избыточное давление на поверхности жидкости в резервуарах; $\sum h_{1-2}$ – суммарные потери напора на преодоление гидравлических сопротивлений во всасывающем и нагнетательном трубопроводах (рис. 2.15, а).

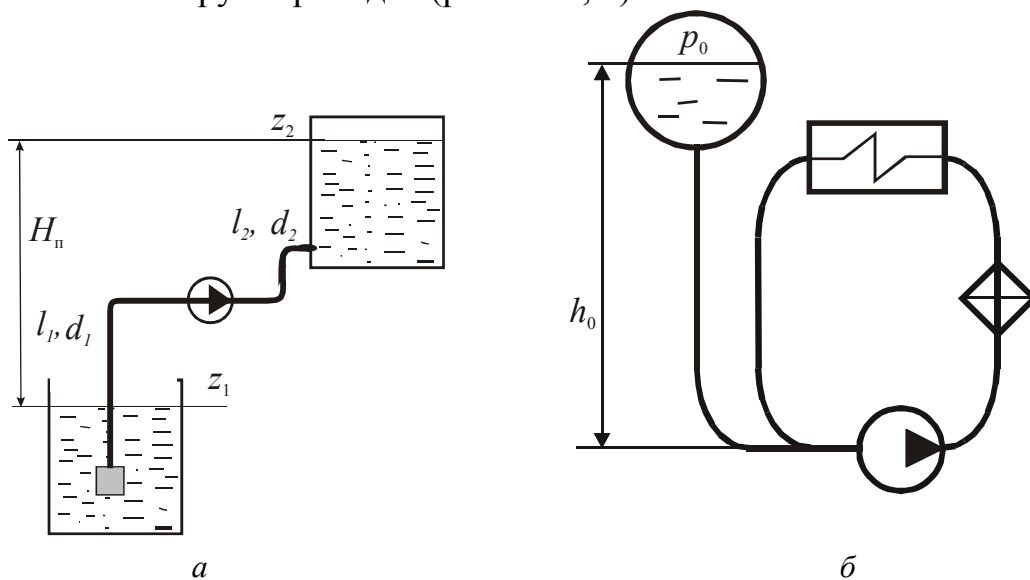


Рис. 2.15

В случае работы насоса на замкнутый (кольцевой) трубопровод

(рис. 2.15, б) $H_r = 0$, $p_2 = p_1$, и, следовательно, потребный напор равен потерям напора в трубопроводе: $H_{\pi} = \sum h$.

Замкнутый трубопровод обязательно должен иметь компенсационный бачок, без которого давление внутри трубопровода было бы неопределенным и колебалось бы в широком диапазоне при изменении температуры. При наличии компенсационного бачка давление во всасывающем и нагнетательном патрубке равно $p_v = p_0 + \rho g h_0$, $p_n = p_v + \rho g \sum h_{1-2}$. Компенсационный бачок исключает появление глубокого вакуума на входе в насос.

Определение рабочего режима насосной установки производится совмещением на одном графике в одинаковых масштабах характеристики насоса $H = f(Q)$ с характеристикой насосной установки $H_{\pi} = f(Q)$, т. е. кривой потребного напора (рис. 2.16). Точка пересечения 1 указанных кривых называется рабочей, или режимной, точкой, которой соответствуют параметры Q_1 , H_1 , N_1 и η_1 .

На рис. 2.16 приведен наилучший вариант, когда точка 1 находится в границах рекомендуемой области использования насоса (короткие линии на основной характеристике насоса).

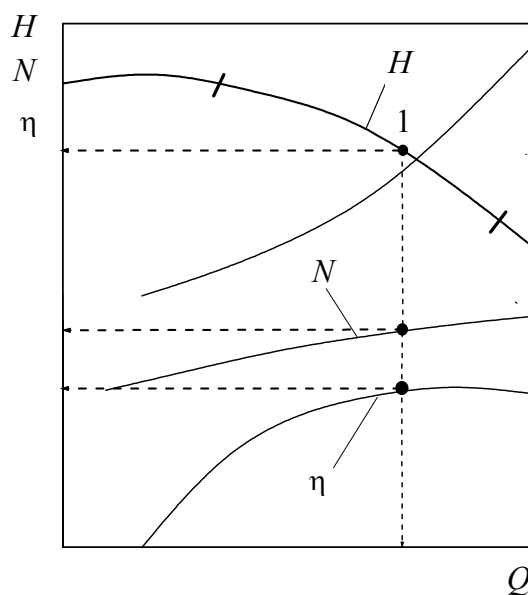


Рис. 2.16

2.3.5. Способы регулирования рабочих параметров

Если рабочие параметры не удовлетворяют заданным условиям,

необходимо изменить режим работы насосной установки, что может быть достигнуто изменением характеристики трубопровода или изменением характеристики насоса.

Изменением характеристики насосной установки производится дросселированием (регулирующим устройством на нагнетательной линии), изменением диаметра трубопровода, перепуском некоторого объема жидкости из нагнетательной линии во всасывающую. Увеличением диаметра можно увеличить подачу, дросселированием и перепуском можно лишь уменьшить, причем эти способы являются неэкономичными (рис. 2.17, а).

Изменением характеристики насоса может быть достигнуто двумя путями: изменением числа оборотов или изменением диаметра рабочего колеса (обточкой).

Новые характеристики насоса могут быть пересчитаны по формулам подобия лопастных машин. При другой частоте вращения рабочего колеса n_1 параметры определяются по формулам $Q_1 = Q(n_1/n)$, $H_1 = H(n_1/n)^2$ и $N_1 = N(n_1/n)^3$ (рис. 2.17, б). При другом диаметре рабочего колеса D_1 параметры определяются по формулам $Q_1 = Q(D_1/D)^3$, $H_1 = H(D_1/D)^2$ и $N_1 = N(D_1/D)^3$.

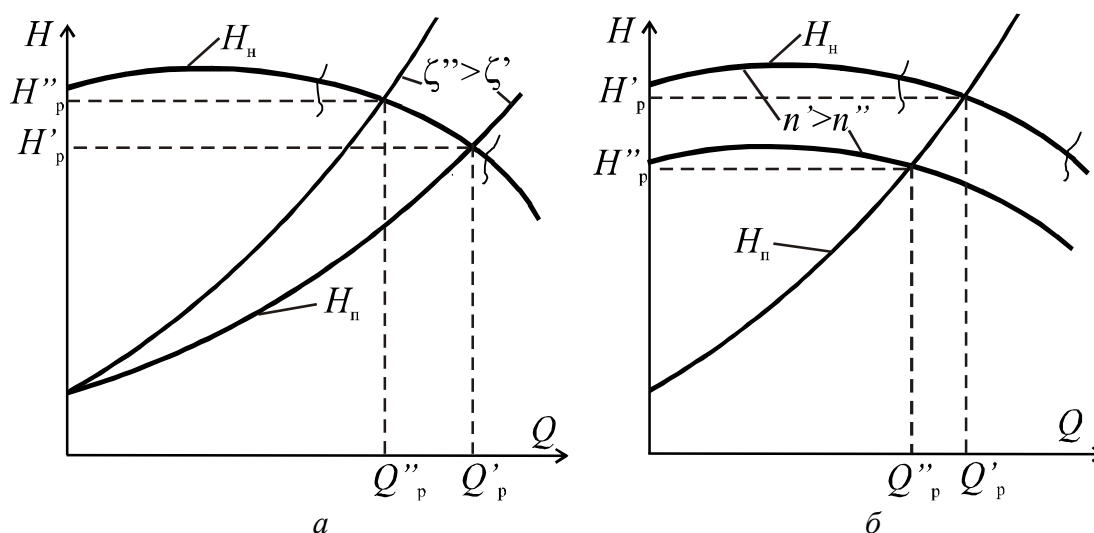


Рис. 2.17

2.3.6. Параллельная и последовательная работа насосов

В случае если с помощью одного насоса невозможно получить требуемый расход, то два или более насосов соединяются параллель-

но. Суммарную характеристику двух параллельных работающих насосов можно получить путем графического суммирования, при постоянных напорах, расходов каждого их насосов (рис. 2.18, а) (в случае одинаковых насосов путем удвоения (рис. 2.18, б)). Такое соединение рекомендуется при пологих характеристиках сети.

В случае если с помощью одного насоса невозможно получить требуемый напор, то два или более насосов соединяются последовательно. Суммарную характеристику двух последовательно работающих насосов можно получить путем графического суммирования, при постоянных расходах, напоров каждого из насосов (рис. 2.19, а) (в случае одинаковых насосов путем удвоения (рис. 2.19, б)). Такое соединение рекомендуется при крутых характеристиках сети.

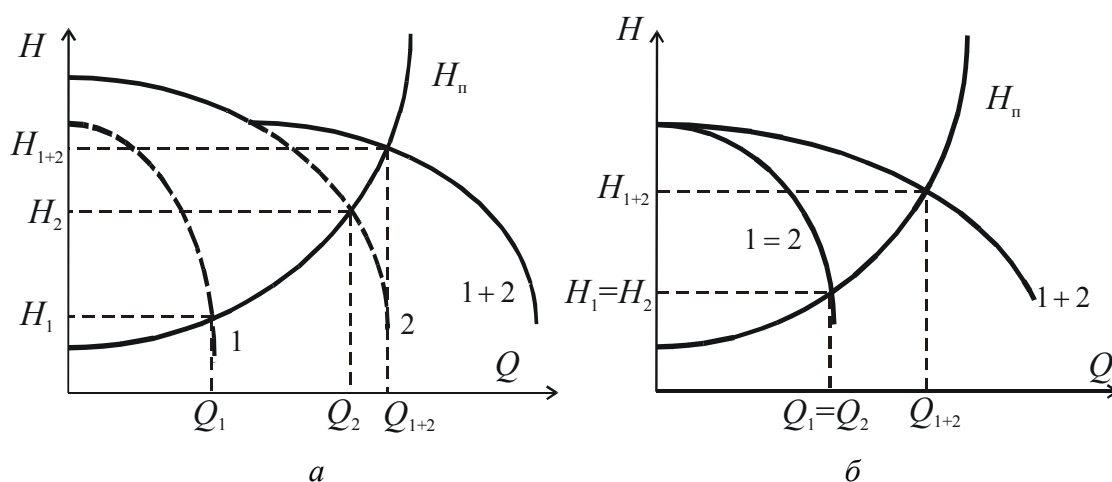


Рис. 2.18

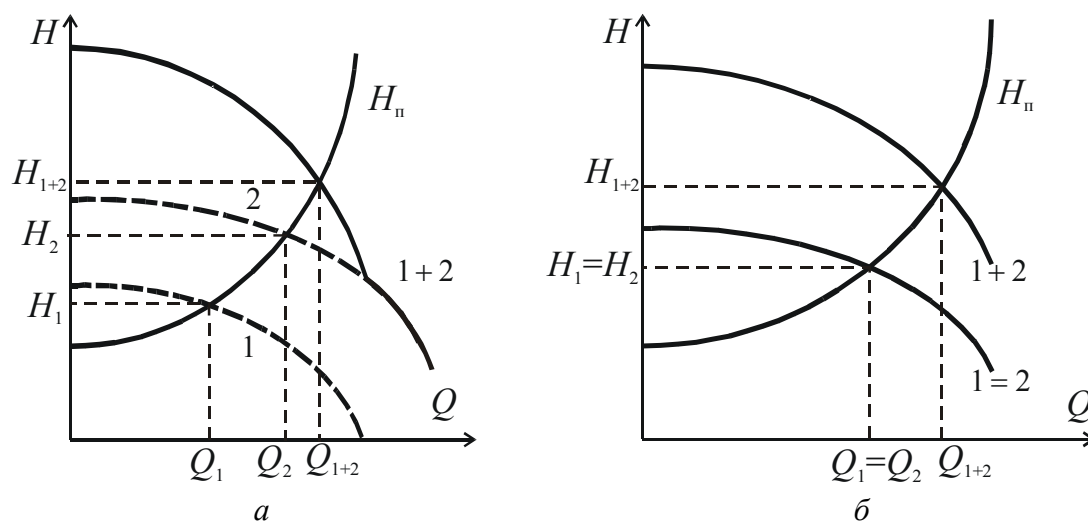


Рис. 2.19

2.3.7. Кавитация в насосах

При работе насоса в его входном патрубке может возникать глубокий вакуум (рис. 2.13)

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_B + \frac{p_B}{\rho g} + \frac{\alpha_B v_B^2}{2g} + \sum h_{1-B}.$$

Примем $z_B - z_1 = h_B$, $p_1 = p_{\text{атм}}$, $v_1 = 0$. Тогда вакуумметрическая высота всасывания

$$H_{\text{вак}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_B}{\rho g} = h_B + \frac{\alpha_B v_B^2}{2g} + \sum h_{1-B},$$

где h_B – геометрическая высота всасывания, т. е. высота установки оси насоса по отношению к уровню жидкости питающего резервуара.

Вакуум может приводить к возникновению кавитации в насосе. **Кавитация** – явление, при котором происходит вскипание жидкости при понижении давления перекачиваемой жидкости до давления насыщенных паров при рабочей температуре в насосе. При подаче жидкости в область пониженного давления происходит образование в потоке каверн, т. е. областей, заполненных паром. При попадании в область повышенного давления пар конденсируется, объем уменьшается в несколько раз и каверны с большой скоростью схлопываются. При этом в центре каверны возникает скачок давления.

Кавитация оказывает следующие воздействия на работу насоса:

- резко возрастают гидравлические потери в насосе, что приводит к уменьшению КПД насоса,
- возникает повышенный шум и вибрация,
- происходит кавитационный износ рабочего колеса насоса (при закрытии каверн на поверхности рабочего колеса происходит выбивание частиц металла).

Поэтому для условий безкавитационной работы насоса ограничивают геометрическую высоту всасывания:

$$h_{\text{вс}}^{\text{доп}} = \frac{p_1 - p_{\text{н.п.}}}{\rho g} - \sum h_{1-B} - \Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}},$$

где p_1 – абсолютное давление на поверхности жидкости питающего резервуара; $p_{\text{н.п.}}$ – абсолютное давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости, принимаемое в зависимости от температуры и рода

жидкости по справочникам; $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}}$ – допустимый кавитационный запас, который выражает собой допустимое превышение полного напора жидкости во входном патрубке насоса над напором насыщенных паров жидкости при рабочей температуре.

$$\Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}} = \left(\frac{p_{\text{в}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{в}}^2}{2g} \right) - \frac{p_{\text{н.п.}}}{\rho g}.$$

Допустимый кавитационный запас определяется через критический кавитационный запас $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{доп}} = (1,2 \div 1,3) \Delta h_{\text{кав}}^{\text{крит}}$, который определяется по формуле С. С. Руднева:

$$\Delta h_{\text{кав}}^{\text{крит}} = 10 \left(\frac{nQ^{1/2}}{c_{\text{к}}} \right)^{4/3},$$



где n – частота вращения вала насоса, об/мин; Q – подача насоса, м³/с; $c_{\text{к}}$ – кавитационный коэффициент быстроходности насоса ($c_{\text{к}} = 1300 \div 3000$).

Если при расчетах величина допустимой геометрической высоты всасывания получилась отрицательной, то при данных условиях насос не может засосать эту жидкость. В этом случае необходимо либо уменьшить потери напора во всасывающем трубопроводе $\sum h_{1-\text{в}}$, либо поместить питающий резервуар выше входного патрубка насоса, либо создать избыточное давление на поверхности жидкости в питающем резервуаре.

2.3.8. Динамические насосы

В центробежных насосах перемещение жидкости осуществляется под действием центробежных сил (рис. 2.20). При вращении рабочего колеса 1 жидкость начинает вращаться вместе с колесом и приобретает при этом значительную кинетическую энергию. Затем под действием центробежной силы жидкость перемещается из центральной части насоса вдоль лопаток к корпусу 2, выполненному в виде спирального отвода. В спиральном отводе происходит преобразование кинетической энергии потока в потенциальную. Затем жидкость поступает в нагнетательную линию 3. Дальнейшее заполнение насоса осуществляется из всасывающей линии 4 за счет вакуума, который образуется во входной части насоса.

Для контроля за работой насосной установки на всасывающей линии должен быть установлен вакуумметр, на нагнетательной линии – манометр

и задвижка, с помощью которой регулируется производительность насоса.

Вихревой насос – динамический насос трения, в котором жидкость перемещается по периферии рабочего колеса в тангенциальном направлении.

Рабочим органом вихревого насоса является рабочее колесо 1 с радиальными лопатками 2, помещенное в цилиндрический корпус 3 с малыми торцовыми зазорами (рис. 2.21). В боковых и периферийных стенках корпуса имеется концентричный канал 4, начинающийся у входного патрубка 5 и заканчивающийся у напорного патрубка 6. Канал перекрывается перемычкой 7, служащей уплотнением между напорной и всасывающей полостями.

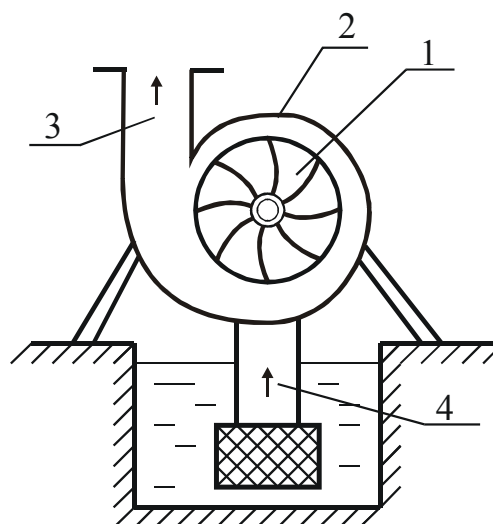


Рис. 2.20

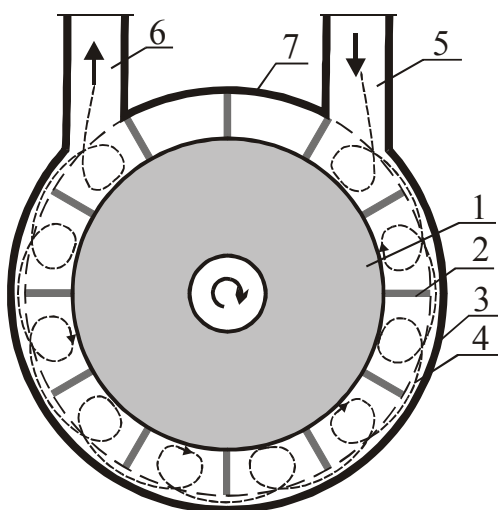
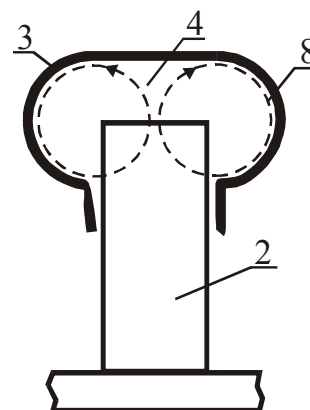


Рис. 2.21



Рабочее колесо такого насоса работает аналогично колесу центробежного насоса, засасывая жидкость из внутренней части канала и нагнетая во внешний канал. При вращении рабочего колеса на жидкость действуют две силы – радиальная (центробежная) и тангенциальная (вращательная). Под воздействием центробежной силы жидкость устремляется в концентричный канал 4, где соверша-

ет вихревое движение и снова возвращается в пространство между лопатками.

При этом жидкость благодаря тангенциальной силе двигается вдоль поверхности корпуса от всасывающего патрубка к нагнетательному. Поскольку благодаря потерям энергии на трение и завихрения окружная составляющая скорости жидкости меньше окружной скорости лопаток колеса, то жидкость постоянно входит и выходит в межлопаточное пространство рабочего колеса. При каждом таком вихре жидкость получает новую порцию энергии, что приводит к возрастанию напора вдоль канала.

Чем меньше подача вихревого насоса, тем больше разница окружных скоростей жидкости и рабочего колеса, тем больше напор.

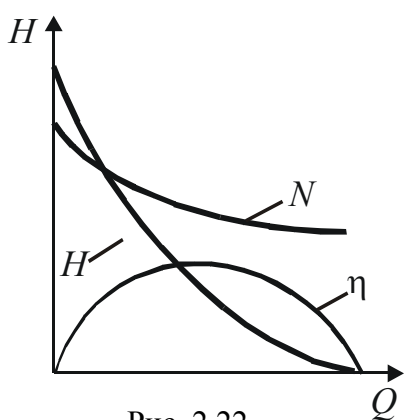


Рис. 2.22

С увеличением подачи разность окружных скоростей уменьшается и напор падает. Поэтому характеристика вихревого насоса имеет вид, отличный от характеристики центробежного насоса (рис. 2.22). При минимальной подаче $Q = 0$ напор и мощность максимальны: $H = H_{\max}$, $N = N_{\max}$.

По сравнению с центробежными насосами вихревые обладают рядом преимуществ:

- создают напор в 2–3 раза больше при тех же размерах и частоте вращения;
- большинство из них имеют самовсасывающую способность;
- возможность переноса агрессивной жидкости и смеси жидкости и газов.

Недостатком является значительные вихревые потери и объемные потери через торцовые зазоры между рабочим колесом и корпусом насоса, а также через уплотнения перемишки. КПД насоса составляет 25–45%, что препятствует применению их при больших мощностях. Их нельзя использовать для перекачки жидкостей с частицами, т. к. вследствие интенсивного износа увеличиваются радиальные и торцевые зазоры.

Подача этих насосов составляет от 0,25 до 12 л/с, напор 12,5 – 80 метров.

2.3.9. Объемные гидравлические машины

Поршневые насосы. Принцип действия поршневого насоса основан на периодическом заполнении камеры жидкостью с последующим вытеснением ее оттуда с требуемым усилием. На рис. 2.23 приведена схема поршневого насоса одинарного действия.

С помощью кривошипно-шатунного механизма, состоящего из кривошипа 12, шатуна 11, ползуна 10 и штока 9, вращательное движение вала 13 преобразуется в возвратно-поступательное движение поршня 8 в цилиндре 7. При движении слева направо в рабочей камере 4 создается разрежение, благодаря чему нагнетательный клапан 5 закрывается, а всасывающий клапан 3 открывается, и жидкость из резервуара по всасывающему трубопроводу 2 поступает в рабочую камеру 4. На входе во всасывающий трубопровод установлена приемная сетка 1 для предотвращения засорения насоса. При движении поршня справа налево, поскольку жидкость практически не сжимаема, в рабочей камере и полости цилиндра, заполненных жидкостью, сразу поднимается давление. При этом всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный открывается, и жидкость из рабочей камеры 4 выталкивается в нагнетательный трубопровод 6. В качестве двигателей у поршневых насосов такого типа могут использоваться электродвигатели, паровые двигатели и двигатели внутреннего сгорания.

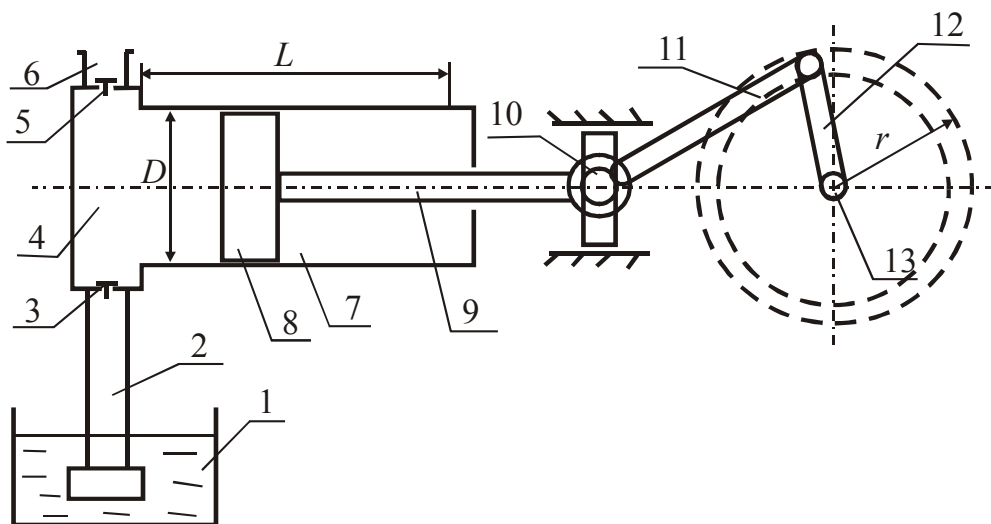


Рис. 2.23

Рабочий объем поршневого насоса с использованием кривошип-

но-шатунного механизма определяется по формуле

$$V_0 = \frac{\pi D^2}{4} L = \frac{\pi D^2 r}{2},$$

где D – внутренний диаметр цилиндра; L – ход поршня; r – радиус кривошипа.

Поршневые насосы получили широкое распространение в нефтегазоперерабатывающей промышленности, в нефтехимии, при производстве строительных материалов и в других отраслях промышленности.

Поршневые насосы могут быть радиально-поршневыми (рис. 2.24, а) и аксиально-поршневыми (рис. 2.24, б).

Радиально-поршневой насос представляет собой гидромашину, у которой оси поршней 1 расположены радиально по отношению к оси ротора 2, который расположен в статоре 3 с эксцентриситетом e . При вращении ротора поршни под действием центробежных, пружинных или других сил прижимаются к статору. За один оборот ротора каждый поршень в своем цилиндре совершает одно возвратно-поступательное движение. Когда поршни выдвигаются, полости их цилиндров сообщаются с полостью всасывания 4, расположенной в цапфе ротора, и жидкость всасывается в полость цилиндра. Когда поршни выдвигаются, полости их цилиндров сообщаются с полостью нагнетания 5, также расположенной в цапфе ротора, и жидкость выталкивается поршнем из цилиндра в полость нагнетания.

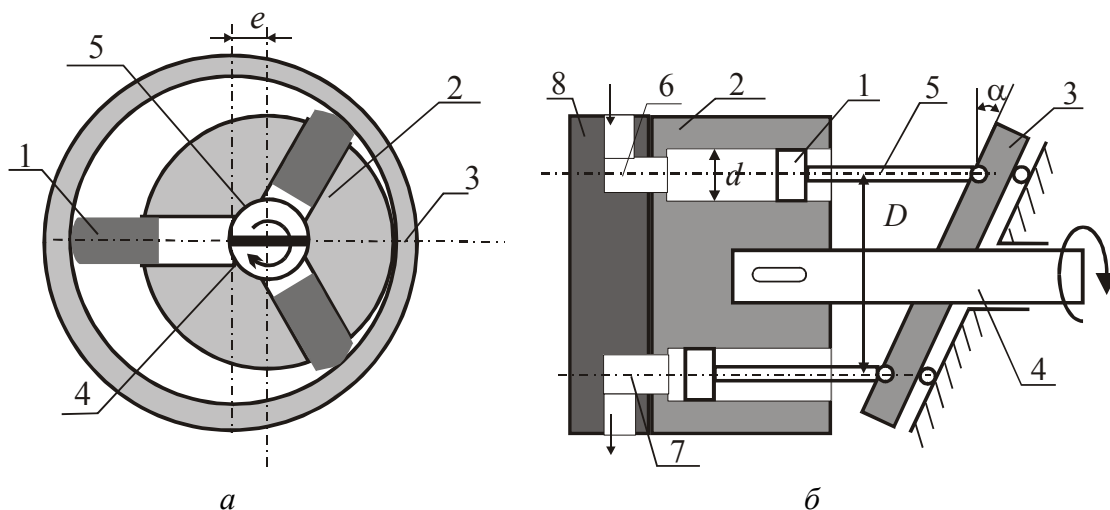


Рис. 2.24

Рабочий объем радиально-поршневого насоса определяется по формуле

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{4} 2ez,$$

где d – диаметр поршня; z – число поршней; e – эксцентриситет между ротором и статором.

Объемный КПД радиально-поршневых насосов составляет 70–90%.

Аксиально-поршневой насос представляет собой гидромашину, у которой оси поршней 1 расположены параллельно оси ротора 2, который расположен под наклоном α к диску управления 3. Блок цилиндров 2 вращается вокруг своей оси в результате передачи вращательного момента от двигателя с помощью кардана 4. Шатуны 5 шарнирно связаны с одной стороны с диском управления 3, а другой стороны с поршнями 1. При вращении блока 2 поршни совершают возвратно-поступательные движения в цилиндрах. При этом полости цилиндров соединяются периодически то со всасывающей 6, то с нагнетательной 7 полостями в неподвижном опорно-распределительном диске 8. Рабочий объем насоса с наклонным блоком определяется по формуле

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{4} zD \sin \alpha,$$

где D – диаметр окружности, проведенной через оси цилиндров, α – угол наклона диска управления 3 по отношению к блоку цилиндров 2.

Объемный КПД аксиально-поршневых насосов составляет 95–98%.

Поршневые насосы по сравнению с лопастными имеют следующие преимущества:

- возможность перекачивания любых жидкостей (горячих, вязко-соковых, агрессивных и др.);
- возможность достижения высоких давлений (25–30 МПа) при любых подачах (даже незначительных);
- высокий КПД (80–98%).

Недостатками поршневых насосов являются:

- большие габариты, большая масса и высокая стоимость;
- неравномерность подачи и пульсация давлений во всасывающей и нагнетательной линиях.

Неравномерность подачи насоса приводит к неравномерности движения жидкости по трубам. При этом инерционные напоры могут достигать больших значений, приводя к недопустимым повышениям (разрыв трубопровода) или понижениям (возникновение кавитации) напора в трубопроводах. Для более равномерного движения жидкости необходимо применять многоцилиндровые поршневые насосы с не-

четным числом цилиндров или устанавливать на всасывающей и нагнетательной линии насоса воздушные колпаки, которые являются аккумулятором и сглаживают пульсации давления в трубопроводе.

Характеристика поршневых насосов имеет вид слабо отклоняющейся от вертикальной кривой (рис. 2.25, кривая H_n). Поскольку рабочая точка лежит на пересечении характеристик и трубопровода, то регулировать подачу насоса изменением характеристики трубопровода практически невозможно. При прикрытии задвижки на нагнетательной линии будет возрастать давление в нагнетательном трубопроводе и практически не будет изменяться подача.

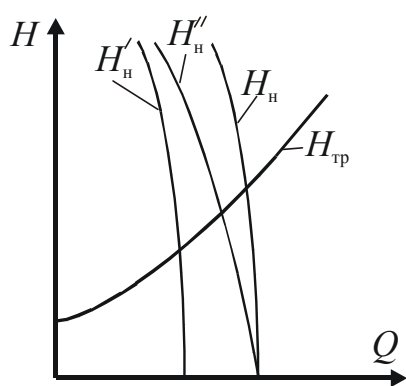


Рис. 2.25

Регулирование подачи поршневых насосов осуществляется изменением характеристики насоса: изменением числа ходов поршня или длины хода поршня (рис. 2.25, кривая H'_n). Для кратковременного уменьшения подачи допускается

регулирование поршневых насосов путем перепуска части жидкости из напорного трубопровода во всасывающий по отводной (байпасной) линии. При этом уменьшение подачи сопровождается уменьшением напора насоса (рис. 2.25, кривая H''_n).

Шестеренные насосы нашли широкое применение в системах смазки, для перекачивания нефти, нефтепродуктов и других вязких материалов. Шестеренные насосы делятся на насосы с внешним (рис. 2.26, а) и внутренним (рис. 2.26, б) зацеплением шестерен.

Шестеренный насос состоит из цилиндрических шестерен – ведущей 1 и ведомой 2, помещенных в корпус 3. При вращении приводного вала вращается ведущая шестерня и находящаяся с ней в зацеплении ведомая шестерня. При этом в области, где зубья шестерен выходят из зацепления (область всасывания 4), создается разрежение и в пространство между зубьями шестерни всасывается жидкость. Этот объем жидкости в результате вращения шестерни вдоль поверхности статора переносится в область, где зубья шестерен входят в зацепление (область нагнетания 5). В области нагнетания жидкость выдавливается из пространства между зубьями шестерен, и при этом создается необходимый напор жидкости в нагнетательном патрубке насоса.

В шестеренных насосах с внутренним зацеплением для отделения нагнетательной полости от всасывающей между внешней и внутренней

шестернями установлен серповидный элемент 6 (рис. 2.26, б). Шестерные насосы с внутренним зацеплением имеют меньшие габаритные размеры и меньше изнашиваются, чем насосы с внешним зацеплением шестерен, однако из-за сложности изготовления используются редко.

