Серия «Высшее обр зов ние»

З.В. Ловкис, Б.А. Карташов, П.В. Лаврухин

ГИДРАВЛИКА

Рекомендов но Учебно-методическим объединением вузов
Российской Федер ции по гроинженерному обр зов нию
в к честве учебного пособия для студентов высших учебных з ведений,
обуч ющихся по н пр влению «Агроинженерия»
(рецензия № 337-02 от 09.04.2014 г.)

Ростов-на-Дону
«Феникс»
2018

УДК 621.22(075.8)
ББК 30.123я73
КТК 233
Л68

Рецензенты:

В.Е. Хабаров — к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Теплотехника, гидравлика и охрана труда» ФГОУ ВПО «Ставропольский государственный аграрный университет»;

А.Т. Рыбак — д.т.н., профессор, эксперт Ассоциации инженерного образования, заведующий кафедрой «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы» ФГОУ ВПО «Донской государственный технический университет».

Ловкис З.В.

Л68 Гидравлика / З.В. Ловкис, Б.А. Карташов, П.В. Лаврухин. — Ростов н/Д : Феникс, 2018. — 383 с. : ил. — (Высшее образование).

ISBN 978-5-222-26137-8

В учебном пособии рассмотрены общие вопросы теории гидростатики, гидродинамики, динамических и объемных гидромашин, водоснабжения. Отличительная особенность данного пособия состоит в том, что в нем, наряду с неотъемлемыми традиционными разделами дисциплины, рассмотрены компьютерные технологии решения гидравлических задач, существенно повышающие эффективность обучения и снижающие его трудозатраты. В комплект учебного пособия входит электронное приложение с инсталляционным программным обеспечением и интерактивными элементами.

Издание предназначено для подготовки бакалавров и магистров по направлению 35.03.06 «Агроинженерия», может использоваться аспирантами и научными работниками.

ISBN 978-5-222-26137-8

УДК 621.22(075.8)
ББК 30.123я73

© З.В. Ловкис, Б.А. Карташов, П.В. Лаврухин, 2017
© ООО Феникс, 2017

ВВЕДЕНИЕ

Гидравлика изучает законы равновесия и движения жидкости, а также разрабатывает методы их применения для решения различных технических задач. Основные области применения гидравлики — гидротехника, мелиорация, водное хозяйство, гидроэнергетика, водоснабжение, пищеперерабатывающая промышленность, канализация, водный транспорт, гидротранспорт, машиностроение и другие области технической деятельности.

Гидравлика, опираясь на такие науки, как высшая математика, физика, теоретическая механика, сопротивление материалов, в свою очередь, служит базой для проектирования турбин, насосов, гидродинамических передач, гидроприводов, гидравлических машин, гидропневмотранспорта, а также оборудования и машин для водоснабжения, канализации, орошения и осушения.

В исследованиях гидравлических явлений и в расчетах применяют аналитический и экспериментальный методы. В аналитическом методе используют уравнения механики, и получают уравнения движения и равновесия жидкости, устанавливающие зависимости между кинематическими и динамическими характеристиками движущейся жидкости. Применение экспериментальных методов исследований обусловлено сложностью строения жидкостей и значительным числом сил, действующих в жидкости по различным законам. При аналитических исследованиях используют модель идеальной жидкости,

которая в отличие от всех имеющихся в природе и технике лишена вязкости. Жидкость рассматривают как непрерывную сплошную среду, а все параметры, характеризующие ее движение, считают непрерывными.

Во многих случаях в гидравлике рассматривают одномерные задачи, в которых достаточно знать только средние по сечениям значения гидравлических параметров, определяющих изучаемое гидравлическое явление.

Особенность дисциплины «Гидравлика» — наличие большого количества аналитической и вычислительной работы при ее практическом освоении, так как преимущественное большинство решаемых задач сводится к громоздким аналитическим выводам и выкладкам, а также к расчетам по достаточно сложным алгебраическим формулам. С такими задачами, задачами первого уровня, постоянно сталкиваются студенты, обучающиеся по программе бакалавра. Более сложные задачи, задачи второго уровня, например анализ динамических процессов в гидравлических элементах и системах, имеют место при углубленном факультативном изучении дисциплины «Гидравлика», освоении специальных дисциплин и в исследованиях, проводимых в магистратуре и аспирантуре. В общем случае такие задачи классической теории и прикладной гидравлики решают в два этапа. На первом этапе, используя основополагающие теоретические положения и методы дисциплины, исходя из условия задачи, находят аналитические зависимости (расчетные формулы, функциональные зависимости, всевозможные уравнения и т.п.). На втором этапе на основе этих зависимостей традиционными методами или с помощью современных компьютерных технологий определяют искомые числовые значения и характеристики.