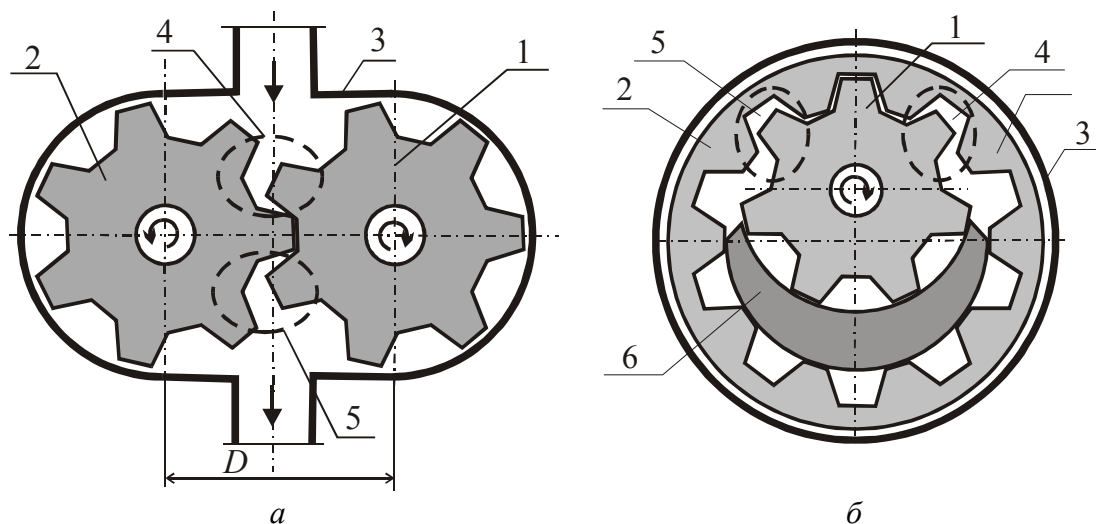


Рис. 2.26

Рабочий объем шестеренного насоса определяется по формуле

$$V_0 = 2\pi Dmb = 2\pi m^2 zb,$$

где D – диаметр начальной окружности ведущей шестерни (для шестерен одинакового диаметра – расстояние между осями шестерен); $m = D/z = h/2$ – модуль шестерни, h – высота зуба шестерни; b – ширина зуба шестерни; z – число зубьев ведущей шестерни.

Основные потери в шестеренных насосах связаны с утечками жидкости из области нагнетания в область всасывания через зазор между корпусом и шестерней. Данные потери зависят от вязкости рабочей жидкости и характеризуются объемным КПД, который для современных шестеренных насосов при перекачке масел равен 76–94%.

Пластинчатые насосы бывают однократного (рис. 2.27, а) и двукратного (рис. 2.27, б) действия.

На рис. 2.27, а приведена схема пластинчатого насоса однократного действия. В корпусе насоса – статоре 1, внутренняя поверхность которого цилиндрическая, с эксцентриситетом e расположен ротор 2, представляющий собой цилиндр с продольными радиальными прорезями (либо под небольшим углом α к радиусу). В прорези вставлены прямоугольные пластины-вытеснители 3, которые при вращении ротора под действием центробежных или других сил прижимаются к внутренней поверхности

статора, совершая каждая в своем пазу одно возвратно-поступательное движение за один оборот ротора. Когда пластины выдвигаются, объем между ними, ротором и статором увеличивается, происходит разрежение и жидкость всасывается из всасывающего патрубка 4. Затем пластины вдвигаются в ротор, объем между ними, ротором и статором уменьшается, и жидкость выталкивается в нагнетательный патрубок 5.

Рабочий объем однократного пластинчатого насоса определяется как сумма объемов между выдвинутыми пластинами, ротором и статором за вычетом объема при вдвинутых пластинах:

$$V_0 = \left[2\pi(r - e) - \frac{\delta z}{\cos \alpha} \right] 2eb,$$

где r – радиус внутренней поверхности статора; α – угол наклона пластины к радиусу ротора ($0-15^\circ$); z – число пластин; δ – толщина пластины; b – ширина пластины в осевом направлении.

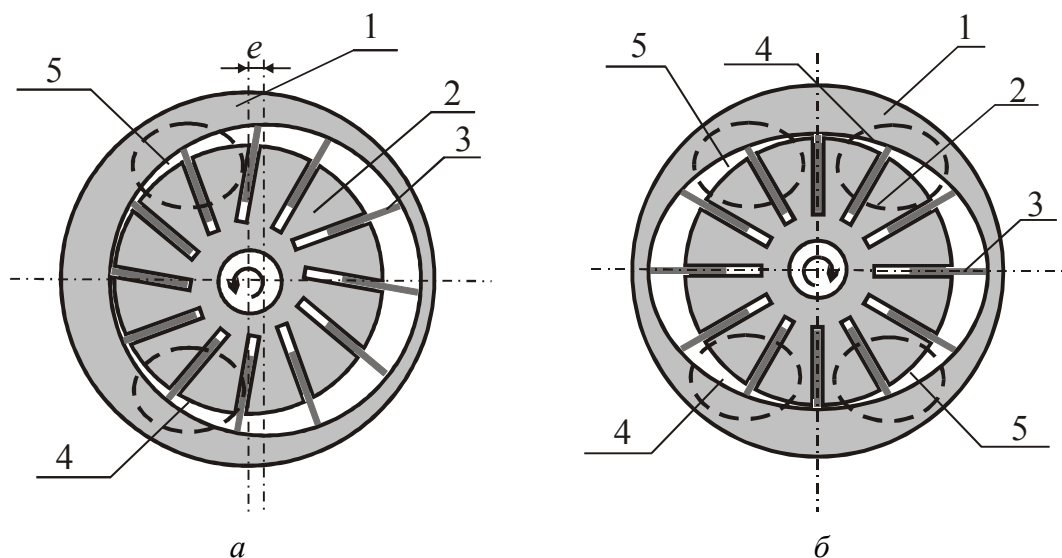


Рис. 2.27

Недостаток пластинчатого насоса однократного действия в том, что ротор испытывает радиальную нагрузку из-за разности давлений в нагнетательной и всасывающей полостях. Этого недостатка лишен насос двукратного действия (рис. 2.27, б), у которого как полости всасывания, так и полости нагнетания расположены диаметрально противоположно. Внутренняя поверхность статора выполнена в виде сопряжения цилиндрических поверхностей, в сечении напоминающего эллипс.

Таким образом, за один оборот ротора дважды осуществляются

операции всасывания и нагнетания между соседними пластинами. Рабочий объем пластинчатого насоса двукратного действия

$$V_0 = 2 \left[\pi (r_1^2 - r_2^2) - \frac{(r_1 - r_2) \delta z}{\cos \alpha} \right] b,$$

где r_1^2 , r_2^2 – большая и малая полуось внутренней поверхности статора.

Объемный КПД пластинчатых насосов составляет 75–98%.

2.3.10. Гидроцилиндры, их основные параметры и расчет

Гидроцилиндры являются наиболее распространенными гидродвигателями, применяемыми в гидросистемах машин, станков, поточных линий и отдельных механизмов. *Гидроцилиндр* – это объемный гидродвигатель, у которого выходное звено (шток, плунжер или корпус гидроцилиндра) совершает ограниченное возвратно-поступательное движение.

Гидроцилиндры имеют следующие основные конструктивные элементы (рис. 2.28): поршень 1 диаметром D , шток 2 диаметром d , цилиндр (гильзу цилиндра) 3, крышки (головки) цилиндра 4 и 5, отверстия для подвода и отвода жидкости 6, уплотнения поршня и штока 7, устройство для отвода воздуха из цилиндра, грязесъемники, тормозные устройства.

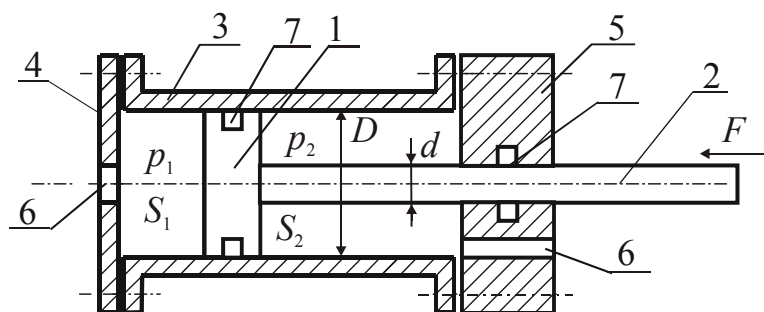


Рис. 2.28

Тормозные устройства применяют для избежания ударов, для обеспечения плавного замедления движения поршня в конце хода. С их помощью происходит поглощение (демпфирование) кинетической энергии движущихся масс.

В приведенном гидроцилиндре при подачи рабочей жидкости под давлением p_1 в отверстие крышки 4 цилиндра поршень начнет поступательное движение слева направо. При этом рабочая жидкость

вытесняется из правой полости через отверстие крышки 5 под давлением p_2 . Усилие на штоке определяется по формуле

$$F = (p_1 S_1 - p_2 S_2) \eta,$$

где $S_1 = \pi D^2 / 4$ и $S_2 = \pi (D^2 - d^2) / 4$ – рабочие поверхности цилиндра слева и справа, соответственно; η – КПД гидроцилиндра. Затем при переключении каналов рабочая жидкость подается в отверстие крышки 5 и поршень передвигается справа налево.

Существует большое многообразие конструкций гидроцилиндров. В гидроцилиндре *одностороннего действия* (рис. 2.29, а) рабочий ход поршня совершается под действием давления жидкости, а возврат, если требуемое усилие невелико, – под действием внешних сил (например, пружины).

Если необходимо обеспечить ход, превышающий длину корпуса цилиндра, то применяют *телескопические гидроцилиндры* (2.29, б), т. е. цилиндры с несколькими штоками. При высоких значениях давления применяют *плунжерные гидроцилиндры* (2.29, в). Гидроцилиндры с реечной передачей, преобразующие поступательное движение штоков в возвратно-поворотное движение исполнительного механизма, называются *поворотными гидродвигателями* (2.29, г). Они нашли широкое применение в робототехнике.

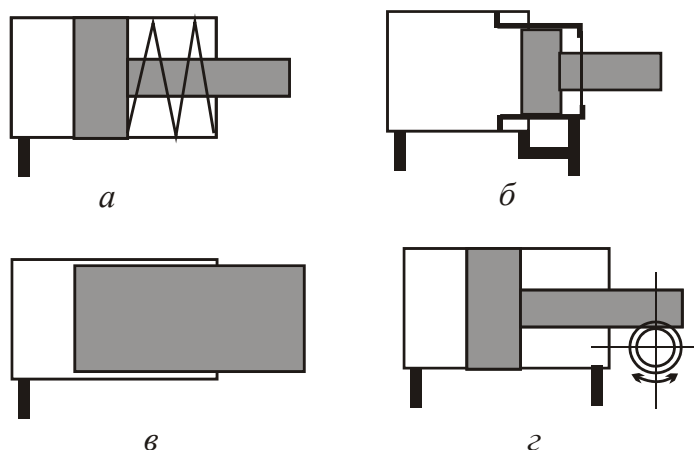


Рис. 2.29

Наиболее широкое применение получили поршневые гидроцилиндры *двухстороннего действия*, у которых движение выходного звена в обоих направлениях осуществляется под действием потока рабочей жидкости. Обычно они выполняются в двух вариантах: *с односторонним штоком* (рис. 2.30, а) и *с двусторонним штоком* (рис. 2.30, б).

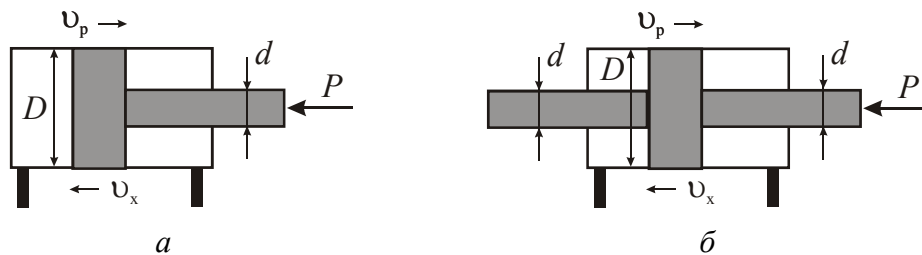


Рис. 2.30

Гидроцилиндры с односторонним штоком применяют с целью уменьшения габаритов гидропривода. Так как скорость и усилие на штоке зависят от рабочей площади поршня, который не одинаков в обоих направлениях (у гидроцилиндров с односторонним штоком $S_1 \neq S_2$), то в таких гидроцилиндрах при одинаковом расходе жидкости Q скорости рабочего v_p и холостого хода v_x будут различными:

$$v_p = \frac{Q}{S_1} = \frac{4Q}{\pi D^2}, \text{ а } v_x = \frac{Q}{S_2} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)}.$$

Усилие на штоке при прямом ходе

$$F = \frac{\pi}{4} [p_1 D^2 - p_2 (D^2 - d^2)] \eta_r \eta_m,$$

при обратном ходе –

$$F = \frac{\pi}{4} [p_1 (D^2 - d^2) - p_2 D^2] \eta_r \eta_m,$$

где η_r , η_m – гидравлический и механический КПД. Значения гидравлического и механического КПД зависят от типа применяемых уплотнений. Так, в гидроцилиндрах с резиновыми кольцевыми уплотнениями $\eta_r \approx 1$, $\eta_m = 0,85 \div 0,95$.

Для обеспечения движения поршня в обоих направлениях с одинаковой скоростью применяют гидроцилиндры с двусторонним штоком с одинаковыми диаметрами обоих штоков ($S_1 = S_2 = \pi(D^2 - d^2)/4$). Если в обе полости подается один и тот же расход Q , то скорость поршня в обоих направлениях

$$v_p = v_x = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)}.$$

Усилие на штоке при прямом и обратном ходе

$$F = \pm \frac{\pi}{4} [(p_1 - p_2)(D^2 - d^2)] \eta_r \eta_m.$$

Определенное соотношение между скоростями в гидроцилиндре с двусторонним штоком можно получить за счет подбора соответствующих диаметров штоков.

Основными параметрами гидроцилиндров являются внутренний диаметр цилиндра (диаметр поршня) D , диаметр штока d . Расчет производят из условия, что гидроцилиндр в процессе работы подвержен воздействию внутреннего давления рабочей жидкости p и внешней нагрузки $F = p \cdot S$.

Обычно нагрузка F известна, а давлением p предварительно задаются в зависимости от величины нагрузки. Из этой формулы определяется рабочая площадь $S = F / p$, а из формулы площади определяют диаметр цилиндра. Для гидроцилиндров с односторонним штоком диаметр определяется по формуле

$$D = \sqrt{4S / \pi}.$$

Для гидроцилиндра с двусторонним штоком

$$D = \sqrt{\frac{4S}{\pi(1 - (d/D)^2)}},$$

где отношение диаметров принимают исходя из условия: $d/D = 0,30 \div 0,35$ при $p < 1,6$ МПа; $d/D = 0,50$ при $p = (1,6 \div 6,3)$ МПа; $d/D = 0,70 \div 0,75$ при $p > 6,3$ МПа.

Для сохранения продольной устойчивости штока должно выполняться соотношение длины штока к диаметру цилиндра $L/D \leq 10$. Если это условие не выдерживается, необходимо задаваться меньшим предварительным давлением и произвести новые расчеты по определению диаметра D .

К рекомендуемому параметру относится диаметр отверстия для подвода и отвода жидкости, который устанавливается по допустимой скорости движения жидкости в отверстии ($v_{\text{доп}} \approx 5$ м/с):

$$d_o = \sqrt{\frac{4Q_{\text{ц}}}{\pi v_{\text{доп}}}}.$$

2.3.11. Тормозные и уплотнительные устройства гидроцилиндров

Тормозные устройства применяют для избежания ударов, для обеспечения плавного замедления движения поршня в конце хода. С их помощью происходит поглощение (демпфирование) кинетической энергии движущихся масс.

Тормозное устройство в виде пружинного демпфера имеет увеличенный габарит и сниженный коэффициент полезного действия гидроцилиндра из-за необходимости установки в нем мощной пружины.

Наибольшее распространения получили тормозные устройства, основанные на заклипании небольшого объема жидкости и вытеснения его через каналы малого сечения (рис. 2.31). При этом происходит необратимое преобразование механической энергии жидкости в тепловую и ее рассеивание.

В тормозном устройстве представленном на рис. 2.31 в конце хода поршня стакан 1 упирается в крышку цилиндра, а жидкость вытесняется из полости 2 через кольцевой зазор между стаканом 1 и поршнем 3. Пружина 4 возвращает стакан в исходное положение при холостом ходе поршня.

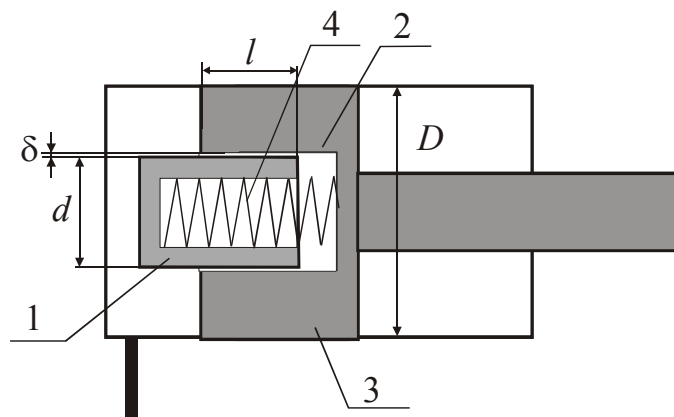


Рис. 2.31

Для определения силы демпфирования при торможении поршня можно воспользоваться известным из гидравлики уравнением для определения утечек рабочей жидкости через узкие щели. Если принять, что режим движения жидкости в кольцевом зазоре ламинарный, то расход жидкости через зазор тормозного устройства будет равен

$$Q_y = S_{\text{ш}} v_y = \pi d \delta \frac{\Delta p \delta^2}{12 \mu l}.$$

Во время торможения поршня расход жидкости через гидроцилиндр равен расходу через тормозное устройство $Q_y = Q$, т. е.

$$\pi d \frac{\Delta p \delta^3}{12 \mu l} = v S_{\text{ст}} = v \frac{\pi d^2}{4}.$$

Тогда перепад давления

$$\Delta p = \frac{3 \mu l v d}{\delta^3}.$$

Определим силу демпфирования

$$F_d = \Delta p S = \frac{3 \mu l v \pi d^3}{4 \delta^3}.$$

Уравнение равновесия сил для поршня имеет вид:

$$F = p_1 \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{\text{шт}}^2) - p_2 \frac{\pi D^2}{4} - F_d,$$

где F – нагрузка на цилиндр.

Следовательно, если нагрузка на цилиндр остается постоянной, то при увеличении F_d снижается p_2 .

Скорость движения поршня при демпфировании

$$v = \frac{1}{3} \frac{\Delta p \delta^3}{\mu l d}.$$

Если принять, что при демпфировании до полной остановки поршня инерция полностью расходуется на выдавливание жидкости через кольцевой зазор, то на основании теоремы об изменении кинетической энергии можно принять

$$\frac{mv^2}{2} = \Delta p S l,$$

где l – путь демпфирования, m – присоединенных к штоку масса подвижных элементов.

Тогда необходимую для демпфирования толщину зазора опре-

делим, используя выражение для перепада давления

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{3\pi\mu l^2 d^3}{2\Delta p t v}}.$$

Уплотнительные устройства предназначены для предотвращения утечек жидкости через зазоры между сопрягаемыми элементами гидропривода. Они возникают вследствие наличия перепадов давлений. Уплотнительные устройства должны быть износостойкими, совместимыми с конструкционными материалами и рабочими жидкостями, удобными для монтажа и демонтажа. Они подразделяются на уплотнения неподвижных и подвижных соединений. В неподвижных неразъемных соединениях герметичность достигается сваркой или пайкой, в разъемных соединениях утечки устраняются несколькими способами: путем деформации уплотняемой поверхности внешней силой; взаимной приработкой уплотняемых поверхностей; заполнением микронеровностей различными прокладками. При всех способах соединения должно быть создано контактное давление (путем затяжки гаек, шпилек), превышающее рабочее в 1,5–3 раза.

Уплотнение подвижных соединений может оказать существенное влияние на эффективность работы гидравлического устройства. При отсутствии уплотнения через зазоры возникают утечки, что приведет к снижению объемного КПД устройства:

$$\eta_o = \frac{Q}{Q + Q_{ут}}.$$

Утечки для цилиндрических поверхностей диаметром d можно определить по формуле

$$Q_{ут} = \pi d \left(\frac{\Delta p \delta^3}{12\mu l} \pm \frac{v}{2} \delta \right),$$

где v – скорость перемещения деталей; δ – зазор между деталями соединения; l – длина перемещения детали.

При использовании уплотнения возникают дополнительные потери энергии на трение уплотнения о поверхности движущихся деталей $F_{тр}$, что приводит к снижению механического КПД устройства

$$\eta_m = \frac{F}{F + F_{тр}}.$$

При выборе уплотнения учитывают: давление в гидросистеме, диапазон изменения рабочих температур, вид и скорость движения соединяемых деталей, тип рабочей жидкости. Правильный выбор уплотнения подвижных соединений позволяет обеспечить высокую эффективность, надежность и долговечность работы гидравлического устройства.

Уплотнение подвижных соединений может быть осуществлено металлическими кольцами, резиновыми кольцами, манжетными уплотнениями, набивочными (сальниковыми) уплотнениями.

Уплотнение металлическими кольцами – одно из самых простых и долговечных, оно применяется в широком диапазоне температур и давлений для уплотнения поршней гидроцилиндров. Материал колец – серый чугун и бронза. Степень герметичности зависит от числа колец в уплотнении. В зависимости от давления и диаметра число колец может быть от 2 до 9. Расстояние между кольцами на качество уплотнения не влияет. Недостатком таких уплотнений является необходимость высокой точности изготовления деталей соединения, т. к. кольца не компенсируют микронеровности, овальность, конусность. Сила трения, создаваемая уплотнениями из металлических колец,

$$F_{\text{тр}} = \pi db(n p_{\text{к}} + p) f_{\text{к}},$$

где d – внутренний диаметр цилиндра (или диаметр штока); b – ширина кольца; $p_{\text{к}}$ – контактное давление (0,1–0,2 МПа); p – давление в гидравлическом устройстве; n – число колец; $f_{\text{к}}$ – коэффициент трения (0,07 при $v > 0,1$ м/с и 0,15 при $v < 0,1$ м/с).

В некоторых соединениях вместо металлических колец применяют кольца, изготовленные из металло-графита, капрона, фторопласта. Применение их уменьшает силу трения, повышает герметичность и износостойкость уплотнения.

Уплотнение резиновыми кольцами является простым, компактным и надежным. Применяют для уплотнения подвижных и неподвижных соединений при $p < 32$ МПа и при скорости перемещения деталей соединения до 0,5 м/с. Герметичность достигается за счет монтажного сжатия кольца и его деформации под давлением жидкости. Материалом для колец служит маслостойкая резина, форма поперечного сечения кольца круглая, иногда прямоугольная. Для предохранения колец от выдавливания в зазор, особенно при больших давлениях, применяют защитные шайбы из текстолита, фторопласта. Недостатком уплотнения резиновыми кольцами является большая сила трения, которая определяется по формуле

$$F_{\text{тр}} = \pi db p f_k.$$

Коэффициент трения зависит от материала, давления, типа рабочей жидкости, скорости движения ($f_k = 0,01 \div 0,18$). При уплотнении резиновыми кольцами утечки практически отсутствуют.

Манжетные уплотнения применяются при давлениях до 50 МПа и скоростях движения до 3 м/с. Манжеты имеют шевронную (рис. 2.32, а) и U-образную форму (рис. 2.32, б).

Манжеты шевронного профиля применяют для герметизации поршней и штоков гидроцилиндров. Уплотнение состоит из опорного кольца 1, нажимного кольца 2 и пакета манжет 3 (рис. 5.20, а). Герметичность соединения обеспечивается за счет деформации манжет опорными и нажимными кольцами при монтаже и давлением рабочей жидкости. Количество манжет в пакете зависит от диаметра и давления и может быть от двух до шести штук. Материал для изготовления манжет и колец – доместик, пропитанный с двух сторон графито-резиновой смесью.

Недостатком уплотнения из манжет с шевронным профилем является громоздкость и сравнительно большая сила трения, которую определяют по формуле

$$F_{\text{тр}} = \pi db k,$$

где $k = 0,22$ МПа – удельная сила трения.

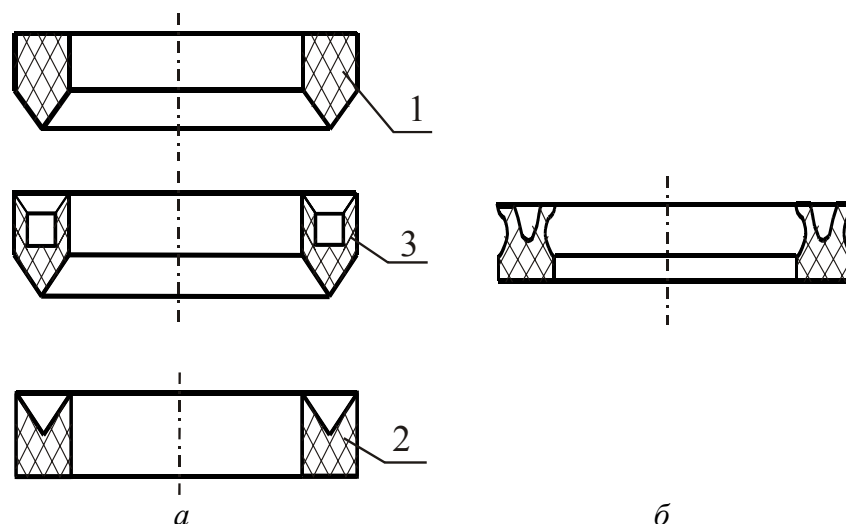


Рис. 2.32

В уплотнении из U-образных манжет герметизация обеспечивается контактной поверхностью за счет деформации при монтаже и дав-

ления жидкой среды. Для изготовления манжет применяют кожу, резину, ПВХ, пластик.

$$F_{\text{тр}} = \pi db(p + p_{\text{к}})f_{\text{к}},$$

где $p_{\text{к}} = 2 \div 5$ МПа – контактное давление; $f_{\text{к}} = 0,02 \div 0,13$ – коэффициент трения.

Набивочное уплотнение (сальниковое) применяется в гидропрессах, гидроцилиндрах и некоторой гидроаппаратуре. Материалом уплотнения служат мягкие (хлопчатобумажные, пеньковые, асбестовые) набивки, пропитанные графитом, жиром. К уплотняемой детали набивка прижимается натяжными втулками с контактным давлением, превышающим рабочее. Сила трения определяется по формуле

$$F_{\text{тр}} = \pi dbk,$$

где $k = 0,04 \div 0,13$ МПа – удельная сила трения.

Недостаток набивочного уплотнения – необходимость периодической регулировки. Набивочное уплотнение применяют редко и в основном при тяжелых режимах работы (при высоких температурах и давлениях).

2.4. Гидроаппаратура

Гидроаппаратом называется устройство, предназначенное для изменения параметров потока рабочей жидкости (давления, расхода, направления движения) или для поддержания их заданного значения. Гидроаппараты делятся на регулирующие и направляющие.

Если гидроаппарат изменяет **параметры** потока рабочей жидкости путем частичного открытия или закрытия проходного сечения, то он является **регулирующим**. Если гидроаппарат изменяет **направления движения** потока рабочей жидкости путем полного открытия или закрытия проходного сечения, то он является **направляющим (распределительным)**.

2.4.1. Направляющая аппаратура.

В гидроприводах возникает необходимость изменять направление движения исполнительных механизмов, обеспечить требуемую последовательность включения в работу этих механизмов. Эти функции могут выполняться специальными гидравлическими аппаратами – гидрораспределителями.

По числу фиксированных положений они подразделяются на: двухпозиционные (рис. 2.33, *а*), трехпозиционные (рис. 2.33, *б*) и многопозиционные. На рис. 2.33, *а* представлен двухпозиционный гидрораспределитель. В исходном положении линия *С* соединена с линией *А*, а линия *В* – с линией *Д*. При переключении распределителя линия *С* будет соединена с линией *В*, а линия *А* – с линией *Д*. На рис. 2.33, *б* представлен трехпозиционный гидрораспределитель. В исходном положении линии закольцованы. При переключении гидрораспределителя влево линия *С* будет соединена с линией *А*, а линия *В* – с линией *Д*. При переключении распределителя вправо линия *С* будет соединена с линией *В*, а линия *А* – с линией *Д*.

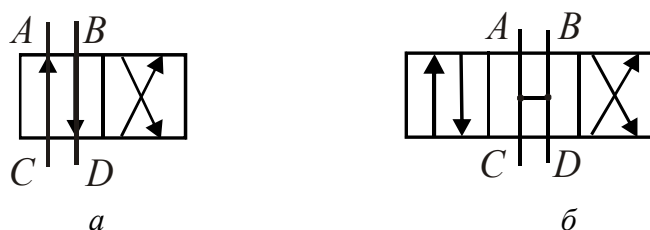


Рис. 2.33

По числу линий подвода и отвода жидкости (ходов) распределители подразделяются на: двухходовые (рис. 2.34, *а*), трехходовые (рис. 2.34, *б*), четырехходовые (рис. 2.34, *в*) и многоходовые. Наибольшее распространение получили четырехходовые. У таких распределителей каждая из рабочих полостей гидроцилиндра попеременно сообщается то с линией слива (холостой ход), то с напорной линией (рабочий ход).

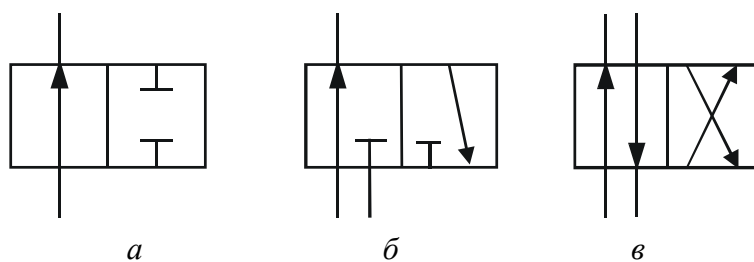


Рис. 2.34

По принципу управления распределители подразделяются:

– с ручным управлением (рис. 2.35, *а*), т. е. переключение осуществляется рукояткой, которая шарнирно присоединена к штоку золотника (применяют в машинах с ручным управлением, у которых продолжительность операций в различных циклах неодинакова);

– с электромагнитным управлением (рис. 2.35, б) (применяют в гидроприводах с дистанционным и автоматическим управлением при относительно небольших давлениях и расходах; достоинством их является быстрое время срабатывания (0,02–0,05 с));

– с управлением от кулачка (рис. 2.35, в), т. е. переключение осуществляется путем воздействия на кулачок какого-либо механизма.

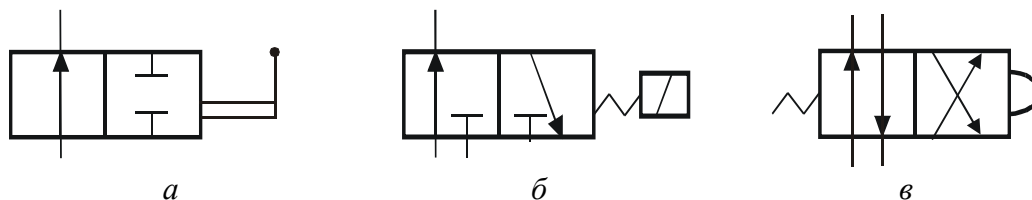


Рис. 2.35

Любое управление гидроаппарата может быть с пружинным возвратом.

По конструкции запорно-регулирующих элементов гидрораспределители делятся на крановые, золотниковые, клапанные.

Крановый распределитель – устройство, в котором распределение жидкости осуществляется поворотом рабочего элемента вокруг своей оси, причем направление потока рабочей жидкости осуществляется перпендикулярно или параллельно оси вращения. Конструктивно рабочий элемент может быть выполнен в виде цилиндрической, конической или шаровой пробки.

Основными элементами простейшего кранового распределителя являются корпус 1 с окнами для подвода и отвода жидкости и пробка 2 с каналами для прохождения жидкости (рис. 2.36). При совпадении каналов в пробке с окнами в корпусе через распределитель протекает жидкость, при перекрытии окон распределитель заперт. При повороте пробки осуществляется изменение направления движения жидкости в системе после распределителя (рис. 2.37, а, б).

На рис. 2.36 представлен неразгруженный крановый распределитель. В таких распределителях давление в камере, связанной с линией нагнетания, не уравнивается давлением с другой стороны. Это приводит к одностороннему прижатию пробки, увеличению момента для ее поворота и утечек жидкости. При больших значениях давления применяют только разгруженные крановые распределители, в которых диаметрально противоположные полости соединены каналом. Недостатком крановых распределителей является то, что их можно применять только при небольших расходах.

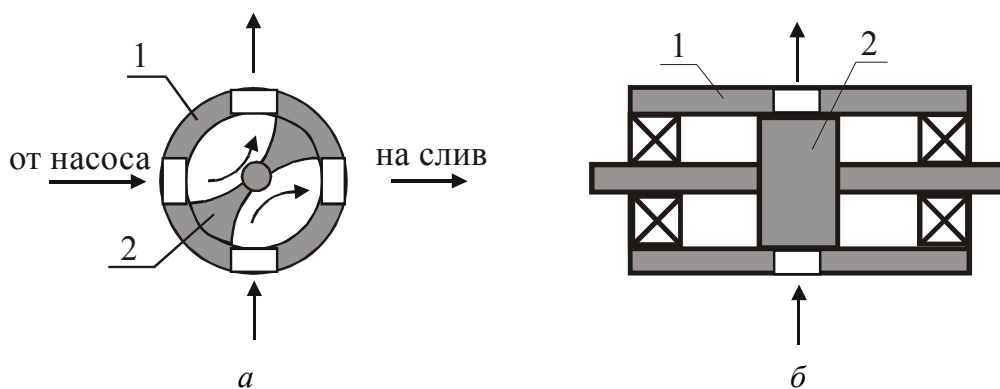


Рис. 2.36

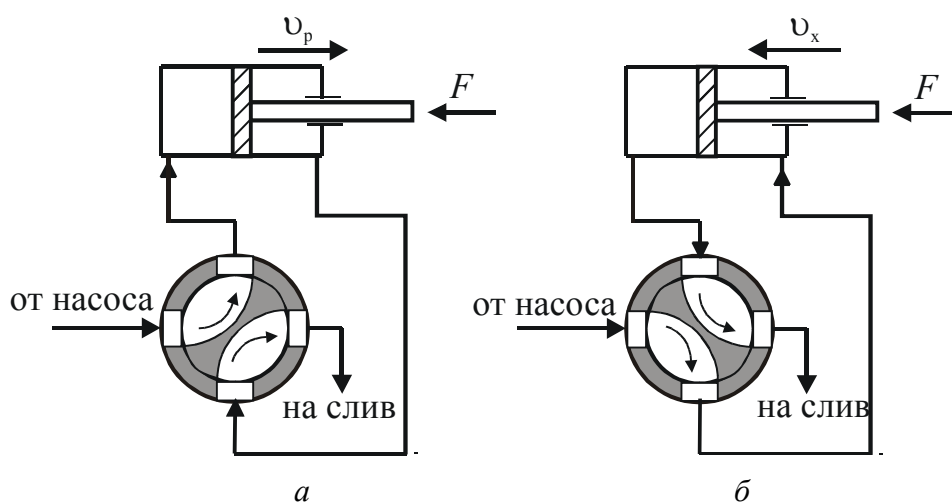


Рис. 2.37

Золотниковый распределитель – устройство, в котором распределение жидкости осуществляется поступательным перемещением рабочего элемента в направлении, перпендикулярном направлению движения потока рабочей жидкости (рис. 2.38). Они получили наибольшее распространение в гидроприводах машин.

Основными элементами этих распределителей являются золотник 1 с поясками и проточками, корпус 2 с окнами для подвода и отвода жидкости. При смещении золотника в ту или иную сторону от нейтрального положения жидкость протекает через распределитель к соответствующим гидролиниям. Недостатком золотниковых распределителей является возможность забивания щелей между золотником и корпусом, что может привести к застреванию золотника. Для предотвращения этого применяют специальные механические и электро-механические устройства, сообщающие колебательные или вращательные движения золотнику. Кроме того, у золотниковых распределителей возможны утечки жидкости.

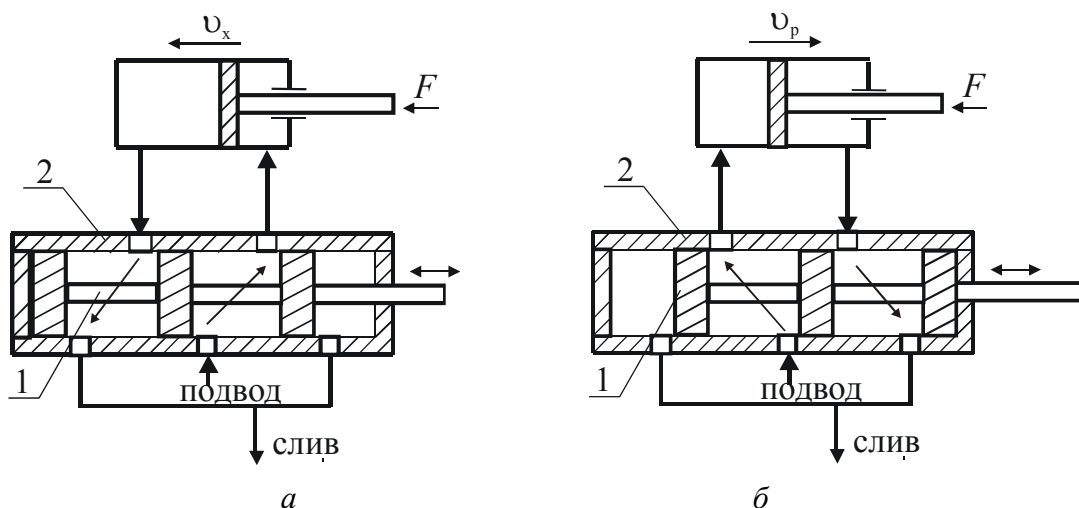


Рис. 2.38

Клапанный распределитель – устройство, в котором распределение жидкости осуществляется последовательно открытием или закрытием расходных окон поступательным перемещением клапана в направлении, совпадающим с направлением движения потока рабочей жидкости.

Достоинством клапанных распределителей является отсутствие утечек под нагрузкой в неподвижном состоянии, что обусловило их применение в гидросистемах с повышенной герметичностью. Клапан выполняют либо конической, либо шаровой формой.

На рис. 2.39 представлена схема клапанной коробки с управлением работы клапанов 1 при помощи кулачкового вала 2. При вращении вала кулачки создают возвратно-поступательное движение клапанов, что обеспечивает периодическую работу гидроцилиндра.

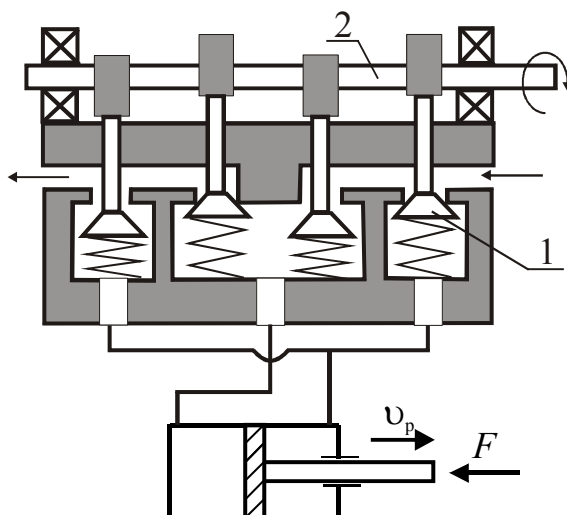


Рис. 2.39

Недостаток клапанных распределителей – увеличенные по сравнению с другими распределителями габариты и масса, а также повышенное усилие для открытия клапана (т. к. необходимо преодолевать силу давления жидкости).

2.4.2. Контрольно-регулирующая аппаратура

К контрольно-регулирующей аппаратуре относятся обратные, напорные и редукционные клапаны; регуляторы, делители и сумматоры потоков; дроссели и т. д.

Обратный клапан – клапан, предназначенный для пропускания жидкости только в одном направлении и защиты гидропривода от обратных потоков жидкости. Основные элементы обратного клапана: корпус 1, запорный элемент 2 и пружина 3 (рис. 2.40). По типу запорного элемента они подразделяются на: шариковые (рис. 2.40, а), конусные (рис. 2.40, б), тарельчатые (рис. 2.40, в) и плунжерные.

Условное обозначение обратного клапана представлено на рис. 2.40, г.

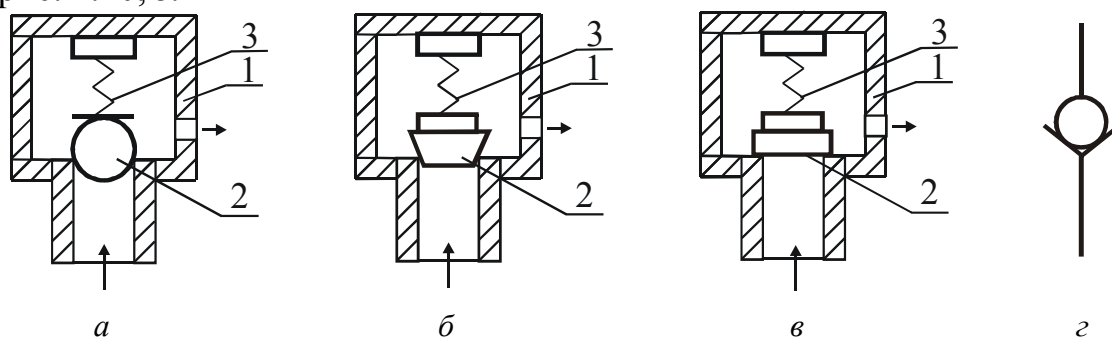


Рис. 2.40

При изменении направления движения потока жидкости клапан опускается на седло и перекрывает проход жидкости. Основные требования к обратному клапану – минимальные сопротивления движению потока в открытом положении и полная герметичность при закрытом положении. Соответственно в обратных клапанах устанавливают пружины с минимальным усилием сжатия, необходимым только для преодоления сил трения клапанов о седла. Герметичность клапанов зависит от качества сопряжения клапана и седла, которое наилучшее у клапанов шарикового и конусного типа.

Напорный клапан предназначен для предохранения гидросистемы от чрезмерного повышения давления или для поддержания в гидросистеме определенного постоянного давления. По назначению на-

порные гидроклапаны делятся на *предохранительные*, которые ограничивают верхний предел давления в системе, и *переливные*, предназначенные для поддержания заданного уровня давления путем непрерывного слива избытка рабочей жидкости. Принципиально переливной клапан от предохранительного отличается только постоянством действия. Это откладывает на его конструкцию более жесткие требования: скорость жидкости, протекающей через клапан, должна быть небольшой (не более 5–8 м/с), чувствительность клапана должна быть высокой.

Принцип действия напорного клапана основан на уравнивании силы давления рабочей жидкости, действующей на клапан, усилием пружины (рис. 2.41, *а*) или другой противодействующей силы.

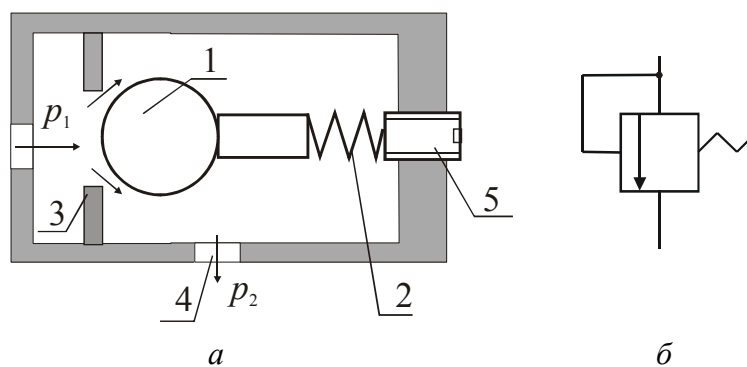


Рис. 2.41

Когда давление жидкости p_1 , действующее на клапан 1, преодолевает усилие затяжки пружины 2, клапан смещается со своего седла 3 и открывает проход для жидкости 4. При понижении давления ниже давления, соответствующего усилию пружины, клапан перекрывает проход. Усилие пружины и, следовательно, допустимое давление устанавливается регулировочным винтом 5. Рабочее давление клапана равно

$$p_1 = F_{\text{пр}} / S = 4c\Delta x / (\pi d^2),$$

где $F_{\text{пр}}$ – сила сжатия пружины; S – площадь клапана; c – коэффициент сжатия пружины; Δx – поджатие пружины (устанавливается регулировочным винтом 5); d – диаметр клапана.

На рис. 2.41, *а* представлен клапан шарикового типа. Также могут применяться конусные и золотниковые напорные клапаны. Клапаны шарикового и конусного типа применяют обычно в качестве пре-

дохранительных клапанов, т. к., несмотря на простоту и надежность, они работают хорошо только эпизодически. При постоянной работе седло клапанов быстро изнашивается и нарушается герметичность системы. Условное обозначение напорного клапана представлено на рис. 2.41, б.

В качестве переливных клапанов, для которых характерно непрерывное движение запорно-регулирующего элемента, применяют напорные клапаны золотникового типа (напорные золотники) (рис. 2.42, а).

Напорный клапан должен отвечать следующим требованиям: высокая герметичность, достаточная пропускная способность во время срабатывания, стабильность поддерживаемого им давления, отсутствие вибрации запорного элемента при срабатывании.

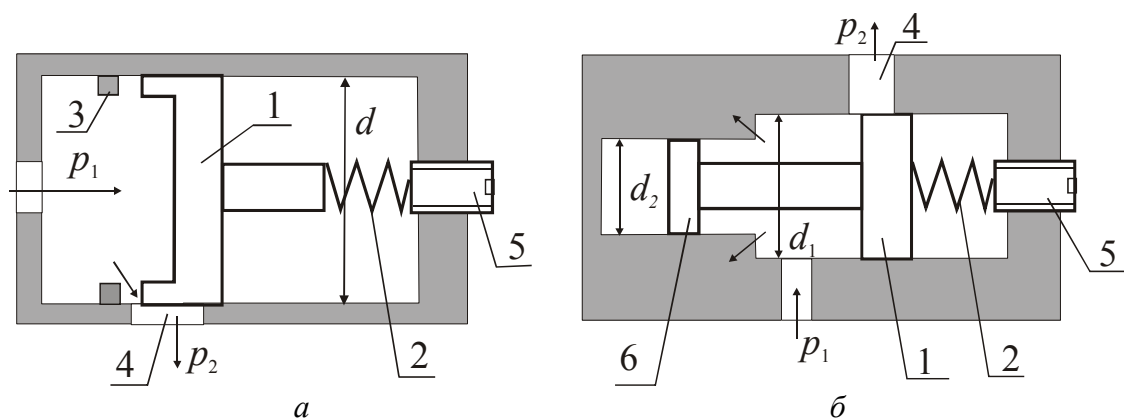


Рис. 2.42

Исправный клапан до срабатывания должен иметь хороший контакт во всех точках поверхности соприкосновения седла с запорным элементом, иначе возникают утечки жидкости, т. е. клапан становится негерметичным. Герметичность клапана обеспечивается жесткостью пружины. При достижении предельного давления пружина сжимается, запорный элемент поднимается над седлом, и через образовавшуюся щель начинает протекать рабочая жидкость. Чем больше давление жидкости, тем больше площадь проходного сечения между седлом и запорным элементом и, следовательно, больше расход через клапан. Расход должен быть достаточным, чтобы исключить повышение давления в системе сверх настроенного. При подъеме запорного элемента усилие сжатия пружины возрастает, в результате давление жидкости, необходимое для удержания запорного элемента в поднятом положении, увеличивается. Очевидно, что нестабильность давле-

ния будет больше, чем жестче пружина.

При больших расходах жидкости клапаны выполняют с большим проходным сечением и значительным размером клапанов. При этом возрастают усилия, действующие на клапаны, и чтоб их преодолеть, устанавливают жесткую пружину, что снижает чувствительность клапана. Для уменьшения действующих сил и размеров пружин применяют дифференциальные золотники (рис. 2.42, б), в которых воздействие жидкости на основной затвор 1 компенсируется воздействием жидкости на уравнивающий плунжер 6. Это приводит к снижению усилия, действующего на пружину, и повышает чувствительность клапана.

$$F_{\text{пр}} = p_1 \pi (d_1^2 - d_2^2) / 4.$$

Редукционный клапан предназначен для понижения давления в гидросистеме и создания определенного постоянного давления на выходе или постоянного перепада давления на входе и выходе клапана. Редукционные клапаны обычно устанавливают в системах, где от одного насоса работает несколько потребителей с разным значением рабочего давления. В этом случае насос рассчитывается на максимальное давление, необходимое для работы одного из потребителей, а перед другими устанавливают редукционный клапан.

В простейшем виде редукционный клапан представляет собой устройство (рис. 2.43, а), плунжер 1 которого усилием пружины 2 отжимается влево и открывает проход жидкости от входной линии 3 высокого давления p_1 к выходной линии 4 пониженного (редуцированного) давления p_2 . Поскольку диаметр сечения конуса затвора 5 равен диаметру уравнивающего плунжера 1, клапан статически уравновешен от сил входного давления жидкости p_1 . Следовательно, положение клапана не зависит от входного давления p_1 , а зависит только от давления p_2 и усилия сжатия пружины:

$$p_2 = F_{\text{пр}} / S = 4c\Delta x / (\pi d^2) = \text{const}.$$

После того как давление в линии 4 превысит величину, на которую рассчитана пружина 2, плунжер под действием давления жидкости будет перемещаться влево и частично или полностью перекроет доступ жидкости в линию пониженного давления, что приведет к снижению давления p_2 . Условное обозначение редукционного клапана постоянного давления на выходе представлено на рис. 2.43, б.

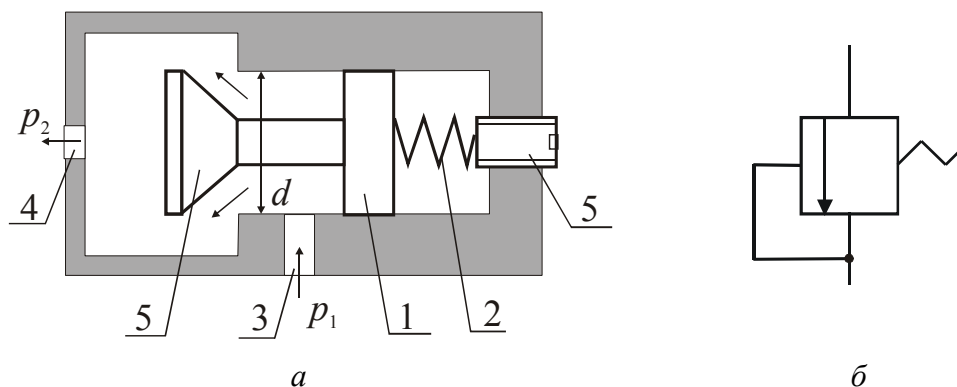


Рис. 2.43

Редукционный клапан постоянного перепада давления представляет собой устройство (рис. 2.44, а), плунжер 1 которого усилием пружины 2 прижимает влево и перекрывает проход жидкости от входной линии 3 высокого давления p_1 к выходной линии 4 пониженного (редуцированного) давления p_2 . В клапане имеется канал пониженного давления, благодаря которому справа от клапана поддерживается давление p_2 . В результате положение клапана не зависит от входного давления p_1 , а зависит только от разности давления $p_1 - p_2$ и усилия сжатия пружины

$$p_1 - p_2 = F_{\text{пр}} / S = 4c\Delta x / \left(\pi(d_1^2 - d_2^2) \right) = \text{const}.$$

При увеличении разности давлений $p_1 - p_2$ сверх установленного плунжер под действием давления жидкости будет перемещаться вправо и частично откроет доступ жидкости в линию пониженного давления, что приведет к увеличению давления p_2 и к снижению разности давлений $p_1 - p_2$. Условное обозначение редукционного клапана постоянного перепада давления представлено на рис. 2.44, б.

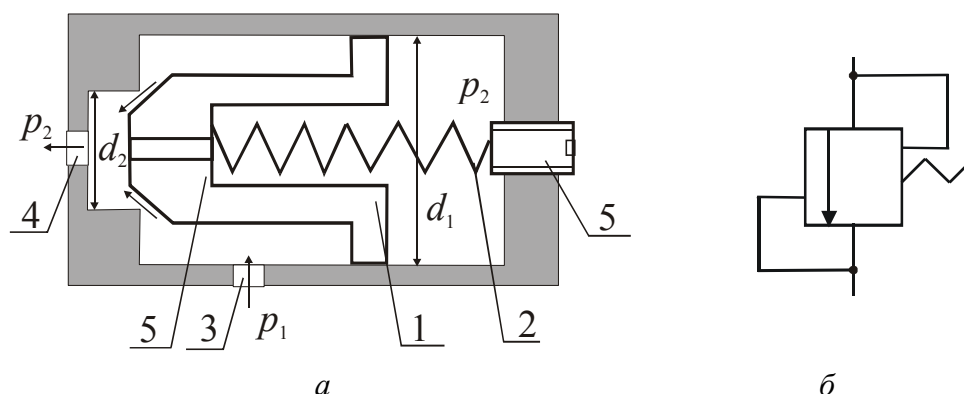


Рис. 2.44

Дроссели и регуляторы расхода применяют для ограничения (регулирования) расхода жидкости.

Дроссель представляет собой гидравлическое сопротивление, предназначенное для снижения давления в потоке рабочей жидкости, проходящей через него. Дроссели также бывают регулируемые (условное обозначение представлено на рис. 2.45, а) и нерегулируемыми (условное обозначение представлено на рис. 2.45, б).

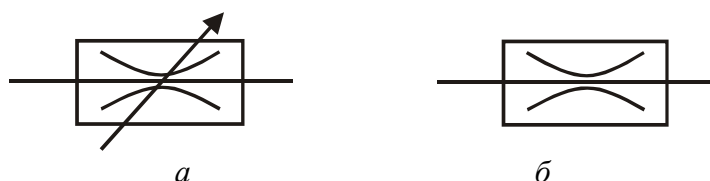


Рис. 2.45

При использовании дросселя расход изменяется в зависимости от нагрузки (или давления), т. е. основной характеристикой дросселя является зависимость потери давления Δp от расхода Q . По принципу действия дроссели различают линейные (вязкостного сопротивления, потери давления в котором определяются преимущественно сопротивлением трения потока жидкости в длинном канале) и нелинейные (квадратичные, инерционного сопротивления с малой длиной канала, потери давления в котором определяются в основном инерционными силами (деформацией потока жидкости и вихреобразованием при внезапном расширении)).

На рисунке 2.46 представлен регулируемый линейный дроссель, который представляет собой штуцер 1 с винтообразными канавками (дроссельный канал) и корпус с отверстиями для входа и выхода рабочей жидкости. Линейные

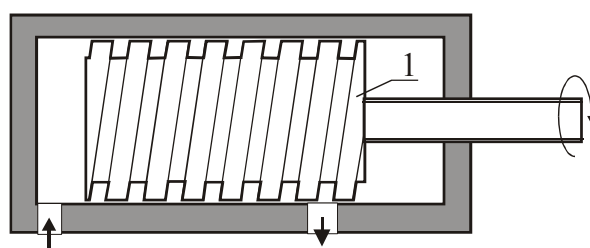


Рис. 2.46

дроссели работают с потоками жидкости при небольших значениях числа Рейнольдса, ввиду чего потеря давления в них обусловлена трением при ламинарном течении, являются линейной функцией расхода жидкости и определяются по формуле Пуазеля

$$Q = \frac{\Delta p a^3 b^3}{8 \rho \nu l (a + b)^2},$$

где l , a и b – соответственно длина, ширина и высота канала; ν – кинематическая вязкость жидкости.

Основным недостатком линейных дросселей является нестабильность характеристики дросселя при изменении температуры рабочей жидкости, обусловленная зависимостью вязкости рабочей жидкости от температуры.

В нелинейных дросселях потери давления связаны с отрывом потока и вихреобразованием, ввиду чего потеря давления в них происходит практически пропорционально расходу жидкости во второй степени, который определяется по формуле

$$Q = \mu S \sqrt{2\Delta p / \rho},$$

где S – площадь проходного сечения; μ – коэффициент расхода, значение которого постоянно для каждого типа дросселя и определяется экспериментально (при $Re > 2 \cdot 10^4$ для приближенных расчетов можно принимать $\mu = 0,6-0,65$).

Потери на трение в нелинейных дросселях практически отсутствуют, благодаря чему расход через дроссель не зависит от вязкости жидкости, и, следовательно, характеристика дросселя остается стабильной в широком диапазоне эксплуатационных температур. Это преимущество нелинейных дросселей определило их широкое применение в гидравлических системах. Основным их недостатком является стачивание с течением времени кромок дросселирующей шайбы при больших скоростях или образование отложений на твердой поверхности (облитерации) при малых скоростях и, следовательно, изменение площади проходного сечения S .

По форме проходного сечения и конструкции регулирующего элемента нелинейные регулируемые дроссели делятся на игольчатые, щелевые и втулочные.

Изменение площади проходного отверстия *игольчатых* дросселей (рис. 2.47, а) достигается за счет осевого перемещения иглы. Преимущество дросселя – простота конструкции, недостаток – невысокая точность регулирования и склонность к облитерации кольцевой щели.

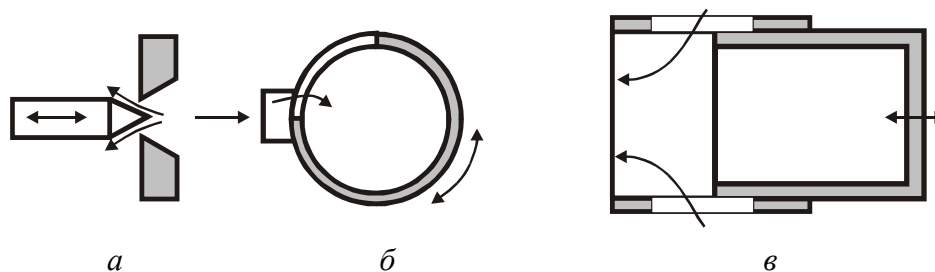


Рис. 2.47

Площадь проходного сечения *щелевых* дросселей (рис. 2.47, б) изменяется при повороте полой пробки, в которой имеется щель. Так как толщина стенки пробки мала, то потери на трение отсутствуют и пропускная способность практически не зависит от вязкости жидкости. В щелевом дросселе не возникает облитерации, однако, вследствие малого сечения щели, расходы через дроссель обычно невелики. Недостаток – из-за одностороннего подвода жидкости при больших перепадах давления на дросселе возникает боковое прижатие пробки к корпусу.

Втулочный дроссель (рис. 2.47, в) состоит из двух втулок: наружной с фигурным отверстием для прохода жидкости и внутренней, перемещающейся в наружной. Регулирование расхода осуществляется изменением площади фигурных отверстий торцом внутренней втулки, не испытывающей боковых прижатий. Втулочный дроссель обеспечивает широкий диапазон регулирования расхода и высокую точность регулирования, мало чувствителен к облитерации.

Из формулы дросселя видно, что расход зависит не только от геометрических параметров (длины канала или площади проходного сечения), но и от Δp , а т. к. перепад давления Δp зависит от нагрузки, приложенной к исполнительному механизму, то при переменной нагрузке с помощью одного дросселя нельзя получить стабильный расход жидкости. В этом случае применяют регуляторы потока.

Регулятор расхода предназначен для обеспечения заданного расхода вне зависимости от перепада давления между входным и выходным патрубком устройства. Он состоит из дросселя и клапана разности давления, поддерживающего постоянный перепад давления на дросселе (условное обозначение представлено на рис. 2.48). Типы дросселей и клапанов в регуляторах расхода применяют аналогичные приведенным ранее.

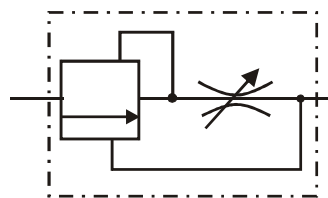


Рис. 2.48

Делитель потока предназначен для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в двух потоках, независимо от давлений перед и после регулятора. Условное обозначение делителя потока представлено на рис. 2.49. Его обычно применяют для синхронизации выходных скоростей нескольких гидродвигателей (силовых цилиндров), питающихся от одного насоса. Например, от одного насоса осуществляется подвод жидкости к двум гидромоторам, приводящим в дви-



Рис. 2.49

жение гусеничный трактор (каждый двигатель передает движение отдельной гусенице). В этом случае для прямолинейного поступательного движения машины необходимо, чтобы в каждый гидромотор, независимо от нагрузки, поступал одинаковый расход рабочей жидкости, т. е. необходимо разделить расход жидкости от насоса на две равные части. Делители потока по принципу действия делятся на объемные и дроссельные.

Делителями объемного типа являются спаренные (соединенные валами) два гидромотора (рис. 2.50, а), которые вращаются с одинаковой частотой и служат расходомерными устройствами (дозаторами), пропускающими через себя за один оборот количество жидкости, равное рабочему объему гидромотора. Если в схеме задействованы два одинаковых гидромотора, то поток жидкости будет разделен на равные части $Q/2$.

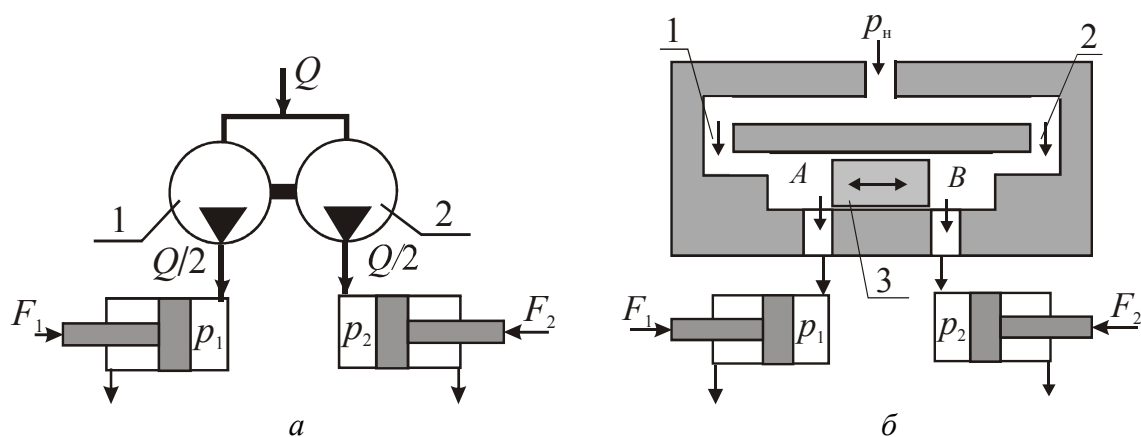


Рис. 2.50

При равенстве внешней нагрузки цилиндров ($F_1 = F_2$ и $p_1 = p_2$) перепад давления в гидромоторах обусловлен лишь трением. Гидромоторы работают в холостом режиме, поэтому утечки жидкости в них отсутствуют, т. е. объемный КПД их примерно равен единице, вследствие чего подобная схема синхронизации отличается высокой точностью. При изменении внешней нагрузки гидродвигателей ($F_1 < F_2$) и равенство давлений в них нарушается ($p_1 < p_2$). В результате этого в линии недогруженного первого гидродвигателя появится избыток мощности. Находящийся на этой линии гидромотор вступит в работу в качестве привода второго гидромотора, расположенного на линии перегруженного гидродвигателя. Последний в этом случае будет работать в режиме насоса, повышающего давление сверх давления питания p_n до величины, необходимой для преодоления сопротивления в

линии перегруженного гидродвигателя.