Современные технические и программные средства позволяют практически полностью автоматизировать работы второго этапа, освободив обучающегося от утомительной, рутинной работы. Для этого, в зависимости от размерности решаемых задач, можно использовать алгоритмические языки, прикладные программы общего, общетехнического или специального назначения. Такое многообразие программных средств можно условно разделить на две группы: к первой группе отнести алгоритмические языки и прикладные программы, подобные

им, а ко второй группе — прикладные программы визуального программирования, предназначенные для широкого круга пользователей, не имеющих профессиональной подготовки в области программирования. Очевидно, что именно программы второй группы могут способствовать эффективному использованию пока не нашедших широкого применения компьютерных технологий в образовательном процессе по дисциплине «Гидравлика». В данном учебном пособии рассмотрен современный отечественный программный комплекс «Моделирование в технических устройствах» (ПК «МВТУ»), относящийся к прикладным программам второй группы, с русскоязычным интерфейсом пользователя и интерактивной справочной системой, удобной и «прозрачной» визуальной средой программирования. Основанием использования ПК «МВТУ» послужил многолетний положительный опыт его применения в АЧИИ ФГБОУ ВПО ДГАУ (АЧГАА), в учебном процессе различных дисциплин.

К учебному пособию прилагаются инсталляционное программное обеспечение и примеры выполнения отдельных задач в среде «ПК «МВТУ» в электронном виде*, что делает пособие в определенной мере интерактивным.

* * * * *

Учебное пособие подготовлено в Азово-Черноморском инженерном институте ФГБОУ ВПО ДГАУ. Введение к пособию написано с участием всех авторов; раздел I, II и Приложения подготовлены З. В. Ловкисом и П. В. Лаврухиным; раздел III разработан Б. А. Карташовым.

Авторы выражают глубокую благодарность руководителю авторского коллектива разработчиков ПК «МВТУ» О. С. Козлову — доценту МГТУ им. Н. Э. Баумана за предоставленную возможность использования в учебном пособии в качестве приложения инсталляционного программного обеспечения, сопроводительной и методической документации.

* Доступно по адресу: http://www.phoenixpub.ru/books/extra/10.

РАЗДЕЛ I. ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ

Гидравлика — наука, изучающая законы движения и равновесия жидкостей, а также способы приложения этих законов к решению инженерных задач. Процессы, протекающие в жидкостях или с их участием, могут иметь различный характер в зависимости от свойств самих жидкостей (плотности, вязкости, упругости, содержания воздушных составляющих, механических примесей, воды), а также внешних условий (теплового режима, давления и др.). При изменении свойств жидкостей могут возникнуть нарушения выполняемых процессов и выход из строя гидравлических машин.

1. Общие сведения о жидкостях, их физические свойства и характеристики

Жидкость — агрегатное состояние вещества, сочетающее в себе свойства твердого (сохранение объема, определенная прочность на разрыв) и газообразного (изменчивость формы) состояния.

Жидкость — физическое тело, обладающее свойством текучести, вследствие чего она не имеет собственной формы и поэтому в состоянии равновесия принимает форму сосуда, в котором находится.

Молекулы в жидкостях находятся на пределе действия сил межмолекулярного притяжения, поэтому тепловое движение молекул состоит не только из колебательных движений в уг-

лах кристаллической решетки, как в твердых телах, но также из хаотичных перемещений (скачков) отдельных молекул из одной группы молекул в другую. В жидкостях, как и в газах, происходит диффузия молекул с частотой $10^{11}...10^{12}$ $с^{-1}$. Для высокомолекулярных переохлажденных жидкостей эта частота меньше.

Жидкости подразделяют на два вида: капельные и газообразные. Капельные жидкости обладают большим сопротивлением сжатию (при сжатии изменяют свой объем незначительно), газообразные жидкости характеризуются малым сопротивлением сжатию и при воздействии сил сжатия или растяжения могут изменять свой объем в десятки раз.

При повышении температуры свойства жидкостей приближаются к свойствам газов, при понижении — к свойствам твердых тел.

Плотность и удельный вес жидкости

Для характеристики распределения массы в пространстве, занятом жидкостью, обычно пользуются величиной, называемой плотностью. Среднее значение плотности среды в некотором малом объеме определяют как отношение массы Δm, заключенной в этом объеме, к самому объему ΔV, т. е. $\rho_{ср} = \Delta m / \Delta V$.