Перепад давления на гидромоторах (без учета сил трения сил в системе) равен

$$\Delta p = p_n - p_1 = p_2 - p_n = \pm 0,5(p_2 - p_1).$$

Знак « $\leftrightarrow$ » показывает, что один гидромотор работает в качестве насоса, а коэффициент 0,5 обусловлен тем, что мощность для компенсации разницы в нагрузках (F_1 и F_2) распределяется поровну между обоими гидромоторами. Тогда давление в линии питания $p_n = 0,5(p_1 + p_2)$.

Следовательно, при нулевой нагрузке первого цилиндра ($F_1 = 0$) оба гидромотора работают с перепадом давления равным давлению линии питания $\Delta p = \pm p_n = \pm 0,5 p_2$.

Из *дроссельных делительных устройств* наиболее распространено устройство, деление потока в котором осуществляется с помощью двух дроссельных шайб и 1, 2 и плавающего плунжера 3 регулируемого дросселя, автоматически обеспечивающего равенство давления в камерах A и B , связанных с полостями гидродвигателя (рис. 2.50, б).

Плунжер, при равных нагрузках $F_1 = F_2$ гидродвигателей (соответственно, равных давлениях $p_1 = p_2$) находится в нейтральном положении между камерами A и B . При изменении внешней нагрузки гидродвигателей ($F_1 < F_2$) и равенство давлений в них нарушается ($p_1 < p_2$). Плунжер, в результате создавшейся разности в камерах A и B , переместится в направлении камеры A с меньшим давлением и частично перекроет соответствующий канал питания двигателя, вследствие чего суммарные сопротивления (а следовательно, и расходы жидкостей) ветвей обоих двигателей уравниваются.

В том случае, если движение поршня одного из цилиндров прекратится, плунжер под действием избыточного давления полностью перекроет окно питания парного цилиндра, в результате движение второго поршня также прекратится.

Из приведенного следует, что любое изменение рабочего давления p_1 и p_2 в гидроцилиндрах будет сопровождаться равным, но противоположным по знаку изменением регулируемого сопротивления каналов питания, обусловленного смещением дроссельного плунжера. Однако в действительности вследствие трения плунжера возникает некоторая погрешность деления по расходу, причем с уменьшением расхода относительная ошибка деления возрастает.

В объемном делителе потока осуществляется передача избыточ-

ной энергии из одной линии в другую, где этой энергии недостаток. В отличие от объемного в дроссельном делителе потока происходит рассеивание избыточной энергии, т. е. объемные делители потока более экономичны. Однако из-за своей простоты изготовления дроссельные делители потока получили большее распространение.

2.5. Вспомогательные устройства гидропривода

Вспомогательные устройства гидропривода можно разделить на два вида: устройства, обеспечивающие заданные параметры рабочей жидкости (фильтры, сепараторы, теплообменники, гидробаки) и устройства, улучшающие качество работы гидропривода (гидроаккумуляторы, гидроклапан выдержки времени и т. д.).

2.5.1. Устройства, обеспечивающие заданные параметры рабочей жидкости

Гидравлические фильтры (условное обозначение представлено на рис. 2.51, *а*) предназначены для очистки рабочей жидкости от механических примесей, попадающих в гидросистему в результате недостаточной очистки и промывки деталей и узлов при изготовлении, в момент мон-

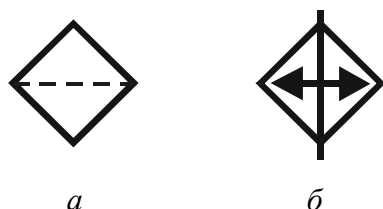


Рис. 2.51

тажа и ремонтных работ, в момент заливки рабочей жидкости и образующихся при износе и коррозии деталей в процессе эксплуатации. Механические примеси ухудшают смазку трущихся поверхностей, приводя к интенсивному их износу, засоряют проходные отверстия гидроаппаратов, спо-

собствуют окислению и разрушению масел. Поэтому от чистоты рабочей жидкости зависит срок службы и надежность работы гидропривода.

В зависимости от конструкции фильтры бывают щелевыми, сетчатыми, пористыми. В качестве фильтрующего материала в щелевых и сетчатых фильтрах используют металлические сетки и пластинки. Они обеспечивают грубую (более 0,1 мм) и нормальную (более 0,05 мм) очистку рабочей жидкости. Пористые фильтры (керамика, ткань, бумага.) обеспечивают тонкую очистку (до 5 мкм) и применяются в гидроприводах редко.

К основным параметрам фильтра относятся: тонкость фильтрования, номинальное давление жидкости, номинальный расход жидкости

при номинальном давлении. Гидравлическая характеристика фильтра выглядит следующим образом:

$$Q = qS\Delta p / \mu ,$$

где q – удельная пропускная способность материала, $\text{м}^3/\text{м}^2$; Δp – перепад давления на фильтре, Па; μ – динамический коэффициент вязкости жидкости, Па·с.

Сепаратор – устройство, служащее для отделения твердых частиц, в которых очистка рабочей жидкости происходит под воздействием каких-либо сил. В зависимости от природы силы сепараторы делятся на центробежные, магнитные, электростатические и отстойники (отделение твердых частиц происходит под действием силы тяжести).

Магнитные сепараторы позволяют осуществлять тонкую очистку рабочей жидкости и более эффективны по сравнению с пористыми фильтрами, т. к. менее подвержены загрязнению и не создают больших гидравлических сопротивлений.

Включение фильтров и сепараторов в гидросистему производится по двум схемам: последовательная (осуществляется фильтрация всей рабочей жидкости) и параллельная (осуществляется фильтрация только части потока рабочей жидкости, направляемого к наиболее ответственным агрегатам). В большинстве случаев целесообразно использовать в гидросистеме обе схемы фильтрации (применять последовательный фильтр грубой или нормальной очистки, а перед ответственным агрегатом устанавливать фильтр или сепаратор тонкой очистки).

Последовательный фильтр может устанавливаться: во всасывающую линию насоса (дополнительное сопротивление на всасывающей линии может привести к возникновению кавитации), в напорную линию после насоса (насос работает на неочищенной жидкости, а фильтр находится под большим давлением), в сливную линию (весь гидропривод работает на неочищенной жидкости). В зависимости от места установки очистителей в гидросистеме различают фильтры и сепараторы высокого и низкого давления. Последние можно устанавливать только на всасывающих и сливных гидролиниях.

Теплообменник (условное обозначение представлено на рис. 2.51, б) – устройство, предназначенное для обеспечения заданной температуры рабочей жидкости. Теплообменные аппараты по назначению делятся на нагреватели и охладители жидкости.

В гидроприводах, как правило, рабочую жидкость необходимо охлаждать, т. к. при нагреве ее вязкость уменьшается, что ухудшает

КПД гидравлических машин. Температура рабочей жидкости не должна превышать 55–60°C в гидроприводах стационарных и 80°C – в гидроприводах мобильных машин. В гидроприводах применяют два типа теплообменников: с воздушным и водяным охлаждением. Теплообменники с водяным охлаждением компактнее и эффективнее воздушных.

Нагреватели устанавливают в гидроприводах при работе в условиях низких (минусовых) температур для предотвращения образования льда из конденсата, находящегося в масле, а также для облегчения запуска гидропривода (большая вязкость рабочей жидкости увеличивает сопротивление гидравлической системы). В этом случае при запуске гидропривода насос некоторое время не будет прокачивать рабочую жидкость и может выйти из строя.

Гидробак – устройство, служащее для хранения рабочей жидкости, с целью ее использования в процессе работы гидропривода. При этом гидробак, как правило, также осуществляет функции отстойника и охладителя рабочей жидкости. Гидробаки делятся на атмосферные (открытые) (условное обозначение представлено на рис. 2.52, а) и с избыточным давлением (закрытые) (условное обозначение представлено на рис. 2.52, б).



Рис. 2.52

Гидробак (рис. 2.53) состоит из следующих основных элементов: корпус 1, труба сливная 2, труба всасывающая 3, заливная пробка 4 с дренажным отверстием для выравнивания давления и воздушным фильтром, сливная пробка 5, перегородка 6.

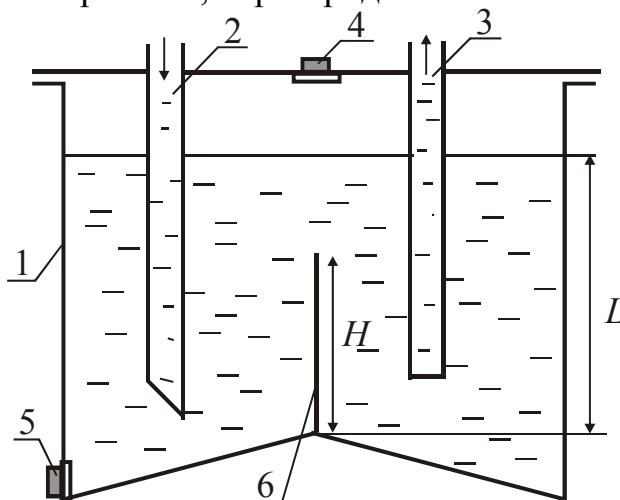


Рис. 2.53

Объем гидробака определяется по формуле $V = (2 \div 3)Q$, где Q – подача насоса, л/мин. Перегородка б предназначена для улучшения осаждения твердых частиц, отделения воздуха и охлаждения рабочей жидкости. Ее высота H обычно принимается равной $\frac{2}{3}L$, где L – уровень рабочей жидкости в баке.

2.5.2. Устройства, повышающие качество работы гидропривода

Гидроаккумулятор – устройство, служащее для накопления энергии рабочей жидкости с последующим ее использованием. Гидроаккумулятор выполняет следующие функции:

- понижает мощность насоса до средней мощности потребителя;
- обеспечивает работу гидропривода в период пауз питающего насоса;
- уменьшает пульсации давления в системе;
- поглощает инерционные нагрузки гидродвигателей;
- компенсирует изменение объема рабочей жидкости при изменении температуры.

По способу накопления энергии различают гидроаккумуляторы: грузовые (условное обозначение представлено на рис. 2.54, а), пружинные (условное обозначение представлено на рис. 2.54, б) и пневмоаккумуляторы (за счет сжатия газа) (условное обозначение представлено на рис. 2.54, в).

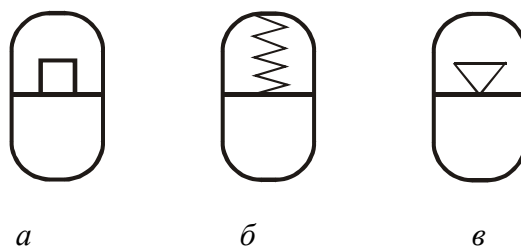


Рис. 2.54

Основными параметрами гидроаккумуляторов являются номинальная вместимость V_H и номинальное давление p_H .

Грузовой аккумулятор состоит из цилиндра, плунжера площадью S и груза весом G . При зарядке аккумулятора плунжер вместе с грузом поднимается, а при разрядке опускается. Принципиальное отличие грузовых аккумуляторов в том, что они поддерживают постоянное давление вне зависимости от заполнения аккумулятора ($p_H = mg / S$). Однако из-за своих увеличенных габаритов они применяются редко.

Пружинный аккумулятор состоит из цилиндра, поршня и пружины, помещенной в корпус. При зарядке аккумулятора поршень перемещается, сжимая пружину, а при разрядке аккумулятора поршень под воздействием пружины перемещается в другом направлении, вы-

тесня жидкость. Емкость (полезный объем) аккумулятора определяется по формуле

$$V_{\text{н}} = h S = \frac{p_{\text{max}} - p_{\text{min}}}{c} S^2,$$

где S – площадь цилиндра; h – ход поршня; p_{max} , p_{min} – максимальное и минимальное давление в аккумуляторе; c – жесткость пружины.

Недостаток пружинных аккумуляторов – неравномерность давления в начале и в конце цикла разрядки, а также сравнительно малая вместимость.

Пневмогидравлические аккумуляторы выполняются в виде емкости, имеющей две полости: в одной находится газ, в другой – аккумулярующая жидкость. Конструктивно аккумулятор может быть выполнен без разделения и с разделением полостей поршнем или мембранной (специальным упругим разделителем). Форма пневмогидроаккумулятора может быть разнообразной, хотя по прочности наиболее выгодна сферическая форма.

Аккумулятор без разделителя газовой и жидкой среды имеет следующие недостатки: возможность насыщения жидкости газом, необходимость частой подзарядки газом, использование аккумулятора только в вертикальном положении, необходимость специальных устройств за контролем уровня жидкости в аккумуляторе.

Недостатки поршневых пневмогидроаккумуляторов: сравнительно большая сила трения в уплотнении поршня, зависимость работоспособности от качества уплотнения, громоздкость, высокая стоимость.

Емкость (полезный объем) пневмоаккумулятора с упругим разделителем определяется по формуле

$$V_{\text{н}} = V_{\text{к}} \left[\left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{min}}} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{max}}} \right)^{\frac{1}{n}} \right],$$

где $V_{\text{к}}$ – конструктивный объем аккумулятора; $V_{\text{к}} = V_{\text{н}} + V_{\text{г}}$; $V_{\text{г}}$ – объем газового резервуара; $p_{\text{н}}$ – номинальное давление газа в резервуаре; $n \approx 1,4$ – показатель политропы газа.

Разрядку аккумулятора не доводят до полного вытеснения из него жидкости, а оставляют некоторый объем. С этой целью номинальное (начальное) давление $p_{\text{н}}$ газа должно быть меньше минимального

давления $p_{\min}$ в гидросистеме.

Пневмогидроаккумулятор с упругим разделителем является наилучшей конструкцией; он не требует частой подзарядки газом, безынерционен, малогабаритен, пригоден к эксплуатации после длительного перерыва в работе и в любом положении.

Гидроклапаном выдержки времени называется направляющий гидроаппарат для пуска или остановки потока жидкости через заданный промежуток времени после подачи управляющего сигнала. Гидроклапаны выдержки времени применяют для создания временной паузы между следующими друг за другом операциями технологического процесса, а также для задержки команд на включения и выключения других элементов гидропривода.

Принципиальная схема гидроклапана выдержки времени представлена на рис. 2.55. Время срабатывания клапана определяется временем, необходимым для вытеснения жидкости из гидроемкости 1. Поршень 3 приводит в движение пружина 4, а рычагом 5 осуществляется нажатие на штифт микропереключателя 6. Зарядка емкости клапана выдержки времени происходит через обратный клапан 7.

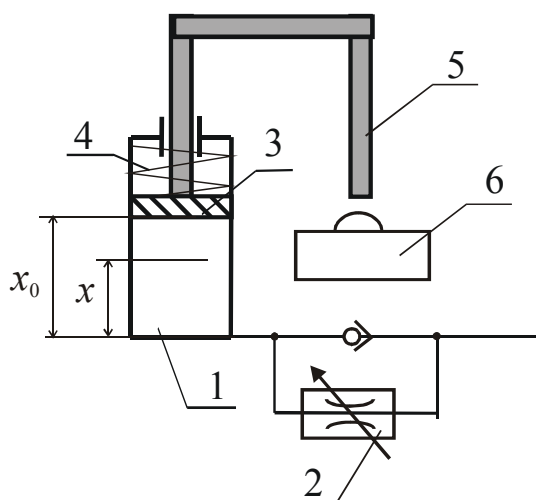


Рис. 2.55

При движении поршня вниз за время dt из емкости 1 будет вытеснена жидкость в объеме $dV = -Fdt$ (знак минус указывает на то, что когда поршень опускается объем жидкости в емкости уменьшается). За это же время через дроссель 2 пройдет жидкость в количестве $dV = Qdt$. Считая жидкость несжимаемой, определим время опускания поршня на величину dx :

$$dt = -\frac{Sdx}{Q} = -\frac{Sdx}{\mu S_{\text{др}} \sqrt{2gH}}.$$

Напор жидкости H на дросселе складывается из напора создаваемого пружиной за вычетом противодействия Δp за дросселем:

$$H = \frac{F_{\text{пр}} + cx}{\rho g S} - \frac{\Delta p}{\rho g},$$

где S – площадь поперечного сечения емкости клапана, $S_{\text{др}}$ – площадь проходного сечения дросселя, c – жесткость пружины клапана, $F_{\text{пр}}$ – начальное усилие сжатия пружины.

Время истечения из емкости всей жидкости, т. е. время срабатывания клапана, составит

$$\begin{aligned} t &= -\int_{x_0}^0 \frac{Sdx}{\mu S_{\text{др}} \sqrt{2g \left(\frac{F_{\text{пр}} + cx}{\rho g S} - \frac{\Delta p}{\rho g} \right)}} = \\ &= \frac{2S^2 \sqrt{\rho g} \left(\sqrt{\frac{F_{\text{пр}} + cx_0}{S} - \Delta p} - \sqrt{\frac{F_{\text{пр}}}{S} - \Delta p} \right)}{\mu S_{\text{др}} c \sqrt{2g}}, \end{aligned}$$

где x_0 – высота подъема поршня в емкости клапана.

Из формулы видно, что время срабатывания клапана можно изменять, регулируя площадь проходного сечения дросселя $S_{\text{др}}$.

Надежность работы гидроклапанов выдержки времени зависит от объема гидроемкости. Чем больше объем емкости, тем больше площадь проходного сечения дросселя. Тем меньше вероятность засорения дросселя.

2.6. Основные системы и способы регулирования гидравлического привода

По схеме циркуляции рабочей жидкости гидроприводы могут быть:

- с замкнутой системой циркуляции (рис 2.56, а) (рабочая жидкость из гидродвигателя 2 поступает во всасывающую линию насоса 1);
- с разомкнутой системой циркуляции (рис 2.56, б) (рабочая жидкость постоянно сообщается с масляным баком 3, где давление равно атмосферному).

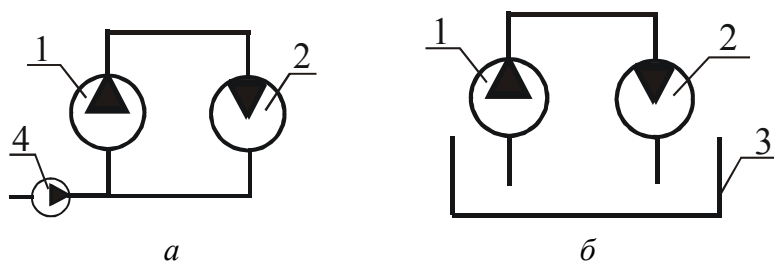


Рис. 2.56

Достоинство разомкнутой системы циркуляции – простота, хорошие условия для очистки и охлаждения жидкости. Недостаток – громоздкость, большая масса, а также ограниченная частота вращения насоса из условия его безкавитационной работы. В замкнутой системе циркуляции для компенсации возможных утечек специальным подпиточным насосом 4 подается рабочая жидкость.

По возможности регулирования гидроприводы могут быть регулируемыми и нерегулируемыми. Регулирование может быть объемным (используются гидравлические машины с возможностью регулирования их рабочего объема), дроссельным (используются гидрорегуляторы потока). Дроссельное регулирование энергетически менее экономичное, чем объемное, т. к. при нем уменьшается (рассеивается) энергия потока и снижается КПД гидропривода. Однако объемное регулирование требует более сложного, а, следовательно, и более дорогостоящего оборудования (регулируемого насоса или гидродвигателя).

На рис. 2.56 представлен объемный регулируемый гидравлический привод с разомкнутой системой циркуляции. Насосом 1 рабочая жидкость подается в напорную линию 2 и далее через распределитель 3 и дроссель 5 в гидродвигатель 4. При левом положении распределителя совершается рабочий ход гидроцилиндра, при правом – холостой ход. Для изменения скорости движения штока гидроцилиндра предусмотрен регулируемый дроссель 5. Из гидродвигателя 4 жидкость по сливной линии 6 через распределитель 4 поступает в гидравлический бак 7. На холостом ходу жидкость в гидравлический бак поступает по дополнительной линии, где установлен обратный клапан 8. Для охлаждения рабочей жидкости на сливной линии установлен теплообменник 9. Для поддержания заданного давления на сливной линии установлен напорный клапан 10. Для предохранения от повышения давления в системе предусмотрена установка предохранительного клапана 11. На напорной линии 2 установлен последовательный фильтр грубой очистки 12, а на сливной линии – фильтр тонкой очистки 13.

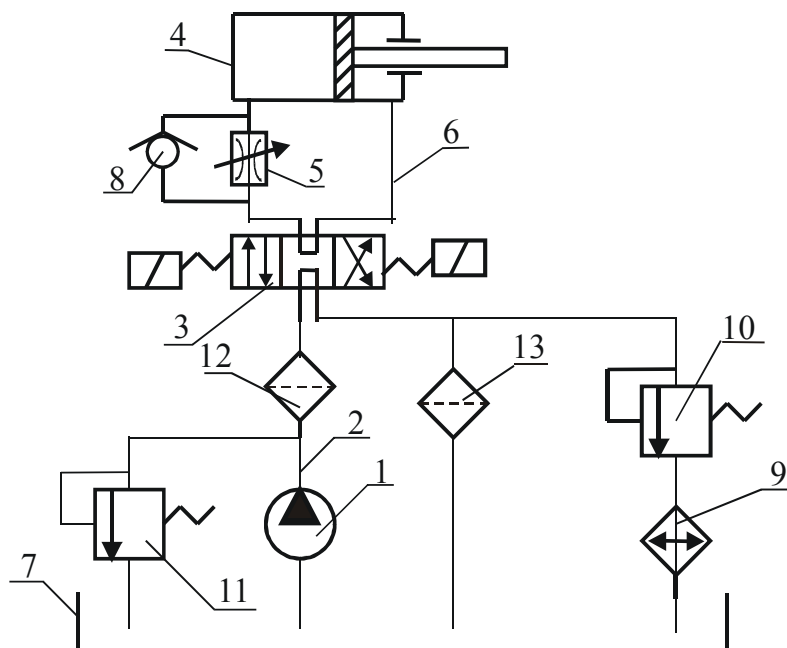


Рис. 2.56

2.6.1. Дроссельный способ регулирования гидропривода

Дроссельный способ регулирования гидропривода основан на том, что часть подаваемой насосом жидкости отводится в сливную линию, не совершая работы. При этом регулятор скорости (дроссель) может быть установлен последовательно (рис. 2.57, а) с гидродвигателем или параллельно (рис. 2.57, б) ему.

При последовательном включении (рис. 2.57, а) излишки рабочей жидкости поступают в сливную линию через напорный клапан 2, который в данном случае является переливным. Следовательно, давление p_n , создаваемое насосом 1, определяется настройкой переливного клапана 2 и в процессе работы остается постоянным. При этом мощность насоса также постоянна, независимо от нагрузки на выходном звене гидроцилиндра 3:

$$N_n = p_n Q_n / \eta_n.$$

Без учета потерь давления и утечек в гидролинии давление и расход гидродвигателя равны

$$p_d = p_n - \Delta p_{др}, \quad Q_d = Q_n - \Delta Q,$$

где $\Delta p_{др}$ – перепад давления на дросселе; ΔQ – утечки жидкости через переливной клапан.

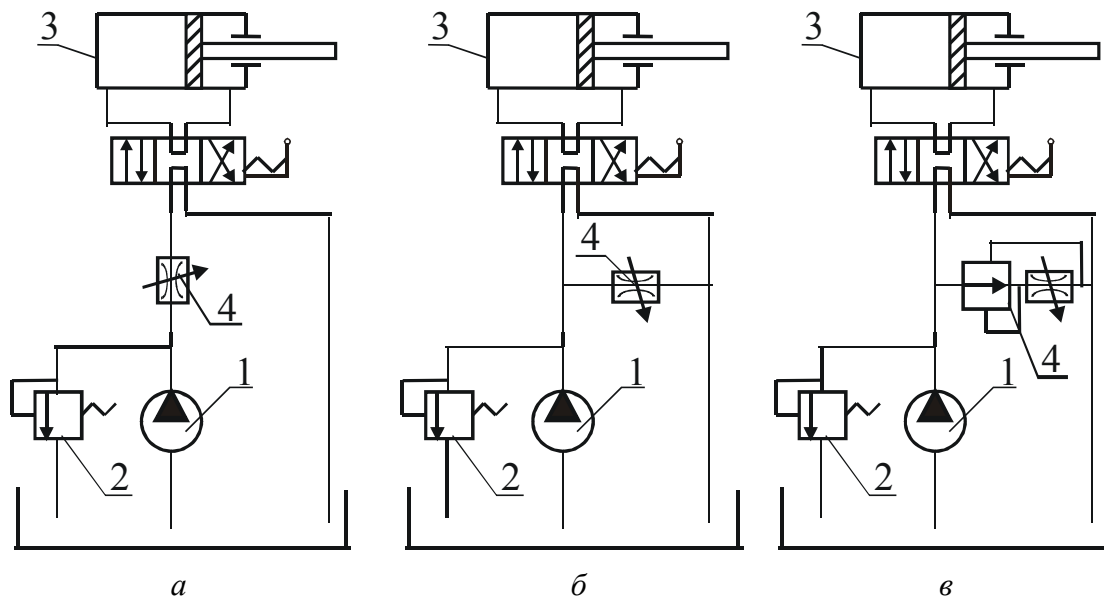


Рис. 2.57

Перепад давления на дросселе можно определить из уравнения расхода для квадратичного дросселя:

$$\Delta p_{\text{др}} = (Q_{\text{др}} / \mu S_{\text{др}})^2 \rho / 2,$$

где $S_{\text{др}}$ – площадь проходного отверстия дросселя.

Тогда расход жидкости через двигатель равен

$$Q_{\text{д}} = Q_{\text{др}} = \mu S_{\text{др}} \sqrt{2(p_{\text{н}} - p_{\text{д}}) / \rho}.$$

Усилие на выходном звене гидроцилиндра

$$F = p_{\text{д}} S_{\text{п}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{м}},$$

а скорость поршня гидроцилиндра

$$v_{\text{п}} = Q_{\text{д}} \eta_{\text{о}} / S_{\text{п}} = \mu \eta_{\text{о}} \frac{S_{\text{др}}}{S_{\text{п}}} \sqrt{2 \left(p_{\text{н}} - \frac{F}{S_{\text{п}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{м}}} \right) / \rho},$$

где $S_{\text{п}}$ – эффективная площадь поршня гидроцилиндра; $\eta_{\text{г}}$, $\eta_{\text{м}}$ и $\eta_{\text{о}}$ – гидравлический, механический и объемный КПД гидроцилиндра соответственно.

При параллельном включении дросселя и гидродвигателя (рис. 2.57, б) рабочая жидкость, подаваемая насосом, разделяется на два потока. Один поток проходит через гидродвигатель 3, а излишки рабочей жидкости проходят через дроссель 4. При этом напорный

клапан 2 выполняет функции предохранительного клапана, а давление и расход гидродвигателя определяются по формулам

$$p_d = p_n = \Delta p_{др}, \quad Q_d = Q_n - Q_{др}.$$

Используя уравнение расхода для квадратичного дросселя, получим выражение расхода жидкости через двигатель

$$Q_d = Q_n - \mu S_{др} \sqrt{2 p_d / \rho}.$$

Скорость поршня гидроцилиндра равна

$$v_n = Q_d \eta_o / S_n = \eta_o \left(\frac{Q_n}{S_n} - \mu \frac{S_{др}}{S_n} \sqrt{\frac{2F}{\rho S_n \eta_r \eta_m}} \right).$$

При параллельном регулировании гидропривода точность регулирования скорости и ее стабильности при изменении нагрузки ниже, чем при последовательном регулировании. Достоинством схемы является то, что дросселирование происходит при меньшем перепаде давления, жидкость нагревается меньше и поступает, минуя гидропривод, прямо на слив.

КПД управления гидроприводом определяется как отношение мощности двигателя к мощности насоса:

$$\eta_{уп} = \frac{N_d}{N_n} = \frac{p_d Q_d}{p_n Q_n}.$$

При параллельном включении дросселя потери мощности происходят только в дросселе, а КПД управления определяется по формуле

$$\eta_{уп} = Q_d / Q_n = 1 - S_{др} / S_{др.max},$$

где $S_{др.max}$ – максимальная площадь проходного отверстия дросселя (полное открытие дросселя).

При последовательном включении дросселя потери мощности происходят одновременно в дросселе и в переливном клапане, а КПД управления определяется по формуле

$$\eta_{уп} = \frac{Q_d}{Q_n} \left(1 - \left(\frac{Q_d S_{др.max}}{Q_n S_{др}} \right)^2 \right).$$

Следовательно, даже при оптимальном режиме работы гидропривода КПД управления при последовательном включении дросселя не превысит 38,5%. КПД гидропривода при параллельном регулировании

значительно больше и при полном закрытии дросселя достигает 100%.

Как видно из уравнений, для обеих схем не обеспечивается постоянство скорости движения поршня гидроцилиндра при изменении нагрузки ($F_d \neq \text{const}$). Таким образом, данные схемы регулирования применяют в машинах с малоизменяющейся нагрузкой или в тех случаях, когда при увеличении нагрузки необходимо уменьшить скорость исполнительного органа.

Если необходимо дроссельное регулирование с независимой от нагрузки скоростью выходного звена гидродвигателя, то применяют схему с регулятором расхода (рис. 6.26, в). При этой схеме давление и расход гидродвигателя определяются по формулам

$$p_d = p_n = \Delta p_p = \Delta p_{др} + \Delta p_k, \quad Q_d = Q_n - Q_p,$$

где Δp_k – перепад давления на клапане разности давлений.

При постоянном сопротивлении дросселя и переменной нагрузке F перепад давления на регуляторе изменяется только за счет изменения перепада давления на клапане, так что $\Delta p_{др} = \Delta p_p - \Delta p_k = \text{const}$.

Таким образом, скорость поршня гидроцилиндра остается постоянной при переменной нагрузке:

$$v_{\Pi} = Q_d \eta_o / S_{\Pi} = \eta_o \left(\frac{Q_n}{S_{\Pi}} - \mu \frac{S_{др}}{S_{\Pi}} \sqrt{\frac{2\Delta p_{др}}{\rho}} \right).$$

2.6.2. Следящий гидропривод

В системах управления технологическими процессами, поточными линиями, агрегатными станками, автомобилями и тракторами большой грузоподъемности в отдельных случаях требуется, чтобы исполнительный механизм автоматически воспроизводил сигнал задающего устройства с одновременным усилением его мощности. Эту и другие аналогичные задачи решаются при применении в машинах следящего привода.

Следящим называется привод с ручным или автоматическим управлением, в котором регулируемый параметр выходного звена изменяется по определенному закону в зависимости от внешнего воздействия, значение которого заранее не известно.

Блок-схема следящего привода (рис. 2.58) состоит из следующих основных элементов:

- задающего устройства ЗУ, которым формируется сигнал управления, пропорциональный требуемому перемещению исполнительного механизма (датчики, реагирующие на изменение условий работы или параметров технологического процесса);
- сравнивающего устройства СУ, или датчика рассогласования, устанавливающего соответствие сигнала воспроизведения, поступающего от исполнительного механизма, сигналу управления;
- усилителя У, которым производится усиление мощности сигнала управления за счет внешнего источника энергии ВИЭ;
- исполнительного механизма ИМ, которым перемещается объект управления и воспроизводится программа, определяемая задающим устройством;
- обратной связи ОС, которой исполнительный механизм объединен со сравнивающим устройством или с усилителем. Обратная связь является отличительным элементом следящего привода.

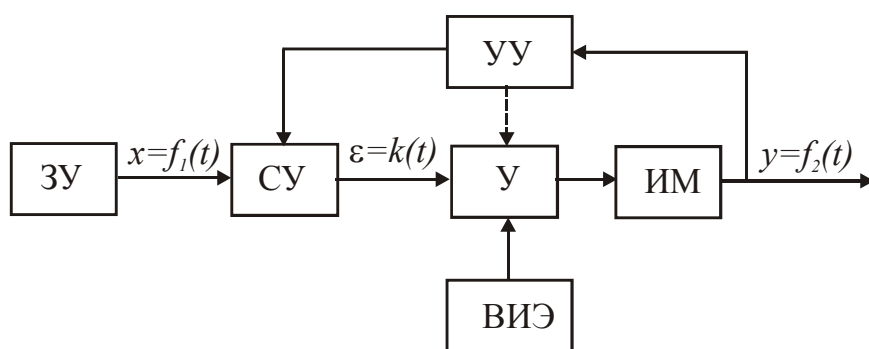


Рис. 2.58

Величина $x = f_1(t)$ (перемещение или скорость), сообщаемая задающим устройством ЗУ сравнивающему устройству СУ, называется «входом», а $y = f_2(t)$ (перемещение или скорость), воспроизведенная исполнительным механизмом ИМ, – «выходом». Разность $(x - y) = \varepsilon$ называется ошибкой слежения или рассогласования системы.

Принцип работы следящего гидропривода заключается в следующем. Изменение условий работы машины или параметров технологического процесса вызывает перемещение задающего устройства, которое создает рассогласование в системе. Сигнал рассогласования воздействует на усилитель, а через него на исполнительный механизм. Вызванное этим сигналом перемещение исполнительного механизма через обратную связь устраняет рассогласование и приводит всю сис-

тому в исходное положение.

Ознакомимся с работой следящего привода на примере принципиальной схемы рулевого управления автомобилем (рис. 2.59). При прямолинейном движении автомашины все элементы системы рулевого управления находится в исходном положении. Жидкость от насоса 1 поступает к гидроусилителю золотникового типа. Золотник 5 усилителя занимает нейтральное положение, а в обеих полостях исполнительного механизма 4 установилось одинаковое давление.

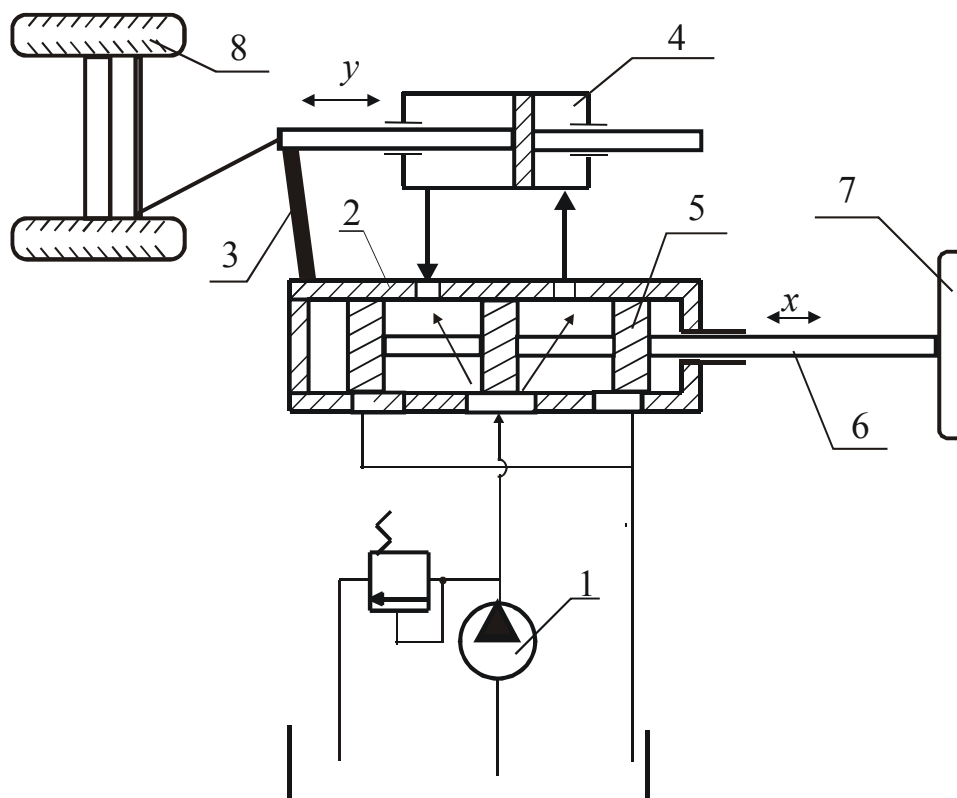


Рис. 2.59

При необходимости изменить направление движения автомобиля водитель поворачивает рулевое колесо 7. Связанный с рулевым колесом винт 6 перемещает золотник усилителя на величину x , вызывая рассогласование в системе. При этом проходное сечение одних рабочих окон усилителя уменьшаются а других увеличиваются. Это создает перепад давления y исполнительного механизма, а его поршень приходит в движение, перемещаясь на величину y и поворачивая колеса автомобиля.

Одновременно через обратную связь 3 движение поршня пере-

дается на втулку 2 усилителя. Втулка перемещается в том же направлении, что и золотник 5 до тех пор, пока рассогласование в гидросистеме, вызванное поворотом рулевого колеса не будет устранено. При непрерывном вращении водителем рулевого колеса поршень со штоком будет также непрерывно перемещаться, вызывая соответствующий поворот колес. При этом небольшие усилия водителя, прикладываемые к рулевому колесу, гидроприводом преобразуются в значительные усилия на штоке поршня, необходимые для управления движением автомобиля.

Одним из основных элементов гидравлического привода является гидроусилитель.

2.6.3. Классификация и принцип работы гидроусилителей

Гидроусилителем называют совокупность гидроаппаратов, предназначенных для преобразования и усиления мощности управляющего сигнала в мощность потока рабочей жидкости и изменения его направления в соответствии с управляющим сигналом.

Гидроусилитель состоит из управляющего элемента и исполнительного элемента. По конструкции управляющего элемента гидроусилители подразделяют на усилители с дросселирующими гидрораспределителями золотникового типа, с соплом и заслонкой, со струйной трубкой, крановые, с игольчатым дросселем.

О свойствах следящего гидропривода судят по статическим характеристикам гидроусилителей, которые устанавливают связь между выходными параметрами (перепадом давления, расходом или скоростью движения) и сигналом управления.

Важными характеристиками гидроусилителей являются коэффициенты усиления: по мощности $k_N = N_{\text{вых}} / N_{\text{вх}}$, по расходу $k_Q = \partial Q / \partial x$ или по скорости $k_v = \partial v / \partial x$ и по давлению $k_p = \partial p / \partial x$. Коэффициент усиления по мощности характеризует энергетические возможности гидроусилителя. Коэффициент усиления по давлению характеризует ускорение, а коэффициенты по расходу и по скорости – быстродействие гидроусилителя.

Гидроусилитель золотникового типа представляет собой один или несколько последовательно или параллельно включенных дросселей. В системах управления наибольшее применение получили цилиндрические четырехщелевые золотники.

Гидроусилители золотникового типа просты по конструкции,

разгружены от аксиальных статических сил давления жидкости, сравнительно легко управляемы, имеют высокий КПД и обеспечивают достижение значительных коэффициентов усиления по мощности. Недостаток гидроусилителя – невысокая чувствительность.

Гидроусилитель с соплом и заслонкой (рис. 2.60) состоит из управляющего элемента в виде нерегулируемого дросселя 1, междроссельной камеры 2, регулируемого дросселя, выполненного в виде сопла 3, заслонки 4 и задатчика 6, а также из исполнительного элемента 5.

Жидкость подается к гидроусилителю со стороны нерегулируемого дросселя. Из междроссельной камеры одна часть жидкости Q_2 , вытекает через щель, образованную торцом сопла и заслонкой, а другая Q_1 поступает к исполнительному элементу. При изменении положения заслонки изменяются давление в междроссельной камере и расход через сопло. Одновременно изменяются усилие на исполнительный элемент, расход Q_1 и скорость движения выходного звена.

При протекании через дроссель жидкость преодолевает гидравлические сопротивления, которые складываются из сопротивления в сопле, сопротивления, вызванного изменением движения на угол 90 при сходе жидкости со среза сопла, и сопротивления в зазоре между торцом сопла и заслонкой.

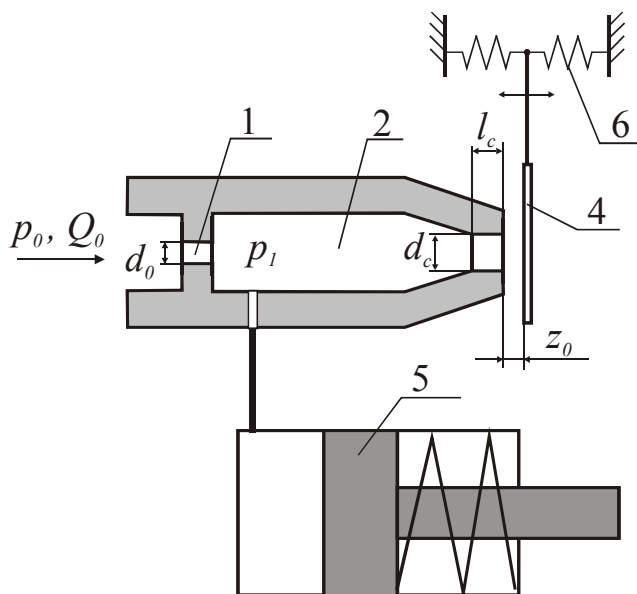


Рис. 2.60

Гидроусилитель с соплом и заслонкой отличается простотой конструкции, надежностью в работе и быстродействием. В устройстве

сопло-заслонка отсутствуют трущиеся пары, что обеспечивает его высокую чувствительность. Недостатком устройства является непроизводительный расход жидкости через сопло и низкий КПД. Для уменьшения расхода Q_2 уменьшают диаметр сопла. Однако при малых диаметрах возможна облитерация, неустойчивое движение жидкости и снижение быстродействия гидроусилителя. Гидроусилитель типа сопла-заслонка имеет невысокий коэффициент усиления по мощности.

Гидроусилитель со струйной трубкой (рис. 2.61) состоит из трубки 5 с коническим насадком на конце, сопловой головки 1 с двумя наклонными коническими расходящимися каналами и устройства управления. Устройство управления струйной трубкой состоит из датчика 4 в виде регулируемой пружины, толкателя 6 и ограничителя 3 хода струйной трубки. Каналы сопловой головки соединены с исполнительным элементом 8 гидроусилителя. Жидкость с параметрами p_0 и Q_0 подается к трубке источника питания. По трубке 2 жидкость отводится от гидроусилителя на слив.

Принцип работы гидроусилителя со струйной трубкой основан на преобразовании удельной потенциальной энергии давления в удельную кинетическую энергию струи, вытекающей из конического насадка, и последующем преобразовании этой энергии в удельную потенциальную энергию давления в каналах сопловой головки.

Гидроусилитель работает следующим образом. При отсутствии сигнала управления струйная трубка занимает нейтральное положение по отношению к отверстиям в сопловой головке. Вытекающей из насадка струей в одинаковой мере перекрывает оба отверстия, вследствие чего давления в каналах сопловой головки одинаковы, а выходное звено исполнительного элемента неподвижно. При подаче сигнала управления на толкатель струйная трубка смещается из нейтрального положения, равенство площадей отверстия, перекрытых

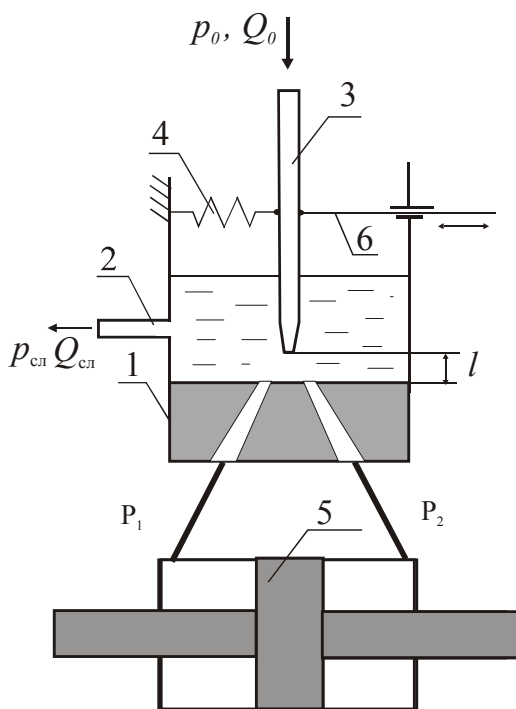


Рис. 2.61

струей, и равенство давлений в каналах сопловой головки нарушается. В результате выходное звено исполнительного элемента начинает перемещаться. Вытесняемая из исполнительного элемента жидкость попадает через канал в сопловой головке в полость 7 усилителя и далее на слив. Для того чтобы в каналы сопловой головки вместе с жидкостью не попадал воздух, насадок струйной трубки делают погруженным в жидкость.

Для того чтобы преобразование удельной кинетической энергии в удельную потенциальную энергию давления происходил плавно каналы в сопловой головке делают расширяющимися на угол $8-10^\circ$.

Гидравлические усилители со струйной трубкой просты по устройству и в эксплуатации, надежны в работе, отличаются высокой чувствительностью и быстродействием, обладают стабильностью характеристик при изменении вязкости жидкости, не требуют высокой степени очистки рабочей жидкости. Для управления гидроусилителем необходимы небольшие (до 0,05-0,06 Н) усилия.

Недостатками гидроусилителя являются: конструктивная и технологическая сложность, возможность возникновения вибраций струйной трубки при определенном сочетании конструктивных параметров и давления питания, непроизводительное использование жидкости, утечки рабочей жидкости на 10-20% больше максимального расхода жидкости в линиях управления гидроусилителя.

2.7. Типовые функциональные гидросхемы

2.7.1. Обеспечение одинаковой скорости движения поршня гидроцилиндра при рабочем и холостом ходе

Обеспечение одинаковой скорости движения поршня гидроцилиндра при рабочем и холостом ходе можно достигнуть двумя способами: использованием гидроцилиндра с двух сторонним штоком и использованием гидроцилиндра с односторонним штоком с дифференциальной схемой подключения гидроцилиндра.

В гидроцилиндрах с двусторонним штоком поршень будет двигаться с одинаковой скоростью в обоих направлениях, если диаметры обоих штоков одинаковы и в обе полости подается один и тот же расход Q .

В этом случае

$$v_p = v_x = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)}.$$

Разные соотношения между скоростями в гидроцилиндре с двухсторонним штоком можно получить за счет подбора соответствующих диаметров штоков.

Если в гидроприводе с гидроцилиндром, имеющим односторонний шток, необходимо получить одинаковые скорости рабочего и холостого хода, то используют дифференциальную схему подключения (рис. 2.62, а). В этом случае должно соблюдаться условие $S_{\Pi} = 2S_{\text{шт}}$, т. е. $\pi D^2 / 4 = 2\pi d^2 / 4$ или $D = d\sqrt{2}$.

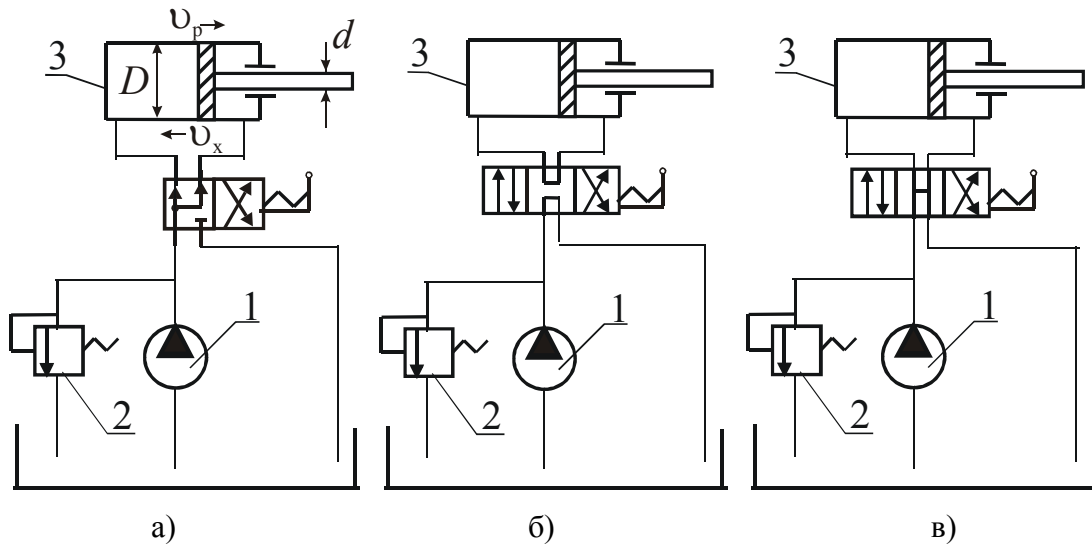


Рис. 2.62

В этом случае скорость при рабочем ходе жидкость из штоковой полости поступает в бесштоковую полость. Тогда уравнение расхода имеет следующий вид

$$v_p \frac{\pi D^2}{4} = Q + v_p \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}.$$

Следовательно, скорость рабочего хода равна

$$v_p = \frac{4Q}{\pi d^2}.$$

При $D = d\sqrt{2}$ скорость холостого хода будет равна скорости рабочего хода

$$v_x = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4Q}{\pi((d\sqrt{2})^2 - d^2)} = \frac{4Q}{\pi d^2} = v_p.$$

2.7.2. Разгрузка насоса и гидросистемы

В устройствах циклического действия в промежутках между отдельными циклами или во время коротких технологических пауз необходимо разгружать насосы, пропуская рабочую жидкость в гидробак при низком давлении. Такая разгрузка способствует снижению эксплуатационных расходов, уменьшает нагрев и удлиняет срок службы рабочей жидкости, увеличивает долговечность насосов и КПД гидропривода.

Существуют следующие способы разгрузки насоса и гидросистемы: разгрузка через гидрораспределитель, разгрузка насоса напорным клапаном, разгрузка в положении «стоп» исполнительного механизма, частичная разгрузка насоса и разгрузка насоса с удержанием в гидросистеме установившегося давления.

Разгрузка через гидрораспределитель достигается переводом золотника в нейтральное положение. В зависимости от исполнения золотника разгружается либо только насос (рис. 2.62, б), либо вся гидросистема (рис. 2.62, в). В момент разгрузки давление насоса определяется сопротивлением протеканию рабочей жидкости через гидрораспределитель и сливную линию (составляет 0,2 – 0,5 МПа.)

Разгрузка насоса напорным клапаном осуществляется с помощью электромагнитный распределитель 4 (рис. 2.63). При включении распределителя 4 открывается напорный клапан 2 и насос разгружается 1. Управление электромагнитом распределителя осуществляется с пульта управления нажатием оператором кнопки «Стоп» или автоматически при завершении цикла. Давление насоса в этих случаях определяется жесткостью нерегулируемой пружины напорного клапана и составляет 0,08 – 0,5 МПа.

Разгрузка гидросистемы в положении «Стоп» исполнительного механизма осуществляется с помощью обратных клапанов, подключенных к гидроцилиндру (рис. 2.64). При достижении поршнем крайнего левого положения насос разгружается по линии а-б-в-г-д-е, а при достижении крайнего правого положения – по линии а-д-и-к-б-е. Давление насоса в этих случаях определяется гидравлическим сопротивлением гидролиний.

Частичная разгрузка насоса необходима, когда требуется удерживать поршень вертикально расположенного гидроцилиндра в верхнем положении или когда при дроссельном регулировании от одного насоса работают два гидродвигателя, преодолевающих неодинаковую нагрузку.

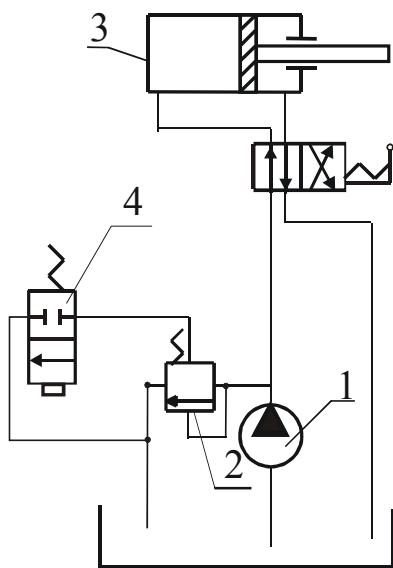


Рис. 2.63

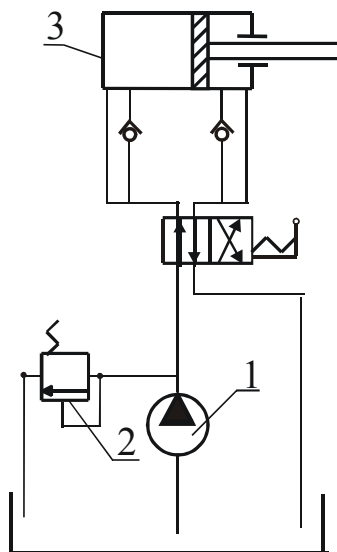


Рис. 2.64

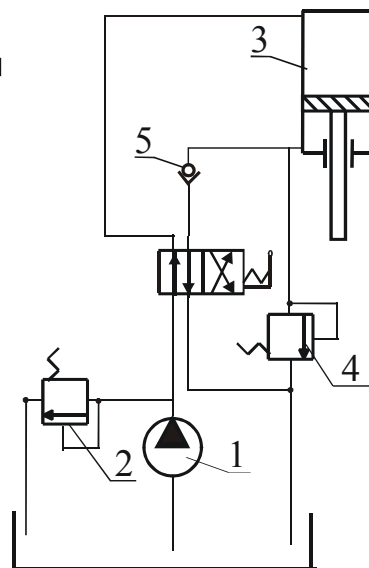


Рис. 2.65

В схеме на рис. 2.65, напорный клапан 4 исключает самопроизвольное опускание поршня вертикально расположенного гидроцилиндра при выключенном приводе. Пружину клапана в этом случае настраивают на давление $p > G/S$, G – суммарный вес подвижных частей гидроцилиндра, S – эффективная площадь штоковой полости гидроцилиндра.

При представленном на рисунке положении гидрораспределителя происходит подъем поршня, а рабочая жидкость поступает в штоковую полость гидроцилиндра через обратный клапан 5. При другом положении гидрораспределителя поток рабочей жидкости из штоковой области гидроцилиндра сливается в бак через клапан 4, преодолевая усилие пружины клапана.

В схеме на рис. 2.66, преодолеваемая поршнем гидроцилиндра 3, нагрузка больше нагрузки, преодолеваемая поршнем гидроцилиндра 4. Соответственно $p_1 > p_2$. Для того, чтобы при рабочих гидроцилиндров насос развивал соответствующие давления, в схеме предусмотрены два последовательно соединенных напорных клапана, отрегулированные на давления p_1 и p_2 .

При рабочем ходе поршня гидроцилиндра 3 гидрораспределитель 8 и 7 занимают положения, указанные на рис. 2.66, а насос 1 развивает давление p_1 , соответствующее настройке клапана 5. После завершения цикла работы гидроцилиндром 3 переключается гидрорас-

пределитель 9 и начинается рабочий ход гидроцилиндра 4. Одновременно включается электромагнит 7, благодаря чему поток жидкости с минимальной потерей давления проходит через клапан 5, а насос развивает давление p_2 , равное давлению настройки напорного клапана 2. При одновременном включении электромагнитов гидрораспределителей 6 и 7 гидросистема разгружена от высокого давления.

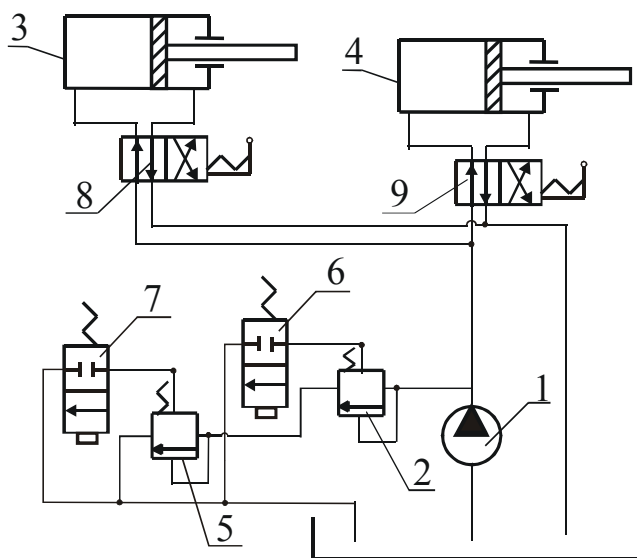


Рис. 2.66

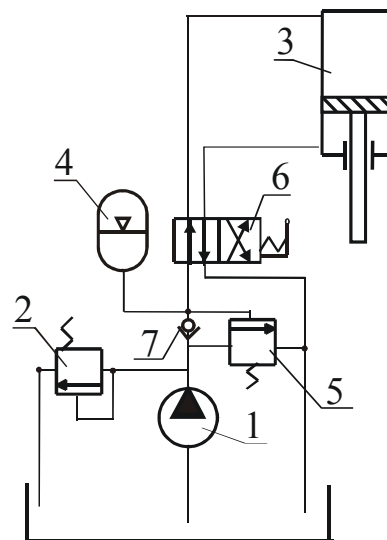


Рис. 2.67

Разгрузка насоса с удержанием в гидросистеме установившегося давления осуществляется с помощью гидроаккумуляторов. Данный способ разгрузки применяется в гидроприводах, предназначенных для поддержания действующего усилия в положении «Стоп».

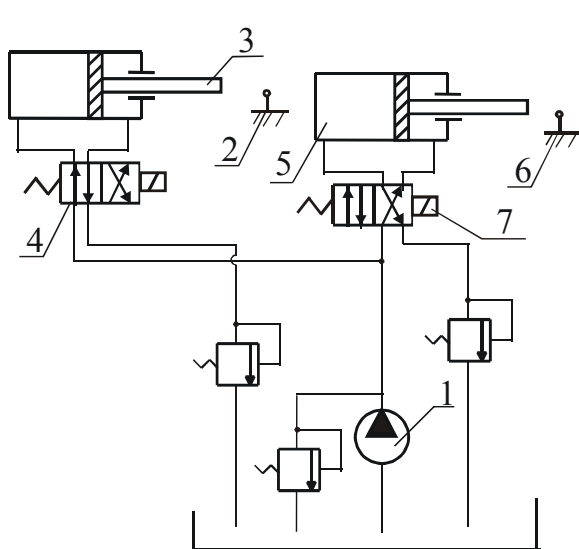
Во время рабочего хода гидроцилиндра 3 насос 1 производит зарядку гидроаккумулятора 4 (рис. 2.67). При достижении поршнем гидроцилиндра конечного положения давление в гидросистеме повысится, жидкость под высоким давлением по линии управления подведется к напорному клапану 5, он откроется и произойдет разгрузка насоса от высокого давления. При разгрузке насоса обратный клапан 7 блокирует напорную гидрولينию от слива, а требуемое давление поддерживается гидроаккумулятором 4. Этот же аккумулятор компенсирует утечки жидкости в гидроаппаратуре и перетечки в гидроцилиндре.

2.7.3. Последовательное включение в работу гидродвигателей

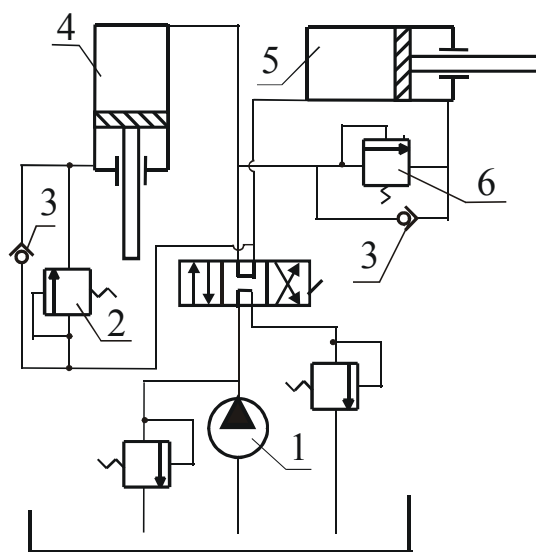
В некоторых машинах их исполнительные механизмы должны включаться в работу последовательно, определяемой назначением этой машины. При проектировании гидроприводов лесных машин в основном применяют два способа обеспечения последовательности включения в работу гидродвигателей – «по пути» и «по давлению».

Последовательное включение «по пути» (рис. 2.68) имеет наибольшее применение и осуществляется с помощью электровыключателей и гидрораспределителей с электромагнитами.

Для осуществления рабочего хода гидроцилиндра 3 оператор включает электромагнит золотника 4. В конце хода упор штока нажимает на конечный выключатель 2, который включает электромагнит золотника 7. Начинается рабочий ход гидроцилиндра 5, после завершения которого от конечного выключателя 6 выключаются электромагниты обоих гидрораспределителей (3 и 7) и поршни обоих гидроцилиндров возвращаются в исходное положение.



2.68



2.69

Последовательное включение «по давлению» (рис. 2.69) осуществляется с помощью напорных клапанов. При включении распределительного устройства вначале приходит в движение поршень гидроцилиндра 4. После того как этот поршень дойдет до крайнего положения, давление в гидросистеме начнет повышаться. При достижении в гидросистеме давления, равного давлению настройки пружинного

клапана 6, начнет движение влево поршень гидроцилиндра 5. После переключения гидрораспределителя в движение придет вначале поршень гидроцилиндра 5, а затем (при достижении в гидросистеме давления, равного давлению настройки пружины напорного клапана 2) и поршень гидроцилиндра 4. В этой схеме обратные клапаны 3 блокировочные, клапан 1 предохранительный, а клапан 7 исключает самопроизвольное опускание поршня гидроцилиндра 4 при выключенном приводе. При нейтральном положении распределительного устройства насос разгружен и развивает давление, определяемое настройкой клапана 7.

2.7.4. Синхронизация движения выходных звеньев гидродвигателей

Известно несколько способов синхронизации движений гидроцилиндров гидравлическим путем: последовательное соединение гидродвигателей, с помощью регуляторов расхода, делителями потоков (дрессельным и объемным).

Последовательное соединение гидродвигателей (рис. 2.70) применяют в гидроприводах некоторых грузоподъемных машин. Для синхронизации движения поршней требуется чтобы эффективные площади гидроцилиндров были равны. Вследствие различия утечек рабочей жидкости в гидроцилиндрах (из-за неодинакового состояния и качества уплотнений, из-за различия преодолеваемых нагрузок и др.) при работе происходит рассогласование движения поршней, поэтому в таких гидросистемах предусматривают установку обратного клапана 5 и дресселя 6, обеспечивающих заполнение участка 4 жидкостью в объеме утечек в конце каждого цикла работы машины. Дрессель 3 предназначен для регулирования скорости движения поршней при рабочем ходе.

При применении регуляторов расхода (рис. 2.71) синхронизация движения обеспечивается соответствующей настройкой их дресселей. Благодаря обратным клапанам 1 жидкость проходит через регуляторы расхода 2 всегда в одном направлении. При такой схеме синхронизируется движение поршней и при рабочем и при холостом ходах.

Гидросхема с регуляторами расхода обеспечивает удовлетворительную синхронизацию при больших скоростях движения. При малых скоростях синхронизация движения может нарушаться из-за засоряемости дресселей.

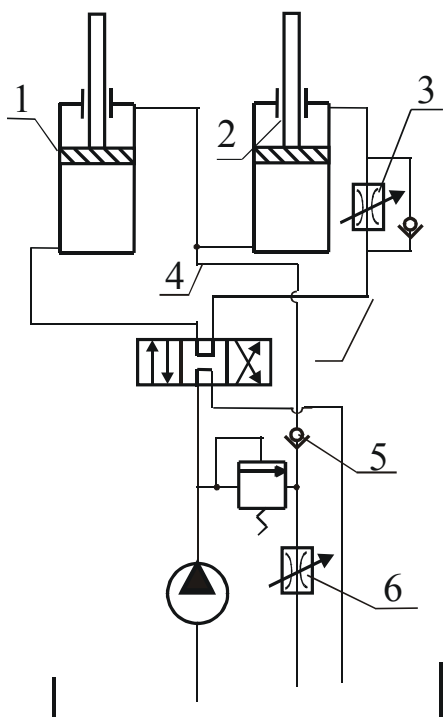


Рис. 2.70

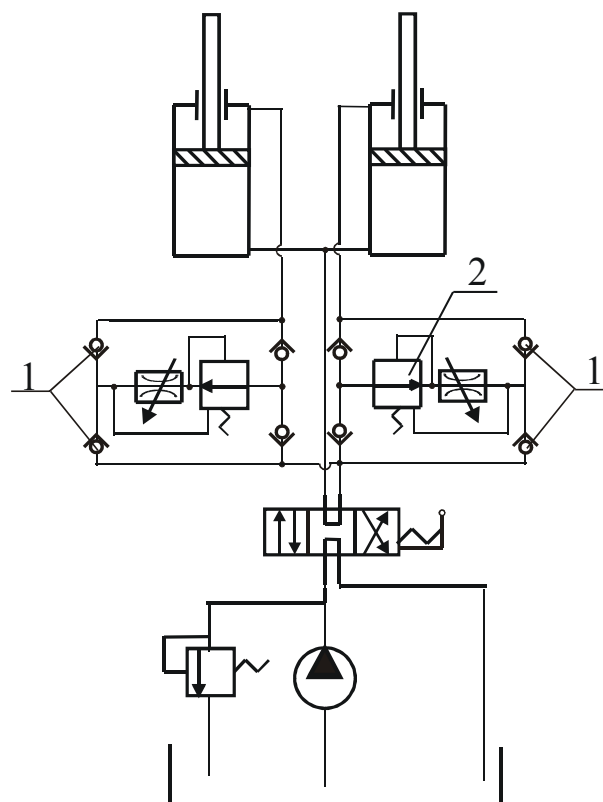


Рис. 2.71

2.8. О надежности гидроприводов

Надежностью называют свойство изделия выполнять заданные функции, сохраняя во времени значение эксплуатационных показателей в заданных пределах, соответствующих заданным режимам и условиям использования, технического обслуживания, ремонта, хранения и транспортирования. Надежность гидропривода закладывается в процессе проектирования и обеспечивается при его изготовлении путем выбора соответствующих технологий производства, соответствующих материалов и комплектующего оборудования.