Плотность при равномерном распределении массы, кг/м^3,

$$\rho = \frac{m}{V}. \qquad (1.1)$$

Физический смысл этого показателя — количество вещества в единице объема.

В технических задачах, рассматриваемых в гидравлике, размеры тел и взаимодействующих с ними частиц жидкости намного превышают межмолекулярные расстояния, которые в жидкостях имеют порядок 10^{-7} см, а в газах при атмосферном давлении — 10^{-5} см. Поэтому жидкости и газы воспринимаются как сплошная среда, масса которой равномерно распределена по объему.

Плотность минеральных жидкостей колеблется в пределах ρ = 830...940 кг/м^3, а воды — ρ = 1000...1010 кг/м^3 (табл. 1.1).

Т блиц 1.1

Плотность и удельный вес некоторых жидкостей при темпер туре 20 °С

Жидкость	**ρ, кг/м³**	**γ, Н/м³**
Вода	1000	9810
Бензин	680...740	6670...7260
Глицерин	1260	12240
Керосин	790...820	7550...8000
Спирт	790	7750
Ртуть	13550	132800
Нефть	700...900	6860...8830
Масло: машинное минеральное	 898 890...960	 8800 8730...9420
Воздух	1,29	12
Молоко	1026	10070

На жидкость и любые другие тела, обладающие массой, действует сила тяжести $G = mg$. Параметром, характеризующим распределение силы тяжести по объему жидкости V, является удельный (объемный) вес, Н/м³,

$$\gamma = \frac{G}{V}. \qquad (1.2)$$

Следовательно, его можно рассматривать как силу тяжести, с которой единица объема жидкости притягивается в поле земного тяготения.

Удельный вес и плотность связаны зависимостью, вытекающей из второго закона Ньютона, т.е.

$$\gamma = \frac{mg}{V} = \frac{m}{V} \times g = \rho g. \qquad (1.3)$$

Плотность жидкости зависит от температуры, поэтому с изменением последней изменяется также и удельный вес жидкости. Указанная зависимость характеризуется температурным коэффициентом объемного расширения $\alpha_ж$, представляющим собой физическую величину, выражающую относи-

тельное изменение объема жидкости при изменении температуры на 1 °С, т.е.

$$\alpha_{ж} = \frac{\Delta V}{V_0}\frac{1}{\Delta t}, \qquad (1.4)$$

где $\Delta V/\Delta_0$ — относительное изменение рассматриваемого начального объема V_0 жидкости (здесь $\Delta V = V - V_0$ (V_0 и V — объемы жидкости соответственно при температурах t_0 и t); $\Delta t = t - t_0$ (здесь t_0 и t — начальная и конечная температуры жидкости).

Следовательно, новый объем жидкости при температуре t

$$V = V_0 + \Delta V = V_0(1 + \alpha_{ж}\Delta t). \qquad (1.5)$$

Плотность жидкости ρ при заданной температуре

$$\rho = \rho_0 / (1 + \alpha_{ж}\Delta t), \qquad (1.6)$$

где ρ_0 — начальная плотность.

Значение температурного коэффициента объемного расширения для минеральных масел можно принять в диапазоне давлений 0...20 МПа равным $5\cdot10^{-4} < \alpha_{ж} < 8{,}4\cdot10^{-4}$, причем нижний предел соответствует 40 °С, а верхний — 80 °С.

Максимальное значение температурного коэффициента объемного расширения имеют синтетические жидкости, например для силиконов $7{,}8\cdot10^{-4} < \alpha_{ж} < 10{,}0\cdot10^{-4}$.

Поскольку плотность капельных жидкостей изменяется с изменением температуры в распространенном температурном диапазоне незначительно, при гидравлических расчетах во многих случаях достаточно принять постоянными значения этих параметров. Но при некоторых условиях такое допущение может привести к нарушениям функционирования гидросистемы в результате объемного расширения жидкости при изменении ее температуры, т.е. в результате нагрева может произойти переполнение жидкостью резервуаров и их разрушение.

При нагревании жидкости вследствие разницы в значениях температурного коэффициента объемного расширения жидкости и металлов происходит повышение давления Δp. При изменении температуры от t_1 до t_2

$$\Delta p = E_{ж}(\alpha_{ж} - \alpha_{м})(t_2 - t_1), \qquad (1.7)$$

где $E_{ж}$ — объемный модуль упругости жидкости; $\alpha_{ж}$ и $\alpha_{м}$ — температурные коэффициенты объемного расширения жидкости и металла, из которого изготовлен гидравлический элемент.

Однако, поскольку для распространенных рабочих жидкостей с объемным модулем сжатия $E_ж = 1400...2000$ МПа плотность ρ при давлениях порядка 15...20 МПа незначительно отличается от плотности ρ_0 при нулевом давлении, при расчете гидросистем можно допустить, что плотность не зависит от давления.

Вязкость жидкостей

Одно из важнейших свойств реальной жидкости, проявляющихся при движении,— вязкость, которая характеризуется способностью жидкости сопротивляться деформации сдвига или скольжению ее слоев при воздействии внешних сил. Различают объемную и тангенциальную вязкости. Объемная вязкость проявляется при сжатии и растяжении жидкости, вызывая сдвиг по фазе между объемной деформацией и давлением и рассеивание энергии при упругих колебаниях. Тангенциальная вязкость показывает способность жидкости сопротивляться сдвигу одного слоя относительно другого. Объемную вязкость рабочих жидкостей обычно не учитывают при проведении технических расчетов.

При течении жидкости вследствие внутреннего трения возникают касательные силы. Согласно закону Ньютона касательное напряжение трения τ между двумя слоями прямолинейно движущейся вязкой жидкости пропорционально отнесенному к единице длины изменению скорости по нормали к направлению движения, т.е.

$$\tau = \pm\mu \frac{d\upsilon}{dn}, \qquad (1.8)$$

где μ — коэффициент динамической вязкости; $d\upsilon/dn$ — градиент скорости по нормали к поверхности (здесь υ — скорость движения жидкости); n — расстояние между слоями жидкости, перпендикулярное к направлению движения.

Из выражения 1.8 можно определить динамическую вязкость

$$\mu = \tau \frac{d\upsilon}{dU}.$$

Вязкость проявляется лишь при течении жидкости, а в покоящейся жидкости касательные напряжения равны нулю. Отсюда следует, что в жидкостях касательные напряже-

ния зависят от скорости перемещения частиц жидкости друг относительно друга, в то время как в твердых телах касательные напряжения определяются величиной взаимного смещения частиц тела. В этом проявляется одно из характерных отличий жидкостей от твердых тел.

Жидкости, у которых вязкостные напряжения определяют по формуле (1.8), называются ньютоновскими. К ним относятся, например, вода, спирт, пиво, масла, сиропы и др.

В дальнейшем были обнаружены вещества, внешне аналогичные жидкостям, но не подчиняющиеся рассмотренному закону; к ним, например, относятся концентрированные капиллярные растворы и другие так называемые структурные гидросмеси.

В гидравлических расчетах потоков применяют отношение коэффициента динамической вязкости μ к плотности ρ жидкости, которое называется коэффициентом кинематической вязкости, т.е.

$$\nu = \mu / \rho. \qquad (1.9)$$

Единица измерения коэффициентов динамической вязкости — $\frac{\text{Н}}{\text{м}^2\text{с}}$ (пуаз), а кинематической вязкости — м²/с. Вязкость масла по ГОСТу дается при температуре 50 °С.

При применении жидкостей с высокой зависимостью вязкости от температуры затруднена работа в условиях эксплуатации при низкой температуре.

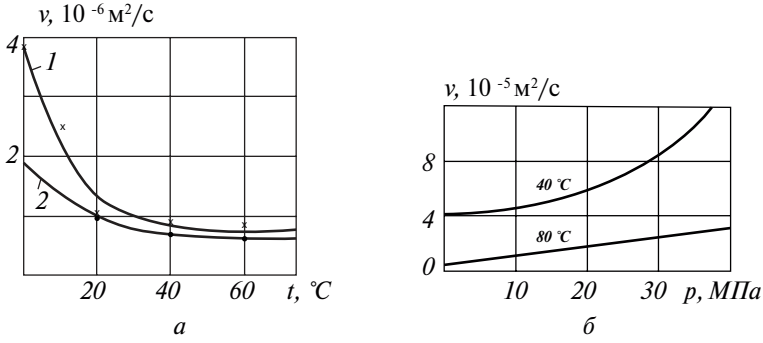


Рис. 1.1. Зависимости вязкости жидкостей: — от температуры; *б* — от давления (масло) (1 — масло; 2 — вода)

Вязкость жидкостей зависит также от давления и увеличивается с ростом последнего.