Для повышения надежности при проектировании гидроприводов необходимо:

- разрабатывать принципиальные гидросхемы с минимальным числом составляющих элементов и применять элементы автоматики;
- применять стандартизированное и унифицированное комплектующее оборудование, проверенное и отработанное в условиях серийного производства;
- предусматривать демпфирующие устройства и применять

гидроаппаратуру с высоким быстродействием для устранения вредного воздействия динамических нагрузок;

- предусматривать тщательную герметизацию гидробаков для жидкости, устанавливая фильтры требуемой тонкости очистки;

- предусматривать установку в сливных гидролиниях ограничителей расхода или замедлительных клапанов для исключения отрыва поршня от жидкости при опускании груза;

- предусматривать установку в гидросистему синхронизирующих устройств при перемещении рабочего органа машины несколькими гидродвигателями.

3. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

3.1. Жидкость и ее основные физические свойства

Пример 1. Определить на какую высоту Δh поднимется уровень нефтепродукта в резервуаре (рис. 3.1) диаметром $D = 6$ м, глубиной наполнения $H = 5$ м при увеличении температуры на $\Delta t = 20$ °С, если коэффициент температурного расширения нефтепродукта $\beta_t = 0,00092$ °С⁻¹.

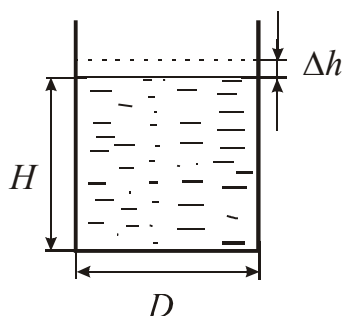


Рис. 3.1

Решение.

1. Начальный объем нефтепродукта в резервуаре

$$V_0 = \frac{\pi D^2}{4} H = \frac{3,14 \cdot 6^2}{4} 5 = 141,2 \text{ м}^3.$$

2. Увеличение объема при нагревании на 20 °С определяем по формуле

$$\Delta V = \beta_t V_0 \Delta t = 0,00092 \cdot 141,2 \cdot 20 = 2,6 \text{ м}^3.$$

3. С другой стороны изменение объема можно выразить

$$\Delta V = \frac{\pi D^2}{4} \Delta h.$$

Тогда высота поднятия уровня нефтепродуктов

$$\Delta h = \frac{\Delta V \cdot 4}{\pi D^2} = \frac{2,6 \cdot 4}{3,14 \cdot 6^2} = 0,092 \text{ м}.$$

Пример 2. Трубопровод диаметром $D = 300$ мм и длиной $l = 500$ м наполнен водой при давлении $p_0 = 392,4$ кПа и температуре

$t_0 = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 3.2). Определить, пренебрегая деформацией трубопровода, избыточное давление в нем при нагрев воды до $t = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Коэффициент температурного расширения $\beta_t = 0,00015\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$, а коэффициент объемного сжатия $\beta_p = 0,49 \cdot 10^{-9}\text{ Па}^{-1}$.

Решение.

1. Объем воды в трубопроводе при $t_0 = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ равен

$$V_0 = \frac{\pi D^2}{4} l = \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} 500 = 35,4\text{ м}^3.$$

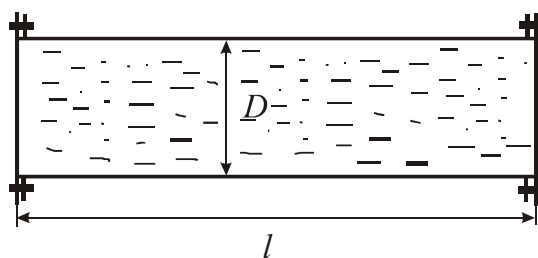


Рис.3.2

2. Изменение объема после нагревания до $t = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ определяем по формуле

$$\Delta V = \beta_t V_0 \Delta t = 0,00015 \cdot 35,4 \cdot 10 = 0,053\text{ м}^3.$$

3. Увеличение давления в трубопроводе в связи с увеличением объема воды

$$\Delta p = \frac{\Delta V}{V_0 \cdot \beta_p} = \frac{0,053}{35,45 \cdot 0,49 \cdot 10^{-9}} = 3,055\text{ МПа}.$$

4. Давление в трубопроводе

$$p = p_0 + \Delta p = 392,4 + 3055 = 3447,4\text{ кПа}.$$

Пример 3. Определить динамическую вязкость мазута, если плотность его $\rho = 900\text{ кг/м}^3$, а условная вязкость, определенная по вискозиметру, составляет $8\text{ }^{\circ}\text{E}$.

Решение.

1. Определяем кинематическую вязкость

$$\nu = \left(0,0731 \cdot ^{\circ}\text{E} - \frac{0,0631}{^{\circ}\text{E}} \right) \cdot 10^{-4} = \left(0,0731 \cdot 8 - \frac{0,0631}{8} \right) \cdot 10^{-4} =$$

$$= 0,58 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}.$$

2. Динамическая вязкость будет равна

$$\mu = \rho \cdot \nu = 900 \cdot 0,58 \cdot 10^{-4} = 0,052 \text{ Па}\cdot\text{с}.$$

3.2. Основные уравнения гидростатики

Пример 1. Определим природу давления в верхней точке правого сосуда и его значение (рис. 3.3), если манометрическое давление в верхней точке левого сосуда $p_m = 13 \text{ кПа}$, высота уровней жидкости в левом и правом сосудах – соответственно $h_1 = 600 \text{ мм}$, $h_2 = 400 \text{ мм}$, плотность масла $\rho_m = 880 \text{ кг/м}^3$.

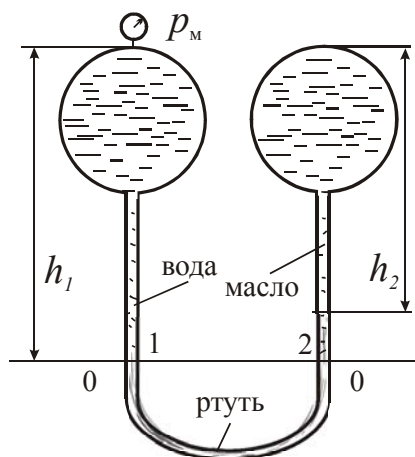


Рис. 3.3

Решение.

1. Проведем по границе раздела воды и ртути плоскость равного давления, след которой на схеме – линия 00. Абсолютное давление в точках 1 и 2 будет одинаковым, т. е. $p_1 = p_2$.

2. В соответствии с [основным уравнением гидростатики](#)

$$p_1 = p'_0 + \rho_v g h_1 \text{ и } p_2 = p''_0 + \rho_m g h_2 + \rho_{рт} g (h_1 - h_2),$$

где $p'_0 = p_a + p_m$ и $p''_0 = p_a + p_x$ – абсолютное давление жидкостей в верхних точках сосудов.

3. Тогда $p_a + p_m + \rho_v g h_1 = p_a + p_x + \rho_m g h_2 + \rho_{рт} g (h_1 - h_2)$, откуда

$$\begin{aligned}
 p_x &= p_m + \rho_v g h_1 - \rho_m g h_2 - \rho_{рт} g (h_1 - h_2) = \\
 &= 13000 + 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,6 - 880 \cdot 9,81 \cdot 0,45 - 13600 \cdot 9,81 \cdot (0,6 - 0,45) = \\
 &= -5010 \text{ Па.}
 \end{aligned}$$

4. Следовательно, в верхней точке правого сосуда – вакуум $p_v = 5010 \text{ Па}$.

Пример 2. Определить, на какую высоту h может поднять воду прямодействующий паровой насос (рис. 3.4) при следующих данных: диаметр парового цилиндра $d_1 = 0,3 \text{ м}$ и манометрическое давление в нем $p_m = 80 \text{ кПа}$; диаметр водяного цилиндра $d_2 = 0,05 \text{ м}$. Плотность воды $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$. Считать, что система находится в равновесии. Трением поршней в цилиндрах пренебречь.

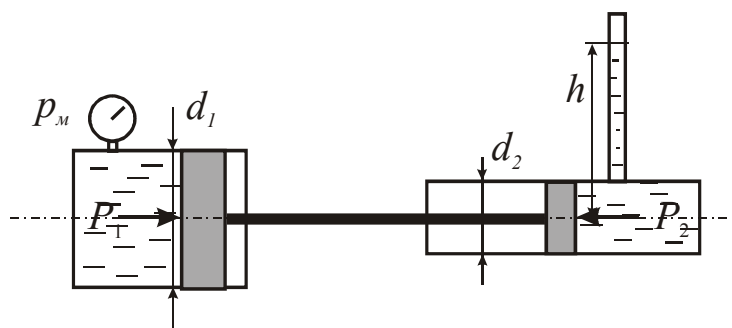


Рис. 3.4

Решение.

1. По условию равновесия силы, действующие слева и справа, должны быть равны:

$$P_1 = P_2, \quad p_m \frac{\pi d_1^2}{4} = \rho_v g h \frac{\pi d_2^2}{4}$$

откуда получаем

$$h = \frac{p_m d_1^2}{\rho_v g d_2^2} = \frac{80000 \cdot 0,3^2}{1000 \cdot 9,8 \cdot 0,05^2} = 282 \text{ м.}$$

3.3. Определение сил давления жидкости на плоские стенки

Пример 1. Определить минимальную массу m груза, способную удержать прямоугольный щит размерами $h = 3 \text{ м}$, $b = 2 \text{ м}$ в закрытом положении (рис. 3.5), при уровне воды в канале $H = 5 \text{ м}$. Длина рычага, на котором укреплен груз, $l = 3 \text{ м}$. Щит может поворачиваться в подшипниках вокруг оси O . Выше оси расположены неподвижные

балки, концы которых заделаны в боковые стенки канала.

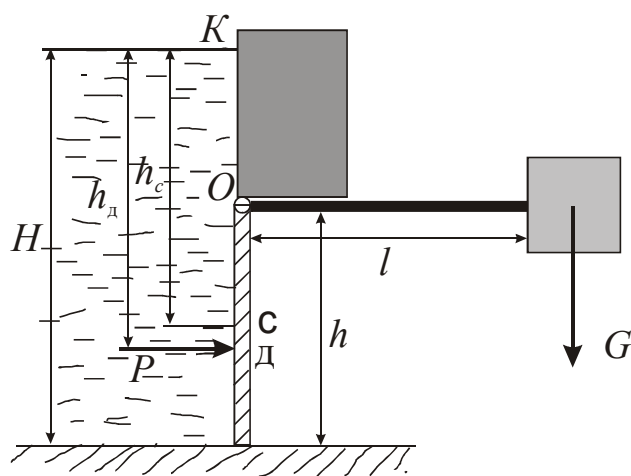


Рис.3.5

Решение.

1. Сила тяжести минимального груза G может быть найдена из уравнения моментов, составленного относительно оси O : $\sum M_O = 0$ или $G \cdot l - P \cdot DO = 0$. Тогда $G = P \cdot DO / l$, где $P = \rho g h_c S$ – сила давления воды на щит; $DO = h_d - KO = h_d - (H - h)$ – плечо силы P .

2. Площадь щита

$$S = b \cdot h = 2 \cdot 3 = 6 \text{ м}^2,$$

расстояние центра тяжести щита от свободной поверхности

$$h_c = H - h / 2 = 5 - 3 / 2 = 3,5 \text{ м},$$

момент инерции щита относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести,

$$I_c = \frac{bh^3}{12} = \frac{2 \cdot 3^3}{12} = 4,5 \text{ м}^4,$$

расстояние центра давления от свободной поверхности

$$h_d = h_c + \frac{I_c}{h_c S} = 3,5 + \frac{4,5}{3,5 \cdot 6} = 3,71 \text{ м}.$$

3. Подставляя полученные значения в вышеприведенные формулы, получим:

$$DO = 3,71 - (5 - 3) = 1,71 \text{ м}, \quad P = 1000 \cdot 9,81 \cdot 3,5 \cdot 6 = 206 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Тогда

$$G = 206 \cdot 10^3 \cdot \frac{1,71}{3} = 128 \cdot 10^3 \text{ Н}, \quad m = \frac{G}{g} = \frac{128 \cdot 10^3}{9,81} = 12000 \text{ кг}.$$

Пример 2. Определить силу гидростатического давления воды на квадратный щит, закрывающий отверстие в наклонной плоской стенке (рис. 3.6), а также глубину погружения центра давления при следующих данных: $d = 0,3$ м; $a = 1$ м; $\alpha = 45^\circ$; плотность воды $\rho = 10 \text{ кг/м}^3$.

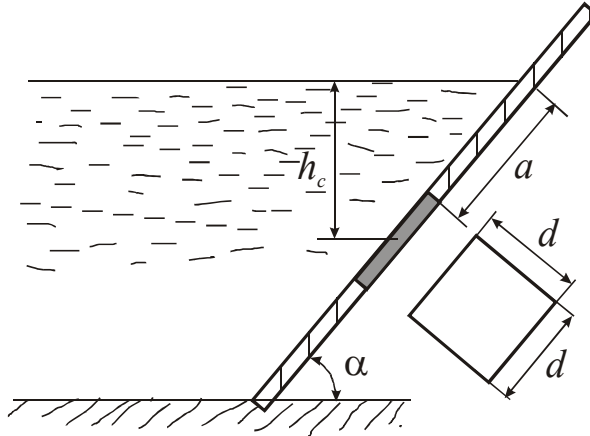


Рис. 3.6

Решение.

1. Площадь щита

$$S = d^2 = 0,3^2 = 0,09 \text{ м}^2.$$

2. Глубина погружения центра тяжести щита

$$h_c = \left(a + \frac{d}{2}\right) \sin \alpha = \left(1 + \frac{0,3}{2}\right) \cdot 0,707 = 0,814 \text{ м}; \quad \sin 45^\circ = 0,707.$$

3. Сила гидростатического давления воды на щит

$$P = \rho g h_c S = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,814 \cdot 0,09 = 719 \text{ Н}.$$

4. Собственный момент инерции щита

$$I_c = \frac{d^4}{12} = \frac{0,3^4}{12} = 0,000675 \text{ м}^4.$$

5. Глубина погружения центра давления

$$h_d = h_c + \frac{I_c}{Sh_c} \sin^2 \alpha = 0,814 + \frac{0,000375}{0,09 \cdot 0,814} \cdot 0,707^2 = 0,819 \text{ м.}$$

3.4. Определение сил давления жидкости на криволинейные стенки

Пример 1. Определить силу давления нефти P на цилиндрическую стенку резервуара (рис. 3.7) и угол наклона α линии действия этой силы к горизонту, если радиус стенки $R = 800$ мм, ширина стенки $b = 3$ м, высота нефти в резервуаре $H = 2$ м, плотность нефти $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

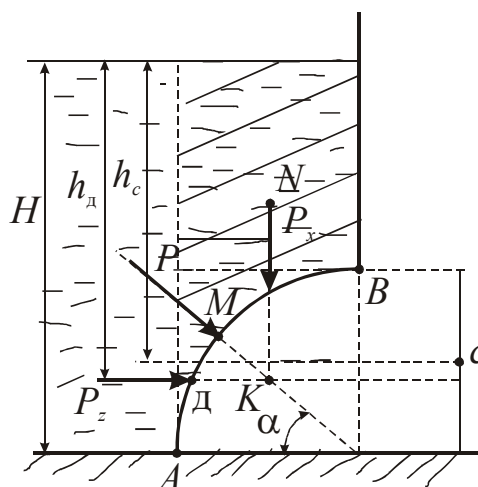


Рис. 3.7

Решение.

1. Результирующую силу давления нефти на P на рассматриваемую криволинейную стенку и ее горизонтальную составляющую P_x можно определить по формулам

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2}, \quad P_x = \rho g h_c S_z,$$

где S_z - площадь проекции стенки на вертикальную плоскость, равная в данном случае площади прямоугольника шириной b и высотой R , т. е. $S_z = B \cdot R$; h_c - расстояние от свободной поверхности до центра тяжести S_z , т. е. $h_c = H - R/2$.

2. Тогда

$$P_x = \rho g (h - R/2) \cdot bR = 900 \cdot 9,81 \cdot (2 - 0,8/2) \cdot 3 \cdot 0,8 = 33,8 \cdot 10^3 \text{ Н,}$$

а точка приложения этой силы находится от свободной поверхности на глубине

$$h_d = h_c + \frac{I_c}{h_c S_z} = H - R/2 + \frac{bR^3/12}{(H - R/2)bR} =$$

$$= 2 - 0,8/2 + \frac{3 \cdot 0,8^3/12}{(2 - 0,8/2) \cdot 3 \cdot 0,8} = 1,621 \text{ м.}$$

3. Вертикальная составляющая силы $P_z = \rho g V$, где V – объем тела давления, представляющего в данном случае разность объемов параллелепипеда $V_{\Pi} = H \cdot b \cdot R$ и четверти цилиндра $V_{\text{ц}} = \pi \cdot R^2 \cdot b/4$. Тогда

$$P_z = \rho g (H \cdot b \cdot R - \pi \cdot R^2 \cdot b/4) = 900 \cdot 9,81 \cdot (2 \cdot 3 \cdot 0,8 - 3,14 \cdot 0,8^2 \cdot 3/4) =$$

$$= 29 \cdot 10^3 \text{ Н} = 29 \text{ кН.}$$

Точка приложения P_z находится в центре тяжести объема тела давления – в точке N .

4. Таким образом, результирующая сила давления на криволинейную стенку

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2} = \sqrt{33,8^2 + 29^2} = 44,5 \text{ кН,}$$

и направлена под углом к горизонту

$$\alpha = \arctg(P_z / P_x) = \arctg(29/33,8) = 40^\circ 38'.$$

5. Точку приложению силы P можно найти следующим образом. Проведем линии действия составляющих P_x и P_z до пересечения их в общей точке K , а через нее проведем прямую под углом α к горизонту. Эта прямая линия действия силы P .

Пример 2. Определить минимальную толщину стенки трубы (рис. 3.8) при допустимом напряжении материала трубы на разрыв $[\sigma] = 45000 \text{ кН/м}^2$, внутреннем диаметре трубы $d = 150 \text{ мм}$ и манометрическом давлении жидкости в трубе $p_m = 600 \text{ кПа}$.

Решение.

1. Опасным сечением для трубы является любое ее диаметрально-ное сечение. Пренебрегая силой тяжести жидкости в трубе, определим силу давления жидкости на цилиндрическую поверхность $ABCC'B'A'$: $P = P_x = p_m S_z = p_m l d$, где l - длина трубы.

2. Поскольку сила P стремится разорвать трубу в двух местах (по линиям AA' и CC'), т. е. воспринимаются двумя сечениями стенки трубы $l\delta$, то $p_m l d = 2l\delta[\sigma]$. Отсюда

$$\delta_{\min} = p_m d / (2 \cdot [\sigma]) = 600 \cdot 0,15 / (2 \cdot 45000) = 0,001 \text{ м} = 1 \text{ мм}.$$

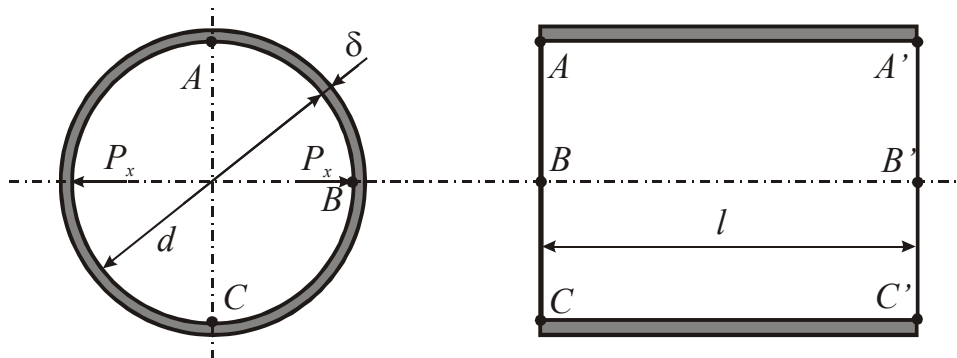


Рис. 3.8

Пример 3. Определим силу давления жидкости, воспринимаемую коленом трубопровода (рис. 3.9), диаметром $d = 100$ мм. Жидкость находится в покое, а манометрическое давление в ней равно $p_m = 180$ кПа.

Решение.

Рассмотрим объем жидкости в колене, ограниченный сечениями 1-1 и 2-2. Пренебрегая силой тяжести в этом объеме, можно считать, что объем находится под действием сил давления жидкости P в поперечных сечениях 1-1 и 2-2, результирующая которых, стремящаяся оторвать колено,

$$\begin{aligned} P_{\text{рез}} &= \bar{P} + \bar{P} = P \sin(\varphi/2) + P \cdot \sin(\varphi/2) = 2p_m \left(\pi d^2 / 4 \right) \cdot \sin(\varphi/2) = \\ &= 2 \cdot 180000 \cdot (3,14 \cdot 0,1^2 / 4) \cdot \sin(90/2) = 2 \text{ кН}. \end{aligned}$$

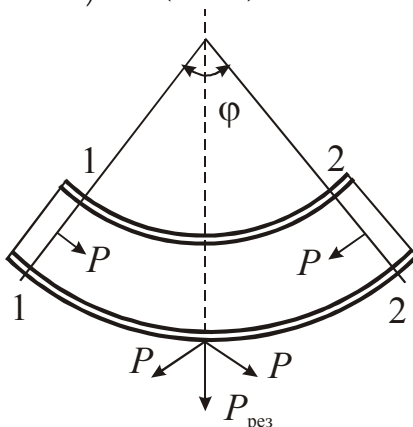


Рис. 3.9

3.5. Основные гидравлические характеристики потока

Пример 1. Жидкость движется по трубопроводу, состоящему из трех участков (рис. 3.10), диаметры которых равны $d_1 = 50$ мм, $d_2 = 100$ мм и $d_3 = 150$ мм. Трубопровод присоединен к напорному баку, напор в котором поддерживается постоянным. Найти среднюю скорость движения жидкости на каждом из участков трубопровода, если она, вытекая из трубопровода, заполняет резервуар объемом $V = 2,5$ м³ за время $t = 10$ мин.

Решение.

1. Определим расход жидкости

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{2,5}{10 \cdot 60} = 0,00417 \text{ м}^3/\text{с}.$$

2. Вычислим площадь живого сечения потока в трубах

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} = 0,0019625 \text{ м}^2,$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} = 0,00785 \text{ м}^2,$$

$$S_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,15^2}{4} = 0,0177 \text{ м}^2.$$

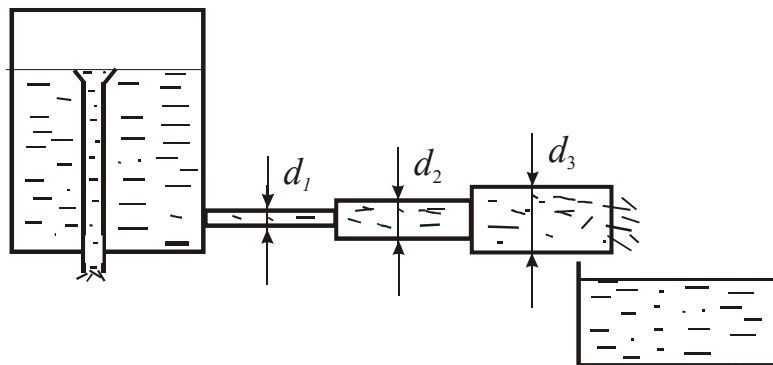


Рис. 3.10

3. Для определения скоростей используем уравнение неразрывности

$$Q = S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2 = S_3 \cdot v_3 = \text{const}$$

Тогда

$$v_1 = \frac{Q}{S_1} = \frac{0,00417}{0,0019625} = 2,125 \text{ м/с},$$

$$v_2 = \frac{Q}{S_2} = \frac{0,00417}{0,00785} = 0,531 \text{ м/с},$$

$$v_3 = \frac{Q}{S_3} = \frac{0,00417}{0,0177} = 0,236 \text{ м/с}.$$

Пример 2. По напорному трубопроводу перекачивается загрязненная жидкость. Известно, что осаждение загрязнений в трубопроводе будет исключено, если жидкость будет двигаться со скоростью $v \geq 1,5$ м/с. Найти максимально допустимый диаметр трубопровода, при котором не будет наблюдаться отложений взвеси, если расход $Q = 0,03$ м³/с.

Решение.

Для вычисления максимально необходимого диаметра трубопровода необходимо принять минимальное значение допустимой скорости $v \geq 1,5$ м/с. Так как расход, средняя скорость и площадь живого связаны соотношением $Q = Sv$, то

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,03}{3,14 \cdot 1,5}} = 0,16 \text{ м}.$$

Пример 3. Определить среднюю скорость движения воды в трубопроводе при расходе равном 360 м³/ч и диаметре трубопровода $d = 0,3$ м.

Решение.

1. Живое сечение потока равно площади внутреннего сечения трубы:

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} = 0,0707 \text{ м}^2.$$

2. Тогда средняя скорость

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{360}{0,0707 \cdot 60} = 1,41 \text{ м/с}.$$

Пример 4. Определить массовый и объемный расход воздуха, проходящего по трубе диаметром $d = 0,4$ м со скоростью $v = 10$ м/с. Давление в потоке $p = 5 \cdot 10^5$ Па, температура $T = 313$ К.

Решение.

1. Плотность воздуха при нормальных условиях (атмосферном давлении $p_n = 1,01 \cdot 10^5$ Па и температуре $T_n = 293$ К) равна $1,2$ кг/м³. Тогда определим плотность воздуха в трубе при $T = 313$ К:

$$\rho = \rho_n \frac{p}{p_n} \frac{T_n}{T} = 1,2 \frac{5 \cdot 10^5}{1,01 \cdot 10^5} \frac{293}{313} = 5,54 \text{ кг/м}^3.$$

2. Массовый расход

$$Q_m = \rho \cdot v \frac{\pi d^2}{4} = 5,54 \cdot 10 \frac{3,14 \cdot 0,4^2}{4} = 6,95 \text{ кг/с}.$$

3. Объемный расход

$$Q = v \frac{\pi d^2}{4} = 10 \frac{3,14 \cdot 0,4^2}{4} = 1,26 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Пример 5. Радиатор автомобиля состоит из прямоугольных трубок сечением 8×12 мм. Определить расход воды, который нужно подавать в каждую трубку радиатора для того, чтобы обеспечить турбулентный режим движения (при турбулентном движении происходит лучшая теплоотдача от воды к воздуху, чем при ламинарном). Температура воды $t = 60^\circ\text{C}$.

Решение.

1. Площадь живого сечения прямоугольных трубок

$$S = 8 \cdot 12 = 96 \text{ мм}^2 = 0,000096 \text{ м}^2.$$

2. Смоченный периметр

$$\chi = 8 \cdot 2 + 12 \cdot 2 = 40 \text{ мм} = 0,04 \text{ м}.$$

3. Гидравлический радиус

$$R = \frac{S}{\chi} = \frac{0,96}{4} = 0,24 \text{ см} = 0,0024 \text{ м}.$$

4. При температуре воды $t = 60^\circ\text{C}$ кинематическая вязкость воды $\nu = 0,0047 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

5. Нижняя критическая скорость

$$v_{\text{нк}} = \frac{Re_{\text{нк}} \cdot \nu}{R} = \frac{580 \cdot 0,0047 \cdot 10^{-4}}{0,0024} = 0,114 \text{ м/с},$$

где $Re_{нк} = 580$ – критическое число Рейнольдса для прямоугольных трубок.

6. Искомый расход определяется по формуле:

$$Q = S \cdot v_{нк} = 0,000096 \cdot 0,114 = 11,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}.$$

3.6. Уравнение Даниила Бернулли

Пример 1. Манометр, присоединенный к трубке Пито-Прандтля, которая служит для измерения скорости воздуха (рис. 3.11), заполнен спиртом. Определить скорость воздуха, если высота $h = 36$ мм. Воздух считать идеальной жидкостью. Плотность спирта $\rho_{сп} = 800 \text{ кг/м}^3$, плотность $\rho_{возд} = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

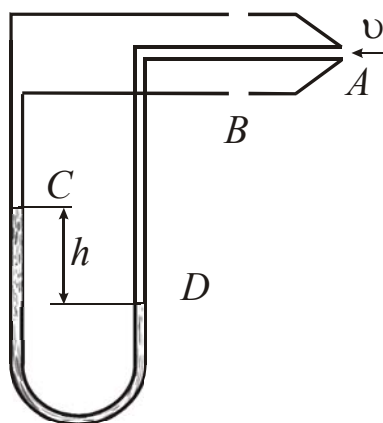


Рис. 3.11

Решение.

1. Спирт в манометре находится в равновесии под действием разности давлений, действующих на его поверхность в левой и правой трубках. Давление на свободную поверхность спирта в левой трубке (в точке C) равно давлению в точке B , последнее равно давлению в невозмущенном потоке p . Давление же на свободную поверхность спирта в правой трубке (в точке D) будет равно давлению в точке A . Так как в точке A скорость равна нулю, то по [уравнению Д. Бернулли](#) получим, что давление p_A будет равно:

$$p_A = p + \frac{\rho_{возд} g v^2}{2g} = p_D.$$

2. Но с помощью [основного уравнения гидростатики](#) давление в

точке D можно выразить через давление в точке C :

$$p_D = p_C + \rho_{\text{сп}} g h = p_A.$$

3. Подставив в эту зависимость значения давлений p_C и p_D , получим следующее уравнение:

$$p + \frac{\rho_{\text{возд}} g v^2}{2g} = p + \rho_{\text{сп}} \cdot g \cdot h,$$

откуда скорость воздуха

$$v = \sqrt{\frac{2g\rho_{\text{сп}}h}{\rho_{\text{возд}}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 800 \cdot 0,036}{1,2}} = 21,7 \text{ м/сек.}$$

Пример 2. Определить расход в сужающем устройстве (трубе Вентури), если диаметры труб $d_1 = 0,2$ м, $d_2 = 0,1$ м, а замеренный дифманометром (рис. 3.12) скоростной напор $H_d = 0,2$ м.

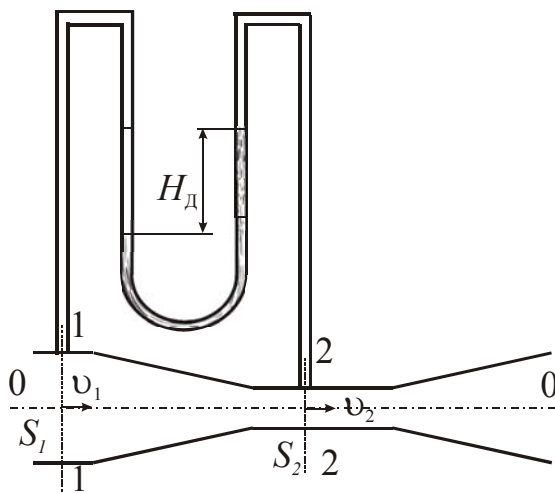


Рис. 3.12

Решение.

1. Плоскость сравнения проведем через центры тяжести сечений, исключая тем самым геометрические напоры ($z = 0$). Составим [уравнение Бернулли](#) для сечений 1–1 и 2–2, пренебрегая потерями напора между этими сечениями:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g},$$

где $\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} = H_d$ – напор по показанию дифманометра, соответствующий скоростному напору.