Сжимаемость жидкостей

Сжимаемость жидкостей есть их свойство изменять свой объем при изменении давления. Это свойство жидкости характеризуется коэффициентом объемного сжатия β_V, выражающим относительное уменьшение объема жидкости при увеличении давления на единицу:

$$\beta_v = \frac{1}{\Delta p} \cdot \frac{\Delta V}{V_0}, \qquad (1.10)$$

где $\Delta p = p_1 - p_2$ (здесь p_1 и p_2 — начальное и конечное давление при сжатии жидкости); $\Delta V = V_0 - V$ — изменение объема жидкости при изменении давления на величину Δp (здесь V_0 и V — соответственно объем жидкости при атмосферном и текущем давлении).

Коэффициент объемного сжатия жидкости при изменении давления от 0,1 до 50 МПа изменяется незначительно. В связи с этим при решении многих практических задач сжимаемостью жидкости обычно пренебрегают.

Величина, обратная коэффициенту β_v, называется модулем упругости $E_ж = \frac{1}{\beta_v} = V_0 \frac{\Delta p}{\Delta V}$. Модуль упругости измеряется в паскалях (Па).

Температурное расширение

Температурное расширение жидкости при ее нагреве характеризуется коэффициентом температурного расширения β_t, который показывает относительное увеличение объема жидкости при изменении температуры t на 1 °С: $\beta_t = \frac{1}{V_0} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta t}$.

2. Гидростатика

Раздел гидравлики, рассматривающий законы равновесия жидкостей, воздействия покоящихся жидкостей на погруженные в них тела и поверхности, ограничивающие жидкости, а также практическое применение этих законов, называется гидростатикой.

Законы гидростатики широко используют при расчетах гидростатического давления на плоские и криволинейные поверхности, а также при конструировании резервуаров, гидропрессов, гидроаккумуляторов, плавсредств и других устройств и систем, работа которых невозможна без жидкости.

2.1. Силы, действующие в жидкости, и ее напряженное состояние. Гидростатическое давление и его свойства

Силы, действующие в жидкости

Различают две категории сил: массовые и поверхностные.

Массовые (объемные) силы действуют на каждую частицу жидкости пропорционально ее массе, и их величина определяется вторым законом Ньютона $F = ma$. К массовым силам относятся инерционные, связанные с изменением скорости движения жидкости, и сила тяжести.

Поверхностные силы распределены на поверхностях, разделяющих жидкие объемы либо жидкость и твердое тело, как результат взаимодействия рассматриваемых жидких объемов или жидкости и твердого тела. Эти силы измеряют напряжением, под которым понимают силу, приходящуюся на единицу площади, т.е. $\sigma_0 = F/S$. Отсюда следует, что поверхностные силы пропорциональны площади поверхности S, на которой происходит взаимодействие. В общем случае напряжение может быть направлено под любым углом к поверхности. Поэтому для удобства и стройности записи аналитических зависимостей напряжение раскладывается на нормальное σ и касательное τ к поверхности.

Напряжения выделяют с помощью двух индексов. Первый показывает координатную ось, которая перпендикулярна к рассматриваемой площадке, а второй — ось, вдоль которой действует данное напряжение. У нормальных напряжений оба индекса одинаковы, например σ_{xx}, а у касательных различны — τ_{xy}, τ_{yz} и т.д. Касательные напряжения возникают в результате действия сил трения, обусловленных вязкостью жидкости. Поэтому в идеальной, а также в покоящейся ньютоновской жидкости касательные напряжения отсутствуют.

Свойство касательных напряжений: касательные напряжения не зависят от порядка написания индексов, т.е. $\tau_{xy} = \tau_{yx}$;

$\tau_{xz} = \tau_{zx}$; $\tau_{yz} = \tau_{zy}$. Это свойство — следствие особенностей модельной жидкости.

Нормальные напряжения возникают в результате действия массовых сил. Силы вязкости не изменяют результирующее нормальное напряжение, а только перераспределяют его по трем взаимно перпендикулярным направлениям. Отсюда следует, что если в пространстве, занятом потоком жидкости, выделить произвольно точку, принять ее за начало декартовой системы координат и через нее провести три взаимно перпендикулярные элементарные площадки соответственно с осями координат, то сумма нормальных напряжений, действующих в этих площадках, не будет зависеть от угла поворота координат системы. Поэтому величина $p = -\dfrac{\sigma_{xx} + \sigma_{yy} + \sigma_{zz}}{3}$ также не зависит от положения трех взаимно перпендикулярных площадок в данной точке. Эту величину называют давлением. Таким образом, давление представляет собой среднее арифметическое от нормальных напряжений в трех перпендикулярных направлениях в данной точке, взятое с обратным знаком. В механике твердого тела положительным считается растягивающее напряжение. В жидкости оно, как правило, отсутствует (жидкость сразу же разрывается). Для исключения из расчетов отрицательных величин давление при сжатии считается положительным.