2. Из уравнения неразрывности $Q = v_1 S_1 = v_2 S_2$, получим

$$v_1 = v_2 S_2 / S_1.$$

3. Тогда

$$H_d = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} \left(\frac{S_2}{S_1} \right)^2 = \frac{v_2^2}{2g} \left(1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^4 \right),$$

а скорость во втором сечении

$$v_2 = \sqrt{\frac{2gH_d}{1 - (d_2/d_1)^4}}.$$

4. Определим расход

$$Q = v_2 S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} \sqrt{\frac{2gH_d}{1 - (d_2/d_1)^4}} = \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 0,2}{1 - (0,1/0,2)^4}} = 0,016 \text{ м}^3/\text{с}.$$

3.7. Гидравлические сопротивления и их расчет

Пример 1. Определить превышение h оси насоса над осью горизонтального трубопровода (рис. 3.13). Расхода масла в трубопроводе $Q_m = 2 \text{ кг/с}$, длина трубопровода $l = 122 \text{ м}$, диаметр труб $d = 50 \text{ мм}$, давление на выходе из насоса $p_m = 180 \text{ кПа}$, кинематическая вязкость масла $\nu = 0,1407 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$, его плотность $\rho = 860 \text{ кг/м}^3$. Местными сопротивлениями можно пренебречь.

Решение.

1. Проведем по оси трубопровода плоскость сравнения (след ее на схеме – линия 00) и два сечения: 1-1 – по трубопроводу в месте подключения манометра; 2-2 – по струе масла в месте выхода ее из трубопровода в атмосферу.

2. Запишем для этих сечений **уравнение Бернулли**:

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \sum h_{1-2}.$$

Подставим в него $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$, $v_1 = v_2 = v$, $p_1 = p_a + p_m$, $p_2 = p_a$, $z_1 = 0$, $z_2 = -h$ и $h_{\text{дл}} = \lambda l v^2 / (2gd)$, получим

$$\frac{\alpha v^2}{2g} + \frac{p_a + p_m}{\rho g} = \frac{\alpha v^2}{2g} + \frac{p_a}{\rho g} + -h + \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

откуда

$$h = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} - \frac{p_m}{\rho g}.$$

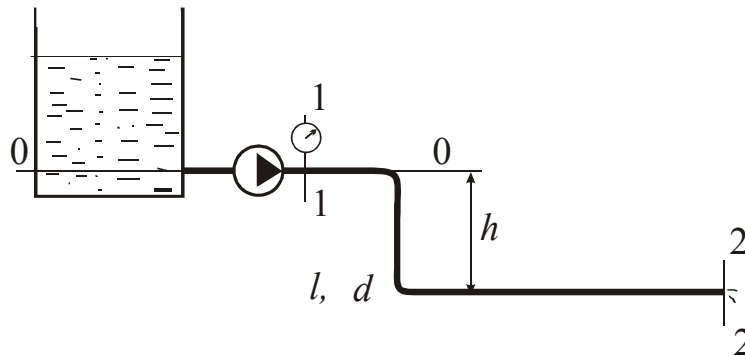


Рис. 3.13

3. Средняя скорость масла в трубопроводе

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{Q_m}{S \cdot \rho} = \frac{4Q_m}{\pi d^2 \cdot \rho} = \frac{4 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 860} = 1,185 \text{ м/с.}$$

4. Число Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{1,185 \cdot 0,05}{0,1407 \cdot 10^{-4}} = 421.$$

Так как $Re > Re_{\text{кр}} = 2320$, режим движения масла – ламинарный. Тогда коэффициент Дарси

$$\lambda = 64 / Re = 64 / 421 = 0,152.$$

5. Подставив эти значения в полученное выше уравнения для h , получим

$$h = 0,152 \frac{122}{0,05} \frac{1,185^2}{2 \cdot 9,81} - \frac{180000}{860 \cdot 9,81} = 5,21 \text{ м.}$$

Пример 2. Определить показание манометра p_m (рис. 3.14) при расходе воды в трубопроводе $Q = 50 \text{ м}^3/\text{ч}$. Длина трубопровода

$l = 120$ м, диаметр труб $d = 100$ мм, высота $h = 960$ мм, эквивалентная шероховатость $\Delta_э = 0,5$ мм, сумма коэффициентов местных сопротивлений $\sum \zeta_m = 2,1$.

Решение.

1. Проведем по оси трубопровода плоскость сравнения (след ее на схеме – линия 0-0) и два сечения: 1-1 – по трубопроводу в месте подключения манометра; 2-2 – по струе воды в месте выхода ее из трубопровода в атмосферу.

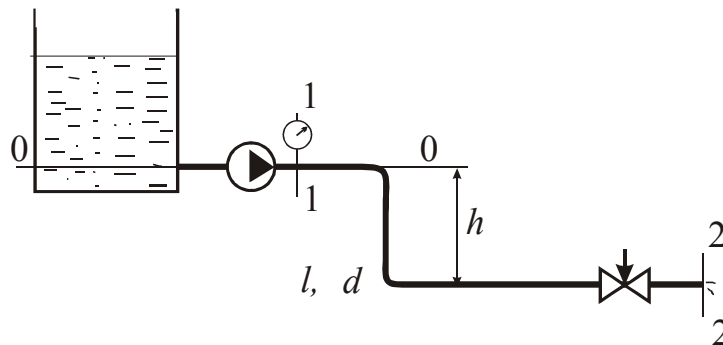


Рис. 3.14

2. Запишем для этих сечений **уравнение Бернулли**:

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \sum h_{1-2}.$$

Подставим в него $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$, $v_1 = v_2 = v$, $p_1 = p_a + p_m$, $p_2 = p_a$, $z_1 = 0$, $z_2 = -h$ и $\sum h_{1-2} = h_{дп} + h_m = \lambda l v^2 / (2gd) + \sum \zeta_m \cdot v^2 / (2g)$, получим

$$\frac{\alpha v^2}{2g} + \frac{p_a + p_m}{\rho g} = \frac{\alpha v^2}{2g} + \frac{p_a}{\rho g} + -h + \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + \sum \zeta_m \frac{v^2}{2g},$$

откуда

$$p_m = \rho g \left[\left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_m \right) \frac{v^2}{2g} - h \right].$$

4. Средняя скорость воды в трубопроводе

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 50}{3,14 \cdot 0,1^2 \cdot 3600} = 1,77 \text{ м/с},$$

а число Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{1,77 \cdot 0,1}{0,01 \cdot 10^{-4}} = 177000.$$

Так как $Re > Re_{кр} = 2320$, режим движения воды – турбулентный. Поскольку $Re > 500 \cdot d / \Delta_{\vartheta} = 500 \cdot 0,1 / 0,5 \cdot 10^{-3} = 100000$, то λ находится в квадратичной области, для которой справедлива [формула Шифринсона](#):

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_{\vartheta}}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,0005}{0,1} \right)^{0,25} = 0,0293.$$

5. Подставив эти значения в полученное выше уравнение для p_m , получим

$$p_m = 1000 \cdot 9,8 \left[\left(0,0293 \frac{120}{0,1} + 2,1 \right) \frac{1,77^2}{2 \cdot 9,81} - 0,96 \right] = 48950 \text{ Па}.$$

Пример 3. Определить вакуум в насосе, забирающем воду из колодца и подающем ее в систему автоматической мойки автомобилей (рис. 3.15). Температура воды $t = 15^\circ\text{C}$. Плотность воды $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$. Длина всасывающего трубопровода $l = 40 \text{ м}$, диаметр $d = 200 \text{ мм}$, расход воды $Q = 45 \text{ л/сек}$, высота установки насоса над поверхностью воды в колодце $h = 4,8 \text{ м}$. Коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,04$. Коэффициенты местных сопротивлений: $\zeta_{сетки} = 5,0$; $\zeta_{колена} = 0,2$; $\zeta_{задвижки} = 3,0$.

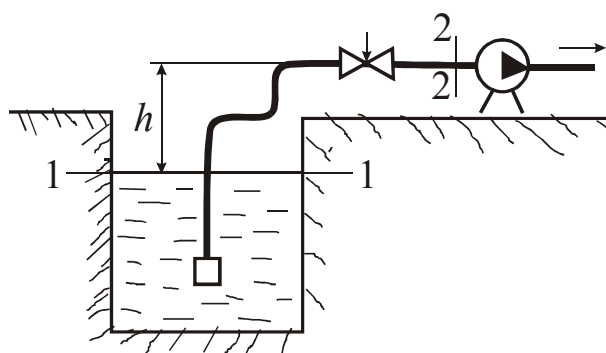


Рис. 3.15

Решение.

1. Для решения этой задачи воспользуемся уравнением Д. Бер-

нулли:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \Sigma h_{1-2}.$$

2. Составим это уравнение для сечений 1 – 1 и 2 – 2. За плоскость отсчета примем сечение 1 – 1. Так как плоскость отсчета совпадает с сечением 1 – 1, то $z_1 = 0$. Давление на поверхности воды в колдце атмосферное, т. е. $p_1 = p_a$. Скорость движения воды в сечении 1 – 1 $v_1 = 0$; $z_2 = h$. При этих условиях [уравнение Д. Бернулли](#) примет вид:

$$\frac{p_a}{\rho g} = h + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \Sigma h_{1-2},$$

откуда

$$\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = \frac{p_{\text{вак}}}{\rho g} = h_{\text{вак}} = h + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \Sigma h_{1-2},$$

где $h_{\text{вак}}$ – вакуумметрическая высота.

3. Так как трубопровод на всем своем протяжении имеет постоянный диаметр, то движение воды в нем равномерное и средняя скорость потока – величина постоянная в любом сечении. Обозначим эту скорость через v .

4. Скорость

$$v = v_2 = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,045}{3,14 \cdot 0,2^2} = 1,43 \text{ м/с}.$$

5. Значение коэффициента кинетической энергии α зависит от режима движения жидкости. Для определения режима движения воды в трубопроводе подсчитаем число Рейнольдса.

6. При температуре воды $t = 15^\circ\text{C}$ кинематическая вязкость $\nu = 0,0114 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$. Тогда число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{vd}{\nu} = \frac{1,43 \cdot 0,2}{0,0114 \cdot 10^{-4}} = 251000 > \text{Re}_{\text{кр}} = 2320,$$

следовательно, режим движения воды в трубопроводе турбулентный.

7. При равномерном турбулентном движении жидкости коэффициент $\alpha = 1,05\text{--}1,1$. Принимаем $\alpha_2 = 1,1$.

8. Скоростной напор

$$\frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} = \frac{1,1 \cdot 1,43^2}{2 \cdot 9,81} = 0,11 \text{ м}.$$

9. Потери напора на гидравлические сопротивления во всасывающем трубопроводе

$$\Sigma h_{1-2} = \left(\sum \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{v^2}{2g} = \left(\zeta_{\text{сетки}} + 3\zeta_{\text{колена}} + \zeta_{\text{задвижки}} + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{v^2}{2g} =$$

$$= (5,0 + 3 \cdot 0,2 + 3,0 + 0,04 \frac{40}{0,2}) \frac{1,43^2}{2 \cdot 9,81} = 1,73 \text{ м.}$$

10. Вакуумметрическая высота

$$h_{\text{вак}} = 4,8 + 0,11 + 1,73 = 6,64 \text{ м,}$$

откуда вакуумметрическое давление

$$p_{\text{вак}} = \rho g h_{\text{вак}} = 1000 \cdot 9,8 \cdot 6,64 = 65,1 \text{ кПа.}$$

Пример 4. Определить избыточное давление p_0 в напорном баке (рис. 3.16), необходимое для получения скорости $v_2 = 20 \text{ м/с}$ истечения воды из брандспойта в атмосферу. Длина шланга $l = 40 \text{ м}$, диаметр $d_1 = 40 \text{ мм}$, диаметр выходного отверстия брандспойта $d_2 = 20 \text{ мм}$. Высота расположения отверстия брандспойта относительно уровня в баке $H = 5 \text{ м}$. Учесть следующие местные сопротивления: вход в трубу $\zeta_1 = 0,1$; кран $\zeta_2 = 3,5$; и брандспойт $\zeta_3 = 0,1$. Кинематическая вязкость воды $\nu = 0,01 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$. Шланг считать практически гладким.

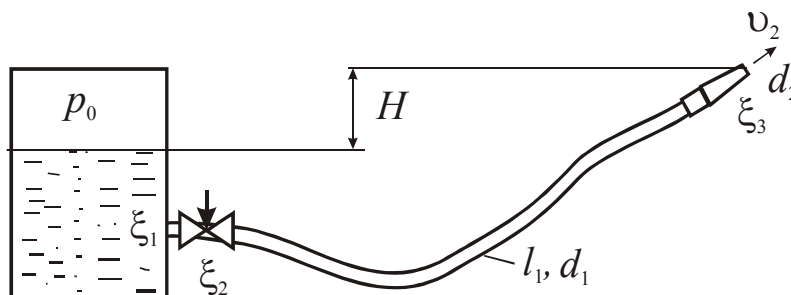


Рис. 3.16

Решение.

1. Скорость в трубопроводе определим из уравнения неразрывности

$$v_1 = \frac{Q}{S_1} = \frac{v_2 S_2}{S_1} = v_2 \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 = 20 \frac{0,02^2}{0,04^2} = 5 \text{ м/с.}$$

2. Тогда число Рейнольдса

$$Re = \frac{v_1 d_1}{\nu} = \frac{5 \cdot 0,04}{0,01 \cdot 10^{-4}} = 2 \cdot 10^5 > Re_{кр} = 2320,$$

следовательно, режим движения воды в трубопроводе турбулентный.

3. Определим коэффициент потерь на трение по формуле Конакова

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2} = \frac{1}{(1,8 \lg(2 \cdot 10^5) - 1,5)^2} = 0,0155.$$

4. Искомое давление определим из [уравнения Бернулли](#) для свободной поверхности жидкости в напорном баке и выходного отверстия брандспойта

$$z_0 + \frac{p_0}{\rho g} + \frac{\alpha_0 v_0^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \Sigma h_{0-2}.$$

Примем $z_2 - z_1 = H$, $v_0 = 0$, $\alpha_0 = \alpha_1 = 1$. Тогда

$$\begin{aligned} p_o &= \rho g \left(H + \Sigma h_{0-2} + \frac{v_2^2}{2g} \right) = \rho g \left(H + \left(\zeta_1 + \zeta_2 + \lambda \frac{l}{d_1} \right) \frac{v_1^2}{2g} + \zeta_3 \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g} \right) = \\ &= 1000 \cdot 9,8 \left(5 + \left(0,5 + 3,5 + 0,0155 \frac{40}{0,04} \right) \frac{5^2}{2 \cdot 9,81} + 0,1 \frac{20^2}{2 \cdot 9,81} + \frac{20^2}{2 \cdot 9,81} \right) = \\ &= 5,15 \cdot 10^5 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Пример 5. После очистки всасывающей линии ($l = 10$ м, $d = 200$ мм) насосной установки ($\eta_{нас} = 0,65$) коэффициент местного сопротивления фильтра ζ_{ϕ} уменьшился с 40 до 10, а эквивалентная шероховатость труб Δ , с 1 до 0,1 мм (рис. 3.15). Подача насоса $Q = 0,07 \text{ м}^3/\text{с}$. Кинематическая вязкость воды $\nu = 0,01 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$. Определить уменьшение затрат мощности от этой операции.

Решение.

1. Определим среднюю скорость воды во всасывающей трубе:

$$v = Q / S = 0,07 \cdot 4 / (3,14 \cdot 0,2^2) = 2,23 \text{ м/с.}$$

2. Определим уменьшение потерь напора в фильтре:

$$\Delta h_m = h_{m1} - h_{m2} = (\zeta_{\phi 1} - \zeta_{\phi 2}) \frac{v^2}{2g} = \frac{(40 - 10) \cdot 2,32^2}{2 \cdot 9,81} = 7,59 \text{ м.}$$

Здесь и далее индексы 1 и 2 относятся к моментам до и после

очистки линии соответственно.

3. Определим число Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{2,32 \cdot 0,2}{10^{-6}} = 446000.$$

Так как $Re > Re_{кр} = 2320$, режим движения воды – турбулентный. Поскольку $Re > 500 \cdot d / \Delta_{э1} = 500 \cdot 0,2 / 1 \cdot 10^{-3} = 100000$, то λ_1 находится в квадратичной области, для которой справедлива формула Шифринсона:

$$\lambda_1 = 0,11 \left(\frac{\Delta_{э1}}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,001}{0,2} \right)^{0,25} = 0,0293,$$

После очистки эквивалентная шероховатость уменьшилась и $Re < 500 \cdot d / \Delta_{э2} = 500 \cdot 0,2 / 0,1 \cdot 10^{-3} = 10^6$ то λ_2 находится в смешанной зоне, для которой справедлива формула Альтшуля:

$$\lambda_2 = 0,11 \left(\frac{\Delta_{э2}}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,0001}{0,2} + \frac{68}{446000} \right)^{0,25} = 0,0176.$$

4. Тогда уменьшение потерь напора в трубе:

$$\Delta h_{дл} = h_{дл1} - h_{дл2} = (\lambda_1 - \lambda_2) \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = (0,0293 - 0,0176) \frac{10}{0,2} \cdot \frac{2,23^2}{2 \cdot 9,81} = 0,13 \text{ м.}$$

5. Найдем общее уменьшение потерь напора во всасывающей линии:

$$\Sigma h = \Delta h_{дл} + \Delta h_{м} = 7,59 + 0,13 = 7,72 \text{ м.}$$

6. Вычислим уменьшение затрат мощности:

$$\Delta N = \frac{Q \rho g \Sigma h}{\eta_{нас}} = \frac{7 \cdot 10^{-2} \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot 7,73}{0,65} = 8,17 \text{ кВт.}$$

3.8. Истечение жидкости через отверстия и насадки

Пример 1. При исследовании истечения жидкости из круглого отверстия диаметром $d = 10$ мм в тонкой стенке измерен диаметр струи $d_c = 8$ мм. Напор $H = 2$ м. Время наполнения мерного бака ёмкостью $V = 10$ л составляет $t = 32,8$ с. Определить численное значение

коэффициентов скорости φ , расхода μ , сжатия ε и местного сопротивления ζ .

Решение.

1. В данном случае отношение

$$\frac{d}{H} = \frac{0,01}{2} = 0,005 < 0,1,$$

следовательно, отверстие является малым.

2. Коэффициент сжатия

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S_{\text{отв}}} = \frac{d_c^2}{d^2} = \frac{8^2}{10^2} = 0,64.$$

3. Теоретическая скорость истечения

$$v_T = \sqrt{2g \cdot H} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 2} = 6,25 \text{ м/с.}$$

4. Действительный расход

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{0,01}{32,8} = 0,000305 \text{ м}^3/\text{с.}$$

5. Действительная скорость истечения

$$v = \frac{Q}{S_c} = \frac{0,000305 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,008^2} = 6,05 \text{ м/с.}$$

6. Коэффициент скорости

$$\varphi = \frac{v}{v_T} = \frac{6,05}{6,25} = 0,97.$$

7. Коэффициент расхода

$$\mu = \varphi \cdot \varepsilon = 0,97 \cdot 0,64 = 0,62.$$

8. Коэффициент местного сопротивления

$$\zeta = \frac{1}{\varphi^2} - 1 = \frac{1}{0,97^2} - 1 = 0,063.$$

Пример 2. Цилиндрический сосуд с водой диаметром $D = 0,3$ м закрыт крышкой толщиной $a = 50$ мм (рис. 3.17). В крышке имеется отверстие диаметром $d = 10$ мм. Определить, с какой скоростью будет опускаться крышка под действием груза весом $G = 3000$ Н, пренебре-

гая трением крышки о стенки сосуда.

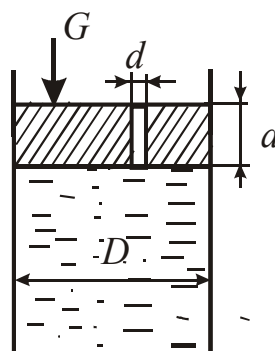


Рис. 3.17

Решение.

1. Гидростатическое давление, которое создается под крышкой в результате действия груза G , равно:

$$p = \frac{G}{S_{\text{крышки}}} = \frac{3000}{0,785 \cdot 0,3^2} = 42,5 \text{ кПа.}$$

2. Следовательно, напор над отверстием

$$H = \frac{p}{\rho g} = \frac{42500}{1000 \cdot 9,8} = 4,34 \text{ м вод. ст.}$$

3. Расход воды через отверстие определяется по формуле:

$$Q = \mu S_{\text{отв}} \sqrt{2gH} = 0,82 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,01^2}{4} \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 4,34} = 0,000587 \text{ м}^3/\text{с.}$$

где коэффициент расхода $\mu = 0,82$, так как в данном случае имеет не малое отверстие в тонкой стенке, а насадок ($a > 3d$).

4. Скорость опускания крышки в сосуде

$$v = \frac{Q}{S_{\text{крышки}}} = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 0,000587}{3,14 \cdot 0,3^2} = 8,3 \cdot 10^{-3} \text{ м/с.}$$

3.9. Гидравлический расчет трубопроводов

Пример 1. Керосин ($\rho = 780 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 1,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$) поступает из резервуара в стояк для налива цистерн (рис. 3.18). Разность нивелирных отметок уровня жидкости в резервуаре и сечения выхода жидкости из стояка $z_1 - z_2 = 8 \text{ м}$, трубы ($l = 300 \text{ м}$, $d = 205 \text{ мм}$) стальные

сварные, умеренно заржавленные, с эквивалентной шероховатостью $\Delta_9 = 0,5$ мм. Коэффициенты местных сопротивлений: $\zeta_{\text{входа}} = 0,5$; $\zeta_{\text{колена}} = 1,32$; $\zeta_{\text{задвижки}} = 0,15$.
Определить расход керосина.

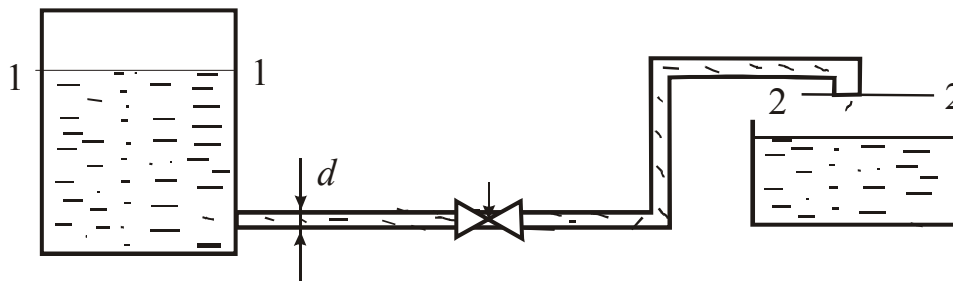


Рис. 3.18

Решение.

1. Составим **уравнение Бернулли** для сечений 1–1 и 2–2, считая, что $p_1 = p_2 = p_a$, $v_1 = 0$:

$$z_1 - z_2 - \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} = \Sigma h_{1-2} = h_{\text{дл}} + h_{\text{м}} \quad \text{или}$$

$$z_1 - z_2 = \left(\Sigma \zeta + \lambda \frac{l}{d} + \alpha_2 \right) \frac{v_2^2}{2g},$$

где $\Sigma \zeta = \zeta_{\text{входа}} + 3 \cdot \zeta_{\text{колена}} + \zeta_{\text{задвижки}} = 0,5 + 3 \cdot 1,32 + 0,15 = 4,61$

2. Так как жидкость маловязкая (для воды $\nu \approx 10^{-6}$ м²/с) и эквивалентная шероховатость трубы значительна, то предполагаем квадратичную, зону сопротивления и решаем задачу аналитическим способом.

В этом случае $\alpha \approx 1$ (режим турбулентный), а по **формуле Шифринсона** определяем коэффициент гидравлического трения:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_9}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,0005}{0,205} \right)^{0,25} = 0,0244.$$

3. Подставив найденные значения в уравнение и разрешив его относительно v_2 , получим:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2g(z_1 - z_2)}{\Sigma \zeta + \lambda \frac{l}{d} + \alpha_2}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 8}{4,61 + 0,0244 \frac{300}{0,205} + 1}} = 1,95 \text{ м/с}.$$

4. Проверим правильность предположений наличия квадратичной зоны сопротивления. Определим число Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{1,95 \cdot 0,205}{1,5 \cdot 10^{-6}} = 266000.$$

Так как $Re > Re_{кр} = 2320$, режим движения керосина – турбулентный. Поскольку $500 \cdot d / \Delta_э = 500 \cdot 205 / 0,5 = 205000$.

Предположение справедливо, так как $Re > 500 \cdot d / \Delta_э$.

5. Определим расход жидкости:

$$Q = v_2 \cdot S = v_2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 1,95 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,205^2}{4} = 6,44 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Пример 2. Вода ($t = 20^\circ \text{C}$) перетекает из одного резервуара в другой, давления на поверхности жидкости в которых одинаковы (рис. 3.19). Соединительный трубопровод состоит из двух последовательно соединенных участков новых бесшовных труб ($l_1 = 200$ м, $d_1 = 100$ мм и $l_2 = 150$ м, $d_2 = 80$ мм), для обеих труб $l_{экр} = 0,05l$, $h = 3$ м. Эквивалентная шероховатость труб $\Delta_э = 0,014$ мм. Определить расход воды.

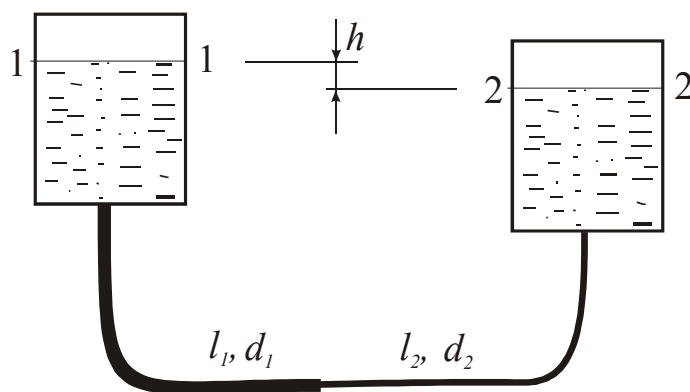


Рис. 3.19

Решение.

Хотя вода – жидкость маловязкая ($\nu = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$), но квадратичная зона сопротивления сомнительна, так как мала эквивалентная шероховатость труб ($\Delta_э = 0,014$ мм). Поэтому решаем задачу графоаналитическим способом.

1. Составив [уравнение Бернулли](#) для живых сечений, выбранных по уровням жидкости в резервуарах:

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \sum h_{\text{общ}}.$$

Подставим в него $v_1 = v_2 = 0$, $p_1 = p_2 = p_a$, получим

$$z_1 - z_2 = h = \sum h_{\text{общ}}.$$

2. Зададимся рядом значений Q и вычислим, соответствующие этим значениям $\sum h$, для каждого из участков

$$\sum h = \lambda \frac{l_{\text{экв}}}{d} \frac{16Q^2}{2g\pi^2 d^4} = \lambda \frac{1,05l}{d} \frac{16Q^2}{2g\pi^2 d^4},$$

где $\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_s}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$, $Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{4Q}{\pi d_2 \nu}$,

после чего суммируем их для каждого Q . Полученные результаты приведены в табл. 3.1, где $\sum h_{\text{общ}} = \sum h_1 + \sum h_2$.

Таблица 3.1

$Q \cdot 10^3, \text{ м}^3/\text{с}$	2	3	4	5	6	7	8
$\sum h_1, \text{ м}$	0,18	0,36	0,6	0,89	1,23	1,62	2,06
$\sum h_2, \text{ м}$	0,38	0,79	1,31	1,96	2,72	3,59	4,56
$\sum h_{\text{общ}}, \text{ м}$	0,56	1,15	1,91	2,85	3,95	5,21	6,62

3. По выбранным значениям Q и вычисленным для них $\sum h_{\text{общ}}$ строим гидравлическую характеристику всего трубопровода.

4. Отложив на оси ординат величину $h = 3$ м, находим искомый расход $Q = 0,00515 \text{ м}^3/\text{с}$ (рис. 3.20).

Убедимся, что предположение о квадратичном законе сопротивлений было бы ошибочным.

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{4Q}{\pi d_2 \nu} = \frac{4 \cdot 0,00515 \cdot}{3,14 \cdot 0,08 \cdot 10^{-6}} = 82 \cdot 10^3.$$

Поскольку $500 \cdot d_2 / \Delta_s = 500 \cdot 80 / 0,014 = 285 \cdot 10^3 > 82 \cdot 10^3$, то предположение справедливо.

Проверка велась только по d_2 , так как $Re_2 > Re_1$.

При аналитическом способе решения задачи на основании анализа исходных данных предсказывается режим движения (для турбулентного движения также зона сопротивления). Затем, используя

представленные соотношения, определяют скорость (или расход) в каждой из ветвей, после чего находят потери напора в одной из них. Принятое предположение подтверждается проверочными расчетами.

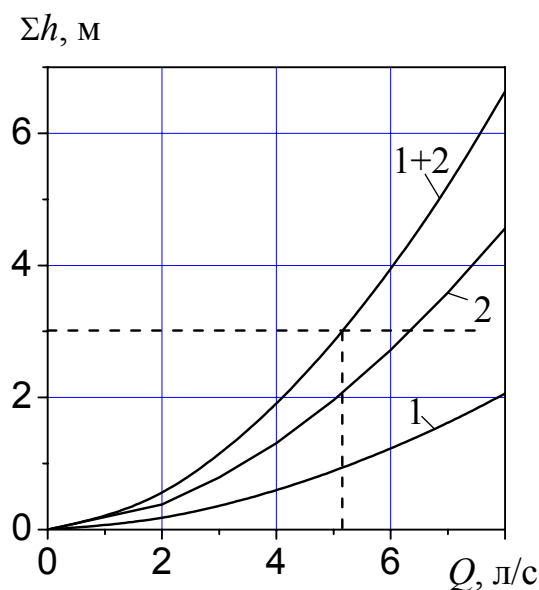


Рис. 3.20

Пример 3. По трубопроводу (рис. 3.21) перекачивается нефть ($\rho = 900 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$) с расходом $Q = 0,05 \text{ м}^3/\text{с}$. Определить относительное изменение потерь напора на участке $A - B$ $l_1 = 5 \text{ км}$ ($d_1 = 200 \text{ мм}$), если к нему подключить лупинг той же длины ($d_2 = 260 \text{ мм}$). Трубы сварные новые, местными сопротивлениями пренебречь.

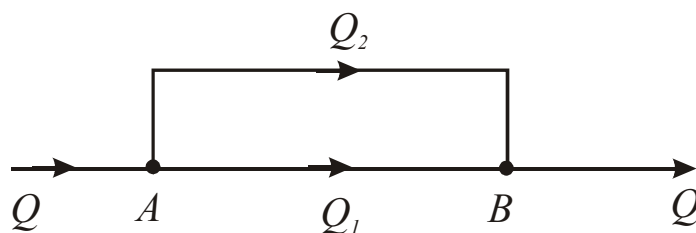


Рис. 3.21

Решение.

1. Определим скорость и число Рейнольдса на участке $A - B$ до подключения к нему лупинга.

$$v = \frac{4Q}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 0,05}{3,14 \cdot 0,2^2} = 1,59 \text{ м/с},$$

$$Re = \frac{v d_1}{\nu} = \frac{1,59 \cdot 0,2}{2 \cdot 10^{-4}} = 1590 < Re_{кр} = 2320,$$

то режим движения жидкости ламинарный, а коэффициент гидравлического трения определим по формуле $\lambda = 64 / Re = 64 / 1590 = 0,04$.

$$\text{Тогда потери напора } \Sigma h = \lambda \frac{l}{d_1} \frac{v^2}{2g} = 0,04 \frac{5000}{0,2} \frac{1,59^2}{2 \cdot 9,81} = 129,5 \text{ м.}$$

2. Найдем соотношение между Q_1 и Q_2 после подключения лупинга. Режим движения в трубах должен остаться ламинарным, так как для разветвления

$$Q = Q_1 + Q_2.$$

Следовательно, Q_1 и Q_2 меньше Q .

Используя соотношение для параллельных трубопроводов

$$\Sigma h_{A-B} = \Sigma h_1 = \Sigma h_2,$$

с учетом ламинарного режима (формула Пуазейля) имеем:

$$\Sigma h_{A-B} = \frac{128 \nu l_1 Q_1}{g d_1^4 \pi} = \frac{128 \nu l_2 Q_2}{g d_2^4 \pi}.$$

Откуда получим:

$$Q_1 = \frac{d_1^4}{d_2^4} Q_2 = \frac{0,2^4}{0,26^4} Q_2 = 0,356 Q_2.$$

3. Определим Q_1 и Q_2 и проверим правильность предположения о ламинарном режиме движения.

$$Q = Q_1 + Q_2 = 0,356 Q_2 + Q_2 = 1,356 Q_2, \text{ откуда}$$

$$Q_2 = Q / 1,356 = 50 \cdot 10^{-3} / 1,356 = 0,037 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$Q_1 = 0,356 Q_2 = 0,013 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$Re = \frac{v d_1}{\nu} = \frac{4 Q_1}{\pi d_1 \nu} = \frac{4 \cdot 13 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 2 \cdot 10^{-4}} = 413,$$

$$Re = \frac{v d_2}{\nu} = \frac{4 Q_2}{\pi d_2 \nu} = \frac{4 \cdot 37 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,26 \cdot 2 \cdot 10^{-4}} = 906.$$

Предположение о ламинарном течении подтвердилось.

4. Определим потери напора во всем разветвлении через потери напора в лупинге.

$$\Sigma h_{A-B} = \frac{128 \nu l_2 Q_2}{g d_2^4 \pi} = \frac{128 \cdot 2 \cdot 10^{-4} \cdot 5000 \cdot 37 \cdot 10^{-3}}{9,81 \cdot 0,26^4 \cdot 3,14} = 33,6 \text{ м.}$$

5. Вычислим относительное изменение потерь напора

$$\Sigma h / \Sigma h_{A-B} = 129,5 / 33,6 = 3,85.$$

Следовательно, после подключения лупинга потери напора на участке $A - B$ уменьшились почти в 4 раза.

Пример 4. Минеральное масло ($\rho = 840 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$) по горизонтальному трубопроводу подается к раздаточным пунктам C , E и F (рис. 3.22). Расходы масла в этих пунктах: $Q_C = 0,0106 \text{ м}^3/\text{с}$, $Q_E = 0,0068 \text{ м}^3/\text{с}$, $Q_F = 0,014 \text{ м}^3/\text{с}$; концевые свободные напоры: $H_C = 67 \text{ м}$, $H_E = 0 \text{ м}$, $H_F = 7 \text{ м}$; длины участков трубопровода $l_{AB} = 3 \text{ м}$, $l_{BC} = 1000 \text{ м}$, $l_{BD} = 2000 \text{ м}$, $l_{DE} = 1500 \text{ м}$, $l_{DF} = 1500 \text{ м}$. Насос при заданных расходах в пунктах раздачи может создать напор $H_A = 100 \text{ м}$, в наличии имеются новые сварные трубы диаметром 80, 100, 125, 200, 250 мм. Подобрать диаметры всех участков трубопровода, считая потери напора в местных сопротивлениях пренебрежимо малыми. Допустимое расхождение между реальным напором H_A и расчетным – не более 5%.

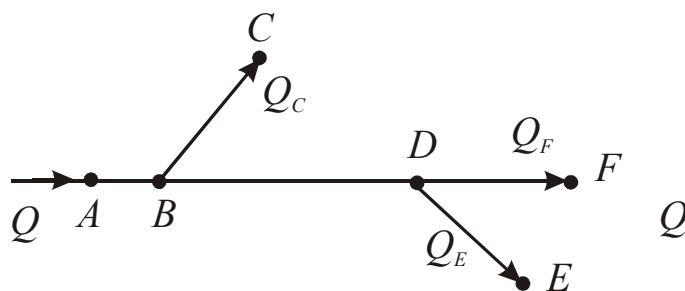


Рис. 3.22

Решение.

1. Выберем магистральную линию $ABDF$ и найдем для нее среднее значение гидравлического уклона $i_{\text{ср}}$.

Уравнение Бернулли (без учета скоростных напоров) для этой линии имеет вид:

$$H_A - H_F = h_{AF}, \text{ или } h_{AF} = 100 - 7 = 93 \text{ м.}$$

$$\text{Тогда } i_{\text{ср}} = h_{AF} / l_{AF} = 93 / 6500 = 1,43 \cdot 10^{-2}.$$

2. Определим в первом приближении диаметр линии AB и потери напора в ней.

Расход в этой линии определим

$$Q_{AB} = Q_C + Q_E + Q_F = 0,0106 + 0,0068 + 0,014 = 0,0314 \text{ м}^3/\text{с.}$$

3. Предполагая режим движения ламинарный воспользуемся формулой Пуазейля.

$$i_{\text{ср}} = i_{AB} = \frac{128 Q_{AB} \nu}{\pi g d_{AB}^4},$$

откуда

$$d_{AB} = \sqrt[4]{\frac{128 Q_{AB} \nu}{\pi g i_{\text{ср}}}} = \sqrt[4]{\frac{128 \cdot 0,0314 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 9,81 \cdot 1,43 \cdot 10^{-2}}} = 0,174 \text{ м.}$$

$$\text{При этом } Re = \frac{4 Q_{AB}}{\pi d_{AB} \nu} = \frac{4 \cdot 31,4 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,173 \cdot 10^{-4}} = 2300.$$

Предположение о ламинарном режиме движения нельзя считать подтвержденным, так как $Re = Re_{\text{кр}}$. кроме того, на участке AB расход наибольший, а, следовательно, можно ожидать, что гидравлический уклон окажется большего среднего. Поэтому для снижения значения Re и i выбираем ближайший к найденному больший диаметр $d_{AB} = 200 \text{ мм}$. Тогда

$$Re = \frac{4 Q_{AB}}{\pi d_{AB} \nu} = \frac{4 \cdot 31,4 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 10^{-4}} = 2000.$$

При таком диаметре режим движения действительно ламинарный. Определим потери напора на участке AB :

$$h_{AB} = \frac{128 Q_{AB} \nu l_{AB}}{\pi g d_{AB}^4} = \frac{128 \cdot 0,0314 \cdot 10^{-4} \cdot 3000}{3,14 \cdot 9,81 \cdot 0,2^4} = 24,5 \text{ м,}$$

а напор в точке B

$$H_B = H_A - h_{AB} = 100 - 24,5 = 75,5 \text{ м.}$$

4. Определим диаметр участка BC . Предполагая по-прежнему режим движения ламинарным и зная, что $h_{BC} = H_B - H_C = 75,5 - 67 = 8,5$ м, получим

$$d_{BC} = \sqrt[4]{\frac{128Q_{BC}\nu l_{BC}}{\pi g h_{BC}}} = \sqrt[4]{\frac{128 \cdot 0,00106 \cdot 10^{-4} \cdot 1000}{3,14 \cdot 9,81 \cdot 8,5}} = 0,15 \text{ м.}$$

При этом

$$Re = \frac{4Q_{BC}}{\pi d_{BC}\nu} = \frac{4 \cdot 10,6 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,15 \cdot 10^{-4}} = 900,$$

т. е. предположение о ламинарном режиме движения оправдалось. Найденное значение диаметра соответствует имеющимся, поэтому уточнений не требует.

5. Определим диаметр линии BD .

$$d_{BD} = \sqrt[4]{\frac{128Q_{BD}\nu}{\pi g i_{cp}}} = \sqrt[4]{\frac{128 \cdot 0,0208 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 9,81 \cdot 1,43 \cdot 10^{-2}}} = 0,157 \text{ м.}$$

Приняв $d_{BD} = 150$ мм, проверим режим движения:

$$Re = \frac{4Q_{BD}}{\pi d_{BD}\nu} = \frac{4 \cdot 20,8 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,15 \cdot 10^{-4}} = 1770.$$

Решение правильное.

$$h_{BD} = \frac{128Q_{BD}\nu l_{BD}}{\pi g d_{BD}^4} = \frac{128 \cdot 0,0208 \cdot 10^{-4} \cdot 2000}{3,14 \cdot 9,81 \cdot 0,15^4} = 34,1 \text{ м.}$$

5. Определим диаметр линии DE . Предполагая по-прежнему режим движения ламинарным и зная, что $h_{DE} = H_B - h_{BD} = 75,5 - 34,1 = 41,4$ м, получим

$$d_{DE} = \sqrt[4]{\frac{128Q_{DE}\nu l_{DE}}{\pi g h_{DE}}} = \sqrt[4]{\frac{128 \cdot 0,0068 \cdot 10^{-4} \cdot 1500}{3,14 \cdot 9,81 \cdot 41,4}} = 0,1 \text{ м.}$$

При этом

$$Re = \frac{4Q_{DE}}{\pi \cdot d_{DE} \cdot \nu} = \frac{4 \cdot 6,8 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,1 \cdot 10^{-4}} = 866,$$

т. е. предположение о ламинарном режиме движения оправдалось. Найденное значение диаметра соответствует имеющимся, поэтому

уточнений не требует.

6. Определим диаметр линии DF . Предполагая по-прежнему режим движения ламинарным и зная, что $h_{DF} = H_D - H_F = 41,4 - 7 = 34,4$ м, получим

$$d_{DF} = \sqrt[4]{\frac{128 Q_{DF} \nu l_{DF}}{\pi g h_{DF}}} = \sqrt[4]{\frac{128 \cdot 0,014 \cdot 10^{-4} \cdot 1500}{3,14 \cdot 9,81 \cdot 34,4}} = 0,126 \text{ м.}$$

Принимаем $d_{DF} = 125$ мм. При этом

$$Re = \frac{4 Q_{DF}}{\pi d_{DF} \nu} = \frac{4 \cdot 14 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,125 \cdot 10^{-4}} = 1430,$$

т. е. предположение о ламинарном режиме движения оправдалось.

7. Проверим соответствие напора H_A потерям напора в магистрали:

$$H_{\text{маг}} = h_{AB} + h_{BD} + h_{DF} + H_F = 24,5 + 34,1 + 35,4 + 7 = 101 \text{ м.}$$

Расхождение между H_A и $H_{\text{маг}}$ в 1%, решение задачи правильное.

3.10. Гидравлические машины

Пример 1. Одноступенчатый центробежный насос при числе оборотов $n = 1050$ об/мин развивает напор $H = 45$ м. Производительность насоса $Q = 0,106$ м³/с. Полный КПД насоса $\eta = 0,76$. Насос перекачивает нефть с плотностью $\rho = 945$ кг/м³.

Определить потребляемую насосом мощность N . Установить, как изменяется производительность, напор и потребляемая насосом мощность, если рабочее колесо будет вращаться с числом оборотов $n_1 = 1200$ об/мин.

Решение.

1. Потребляемая насосом мощность

$$N = \rho g Q H / \eta = 945 \cdot 9,8 \cdot 0,106 \cdot 45 / 0,76 = 58100 \text{ Дж/с} = 58,1 \text{ кВт.}$$

2. Для определения производительности, напора и потребляемой мощности, соответствующих новому числу оборотов, воспользуемся законом пропорциональности. Тогда производительность

$$Q_1 = Q(n_1 / n) = 0,106 \cdot (1200 / 1050) = 0,121 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Напор

$$H_1 = H(n_1/n)^2 = 45 \cdot (1200/1050)^2 = 58,5 \text{ м.}$$

Потребляемая мощность

$$N_1 = N(n_1/n)^3 = 58,1 \cdot (1200/1050)^3 = 86,6 \text{ кВт.}$$

Пример 2. Насос перекачивает воду плотностью $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ из резервуара с отметкой $z_1 = 5 \text{ м}$ в резервуар с отметкой $z_2 = 16 \text{ м}$ по трубопроводу $l_1 = 10 \text{ м}$, $d_1 = 100 \text{ мм}$ ($\Sigma\zeta_1 = 2$, $\lambda_1 = 0,025$) и $l_2 = 30 \text{ м}$, $d_2 = 75 \text{ мм}$ ($\Sigma\zeta_2 = 12$, $\lambda_2 = 0,027$) (рис. 3.23).

Определить подачу насоса, напор и потребляемую насосом мощность N , если его характеристика при числе оборотов $n = 1050 \text{ об/мин}$ представлена на рис. 3.24. Найти число оборотов насоса n_2 необходимое для увеличения его подачи на 50%.

Решение.

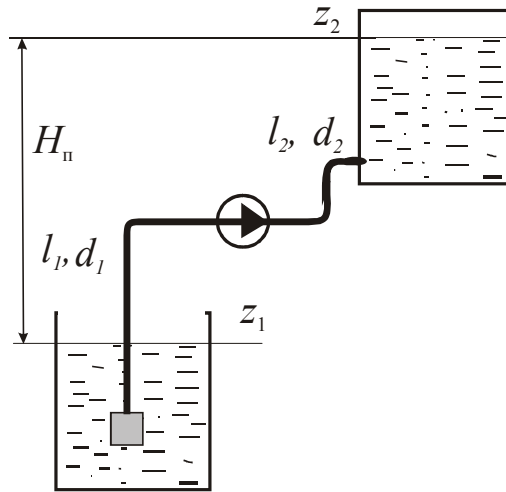


Рис. 3.23

1. Находим уравнение характеристики трубопровода

$$\begin{aligned} H_{\text{н}} &= H_{\text{г}} + \Sigma h_1 + \Sigma h_2 = H_{\text{г}} + \left(\frac{\lambda_1 l_1}{d_1} + \Sigma \zeta_1 \right) \frac{v_1^2}{2g} + \left(\frac{\lambda_2 l_2}{d_2} + \Sigma \zeta_2 \right) \frac{v_2^2}{2g} = \\ &= H_{\text{г}} + \left[\left(\frac{\lambda_1 l_1}{d_1} + \Sigma \zeta_1 \right) \frac{1}{S_1^2} + \left(\frac{\lambda_2 l_2}{d_2} + \Sigma \zeta_2 \right) \frac{1}{S_2^2} \right] \frac{Q^2}{2g} = \\ &= H_{\text{г}} + \left[\left(\frac{\lambda_1 l_1}{d_1} + \Sigma \zeta_1 \right) \frac{1}{d_1^4} + \left(\frac{\lambda_2 l_2}{d_2} + \Sigma \zeta_2 \right) \frac{1}{d_2^4} \right] \frac{16Q^2}{2g\pi^2} = \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= z_2 - z_1 + \left[\left(\frac{\lambda_1 l_1}{d_1} + \Sigma \zeta_1 \right) \frac{1}{d_1^4} + \left(\frac{\lambda_2 l_2}{d_2} + \Sigma \zeta_2 \right) \frac{1}{d_2^4} \right] \frac{16Q^2}{2g\pi^2} = \\
&= 16 - 5 + \left[\left(\frac{0,025 \cdot 10}{0,1} + 2 \right) \frac{1}{0,1^4} + \left(\frac{0,027 \cdot 30}{0,075} + 12 \right) \frac{1}{0,075^4} \right] \frac{16Q^2}{2 \cdot 9,8 \cdot 3,14^2} = \\
&= 11 + 63200Q^2.
\end{aligned}$$

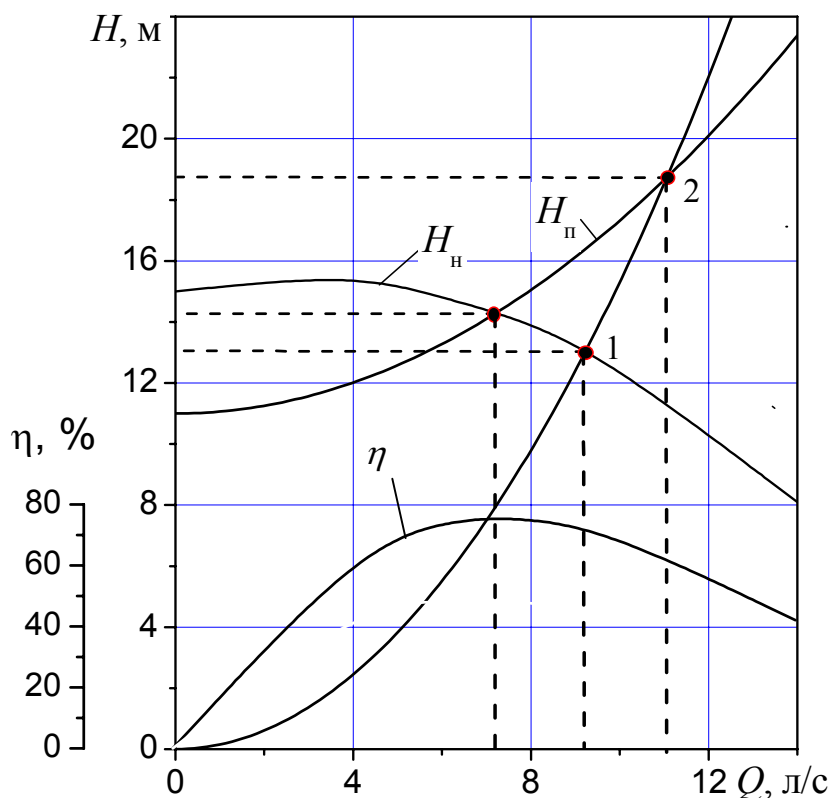


Рис. 3.24

2. По полученному уравнению строим характеристику трубопровода, т. е. кривую $H_{\text{п}} = f(Q)$, задаваясь различными значениями Q . Построение кривой начинаем из точки, смещенной вдоль оси H на величину геометрического напора $H_{\text{г}} = z_2 - z_1 = 11$ м (рис.4.34). Точка пересечения характеристики насоса с характеристикой трубопровода определяет режим работы насоса:

$$Q_{\text{н}} = 7,3 \text{ л/с}, H_{\text{н}} = 14,3 \text{ м}, \eta_{\text{н}} = 75\%.$$

Потребляемая насосом мощность

$$N_{\text{н}} = \rho g Q_{\text{н}} H_{\text{н}} / \eta_{\text{н}} = 1000 \cdot 9,8 \cdot 0,0073 \cdot 14,3 / 0,75 = 1,37 \text{ кВт.}$$

3. На характеристике трубопровода находим новую рабочую точку 2, соответствующую увеличенной на 50% производительности насоса, т. е.

$$Q_2 = 1,5 Q_{\text{н}} = 1,5 \cdot 7,3 = 10,95 \text{ л/с.}$$

При этом напор насоса равен $H_2 = 18,4 \text{ м.}$

4. Через рабочую точку 2 должна пройти характеристика насоса при искомом числе оборотов n_2 . Для того чтобы определить это число оборотов, проведем предварительно через точку 2 параболу подобных режимов, имеющую вершину в начале координат, т. е. кривую $H = c Q^2$, где

$$c = \frac{H_2}{Q_2^2} = \frac{18,4}{10,95^2} = 0,153 = \text{const.}$$

5. Для точки 1 пересечения этой кривой с первоначальной заданной характеристикой насоса находим: $Q_1 = 9,4 \text{ л/с, } H_1 = 13 \text{ м, } \eta_1 = 66\%.$

6. Применяя к точкам 1 и 2 подобных режимов законы пропорциональности, получим:

$$n'_2 = n_1 Q_2 / Q_1 = 1600 \cdot 10,95 / 9,4 = 1865 \text{ об/мин,}$$

$$n''_2 = n_1 \sqrt{H_2 / H_1} = 1600 \cdot \sqrt{18,4 / 13} = 1900 \text{ об/мин.}$$

7. За искомое число оборотов принимаем среднее арифметическое из двух полученных значений

$$n_2 = (n'_2 + n''_2) / 2 = (1865 + 1900) / 2 = 1880 \text{ об/мин.}$$

Пример 3. Насосная установка (рис. 3.25), состоящая из двух одинаковых центробежных насосов (характеристика насоса при $n = 1050 \text{ об/мин}$ представлена на рис. 3.26), забирая воду из колодца, питает по трубопроводу длиной $l = 2 \text{ км}$ и диаметром $d = 130 \text{ мм}$ водонапорную башню на высоте $H_{\text{г}} = 24 \text{ м.}$

Определить при каком соединении насосов (параллельном или последовательном) будет обеспечен необходимый расход жидкости $Q = 9 \text{ л/с}$, если коэффициент трения для стальной трубы $\lambda = 0,024$, местные потери учесть в размере 5% от потерь по длине. При решении задачи потерями напора в коротких всасывающих и соединительных трубах насосов пренебречь.

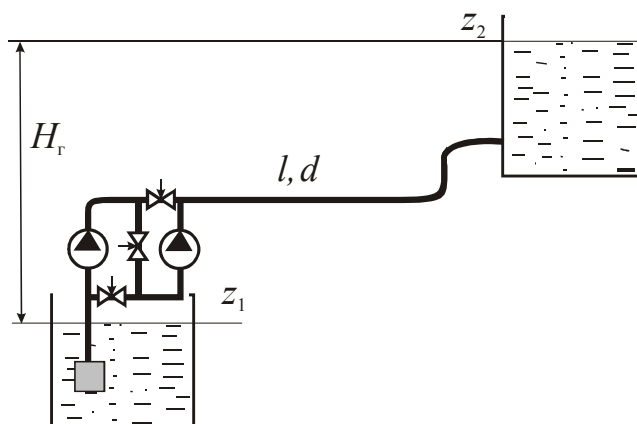


Рис. 3.25

Решение.

1. Строим суммарные характеристики насосов (рис. 3.28) при последовательном соединении (кривая 3), путем графического суммирования напора при одинаковой подаче каждого из насосов, и при параллельном соединении (кривая 2), путем графического суммирования расхода при одинаковом напоре каждого из насосов.

2. Строим характеристику трубопровода по уравнению:

$$\begin{aligned}
 H_{\text{п}} &= H_{\text{г}} + \Sigma h = H_{\text{г}} + \left(\frac{\lambda l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{v^2}{2g} = \\
 &= H_{\text{г}} + \left(\frac{\lambda l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{16Q^2}{2g\pi^2 d^5} = H_{\text{г}} + \frac{1,05\lambda 16Q^2}{2g\pi^2 d^5} = \\
 &= 24 + \frac{1,05 \cdot 0,024 \cdot 2000 \cdot 16 \cdot Q^2}{2 \cdot 9,8 \cdot 3,14^2 \cdot 0,13^5} = 24 + 112000Q^2.
 \end{aligned}$$

3. Режимы работы насосов определяется точками *A* и *B* пересечения характеристики трубопровода с соответствующими суммарными характеристиками насосов.

При параллельном соединении насосов (точка *A*) их производительность $Q_A = 9,4$ л/с, напор $H_A = 33,5$ м, КПД каждого из насосов $\eta = 64\%$. При последовательном соединении насосов (точка *B*) их производительность $Q_B = 8,8$ л/с, напор $H_B = 32,5$ м, КПД каждого из насосов $\eta = 58\%$.

Следовательно, необходимый расход жидкости $Q = 9$ л/с будет обеспечен при параллельном соединении насосов. Причем при этом способе подключения, насосы будут работать с большим КПД.

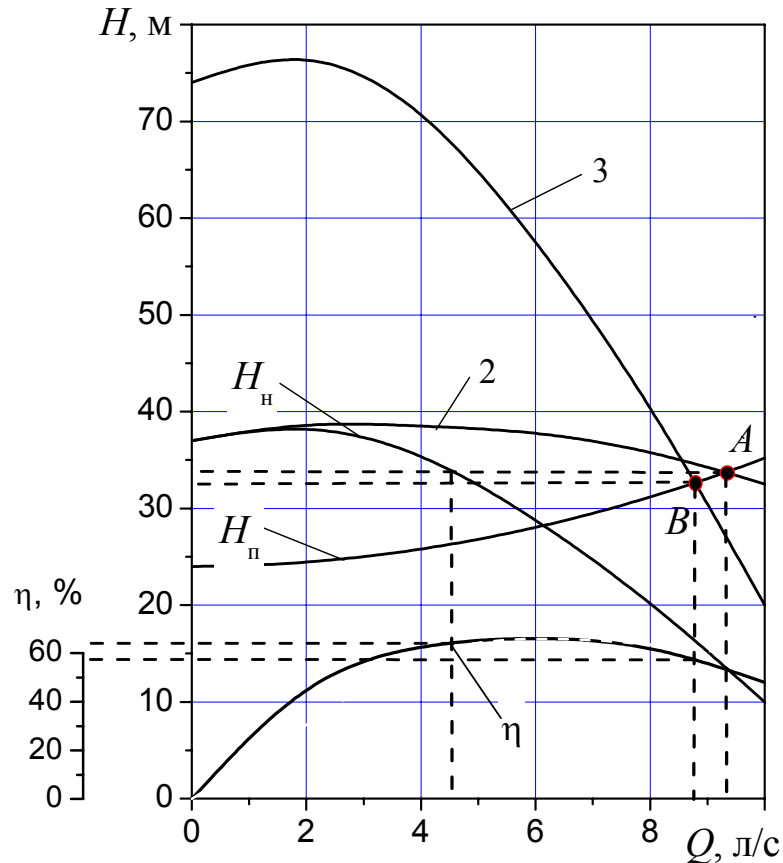


Рис. 3.26

Пример 4. Центробежный насос производительностью $Q = 0,0416 \text{ м}^3/\text{с}$ при числе оборотов $n = 730 \text{ об/мин}$ развивает напор $H = 180 \text{ м}$.

Определить необходимый запас напора на всасывающей линии, обеспечивающий отсутствие кавитации.

Решение.

1. Коэффициент быстроходности насоса

$$n_s = 3,65n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 3,65 \cdot 730 \frac{\sqrt{0,0416}}{180^{3/4}} = 45,5 \text{ об/мин.}$$

Так как $n_s = 45 < 80$, то данный насос является тихоходным и принимаем $C = 700$.

2. Тогда кавитационный запас определяется по формуле С.С. Руднева:

$$\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}} = 10 \left(nQ^{1/2} / C \right)^{4/3} = 10 \left(730 \cdot 0,0416^{1/2} / 700 \right)^{4/3} = 1,27 \text{ м.}$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Башта, Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта [и др.]. – М.: Машиностроение, 1982.
2. Медведев, В. Ф. Гидравлика и гидравлические машины: учеб. пособие / В. Ф. Медведев. – Минск : Выш. шк., 1998.
3. Гейер, В. Г. Гидравлика и гидропривод: учеб. для вузов / В. Г. Гейер [и др.]. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1991.
4. Лебедев, М. И. Объемный гидропривод машин лесной промышленности / М. И. Лебедев. – М.: Лесная промышленность, 1986.
5. Санкович, Е. С. Гидравлика, гидравлические машины, гидроприводы. учеб.-метод. пособие / Е. С. Санкович, А. Б. Сухоцкий. – Минск, БГТУ, 2005.
6. Осипов, П. Е. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод: учеб. пособие для вузов / П. Е. Осипов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Лесная промышленность, 1981.
7. Калинушкин, М. П. Гидравлические машины и холодильные установки: учеб. для вузов / М. П. Калинушкин. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1973.
8. Альтшуль, А. Д. Гидравлика и аэродинамика (Основы механики жидкости): учеб. пособие для вузов / А. Д. Альтшуль, П. Г. Киселев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1975.
9. Орлов, Ю. М. Механика жидкости, гидравлические машины и основы гидропривода: учеб. пособие / Ю. М. Орлов. – Пермь, 2001.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. ГИДРАВЛИКА.....	6
1.1. Основные физические свойства жидкости	6
1.1.1. Понятие жидкости и ее основные физические свойства	6
1.1.2. Приближение сплошности жидкости	11
1.2. Гидростатика	13
1.2.1. Гидростатическое давление в точке и его свойства	14
1.2.2. Дифференциальные уравнения равновесия жидкости (уравнения Эйлера)	17
1.2.3. Основное уравнение гидростатики и его физический смысл .	20
1.2.4. Закон Паскаля и его практическое применение (гидравлический пресс)	22
1.2.5. Сообщающиеся сосуды	23
1.2.6. Определение силы давления жидкости на плоские поверхности	24
1.2.7. Определение силы давления на криволинейные стенки	27
1.2.8. Закон Архимеда	30
1.3. Гидродинамика	32
1.3.1. Элементы кинематики жидкости и методы изучения движения жидкости	32
1.3.2. Виды движения жидкости	34
1.3.3. Кинематические и гидравлические характеристики	35
1.3.4. Поток жидкости и его основные понятия	36
1.3.5. Уравнение неразрывности	39
1.3.6. Уравнение неразрывности для элементарной струйки жидкости	41
1.3.7. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости	42
1.3.8. Геометрический и энергетический смысл уравнения Бернулли	44
1.3.9. Дифференциальное уравнение движения идеальной жидкости	45
1.3.10. Уравнение Бернулли для безвихревого установившегося потока идеальной жидкости	47
1.3.11. Уравнение Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости. Дифференциальное уравнение движения реальной жидкости (уравнение Навье – Стокса)	49

1.3.12. Уравнение Бернулли для установившегося параллельно-струйного потока реальной жидкости	50
1.3.13. Физический смысл коэффициента Кориолиса	52
1.3.14. Общие сведения о гидравлических потерях	53
1.3.15. Графическое представление и практическое применение уравнения Бернулли	55
1.3.16. Режимы движения жидкости. Опыт Рейнольдса	58
1.3.17. Основы теории ламинарного движения в круглой трубе	60
1.3.18. Основы теории турбулентного движения и его закономерности	66
1.3.20. Шероховатость поверхностей стенок и потери напора в турбулентном режиме	71
1.3.21. Местные гидравлические сопротивления	75
1.3.22. Истечение жидкости через отверстия и насадки	82
2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД	91
2.1. Классификация и принцип работы гидропривода. Рабочие жидкости гидроприводов	91
2.2. Гидравлический расчет гидролиний	93
2.2.1. Расчет простого короткого трубопровода с постоянным диаметром	96
2.2.2. Сифонный трубопровод	99
2.2.3. Последовательное соединение простых трубопроводов	100
2.2.4. Параллельное соединение простых трубопроводов	101
2.2.5. Разветвленное соединение простых трубопроводов	103
2.2.6. Сложный трубопровод	104
2.3. Гидравлические машины	105
2.3.1. Основные технические показатели гидромашин	106
2.3.2. Баланс энергии насоса	108
2.3.3. Рабочие характеристики насоса	110
2.3.4. Работа насоса на сеть	111
2.3.5. Способы регулирования рабочих параметров	112
2.3.6. Параллельная и последовательная работа насосов	113
2.3.7. Кавитация в насосах	115
2.3.8. Динамические насосы	116
2.3.9. Объемные гидравлические машины	119
2.3.10. Гидроцилиндры, их основные параметры и расчет	125
2.3.11. Тормозные и уплотнительные устройства гидроцилиндров	129

2.4. Гидроаппаратура	134
2.4.1. Направляющая аппаратура	134
2.4.2. Контрольно-регулирующая аппаратура	139
2.5. Вспомогательные устройства гидропривода	149
2.5.1. Устройства, обеспечивающие заданные параметры рабочей жидкости	149
2.5.2. Устройства, повышающие качество работы гидропривода	152
2.6. Основные системы и способы регулирования гидравлического привода	155
2.6.1. Дроссельный способ регулирования гидропривода	157
2.6.2. Следящий гидропривод	160
2.6.3. Классификация и принцип работы гидроусилителей	163
2.7. Типовые функциональные гидросхемы	166
2.7.1. Обеспечение одинаковой скорости движения поршня гидроцилиндра при рабочем и холостом ходе	166
2.7.2. Разгрузка насоса и гидросистемы	168
2.7.3. Последовательное включение в работу гидродвигателей	171
2.7.4. Синхронизация движения выходных звеньев гидродвигателей	172
2.8. О надежности гидроприводов	173
Литература	167

Учебное издание

Сухоцкий Альберт Борисович
Санкович Евгений Савельевич

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПРИВОД

Тексты лекций

Редактор *М. Ф. Мурашко*
Компьютерная верстка *О. Ю. Шантарович*

Подписано в печать 30.08.2007. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 10,0. Уч.-изд. л. 10,3.
Тираж 380 экз. Заказ .

Учреждение образования
«Белорусский государственный технологический университет».
220008. Минск, Свердлова, 13а.
ЛИ № 02330/0133255 от 30.04.2004.

Отпечатано в лаборатории полиграфии учреждения образования
«Белорусский государственный технологический университет».
220008. Минск, Свердлова, 13.
ЛП № 02330/0056739 от 22.01.2004.