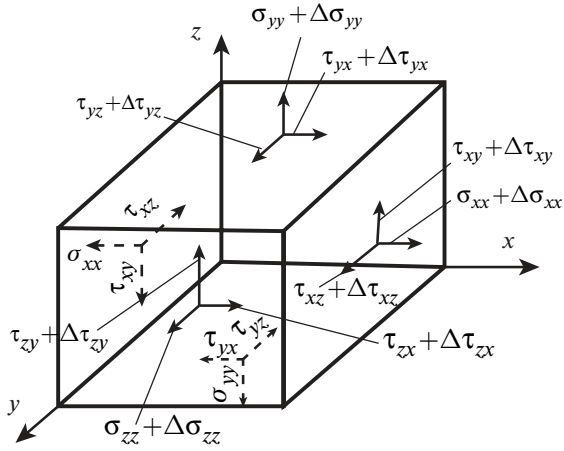


Рис. 2.1. Схема напряжений, действующих в жидкости

К свойствам нормальных напряжений относятся следующие: нормальное напряжение действует под прямым углом к поверхности в сторону сжатия (по определению); давление в данной точке во все стороны действует одинаково (является следствием свойств модели жидкости).

В потоке жидкости выделим точку и примем ее за начало декартовой системы координат. Вдоль осей из начала отложим три бесконечно малых отрезка Δx, Δy, Δz (рис. 2.1). На этих отрезках построим бесконечно малый параллелепипед. На него действуют массовая сила, равная $ma = \rho\Delta x\,\Delta y\,\Delta z\,a$ (a — ускорение массовой силы), и на каждую грань — поверхностные силы, равные $\sigma\Delta S$ или $\tau\Delta S$, где ΔS — площадь соответствующей грани, σ и τ — напряжения. Направления напряжений выбраны с учетом свойств модельной жидкости и в целях получения наиболее простой формы уравнения.

Применив второй закон Ньютона к выделенному параллелепипеду, в проекциях на координатную ось X получим

$$\Sigma F_x = m\frac{d\upsilon_x}{dt},$$

где ΣF_x — сумма проекций на ось OX всех сил, действующих на тело; $\frac{d\upsilon_x}{dt}$ — проекция на ось OX вектора ускорения, с которым движется выделенный параллелепипед.

Подставляем в уравнение соответствующие величины:

$$\rho\Delta x\Delta y\Delta z a_x + (\sigma_{xx} + \Delta\sigma_{xx})\Delta y\Delta z - \sigma_{xx}\Delta y\Delta z + (\tau_{yx} + \Delta\tau_{yx})\Delta x\Delta z -$$

$$-\tau_{yx}\Delta x\Delta z + (\tau_{zx} + \Delta\tau_{zx})\Delta x\Delta y - \tau_{zx}\Delta x\Delta y = \rho\Delta x\Delta y\Delta z\frac{d\upsilon_x}{dt}.$$

Раскрыв скобки, вычитаем и делим обе части уравнения на объем параллелепипеда, т.е.

$$\rho a_x + \frac{\Delta\sigma_{xx}}{\Delta x} + \frac{\Delta\tau_{yx}}{\Delta y} + \frac{\Delta\tau_{zx}}{\Delta z} = \rho\frac{d\upsilon_x}{dt}.$$

В пределе, когда Δx, Δy и Δz стремятся к 0, получим:

$$\rho a_x + \frac{\partial\delta_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z} = \rho\frac{d\upsilon_x}{dt}.$$

Нормальное напряжение σ_{xx} запишем в виде

$$\sigma_{xx} = -p + \sigma^*_{xx},$$

где p — давление; σ^*_{xx} — часть нормального напряжения, зависящая только от вязкости.

Тогда получим

$$\rho a_x - \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \left(\frac{\partial \sigma^*_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) = \rho \frac{d\upsilon_x}{dt}.$$

Уравнения в проекциях на другие оси можно получить аналогично. Запишем систему в алфавитном порядке, учитывая свойства касательных напряжений:

$$\begin{aligned}
&\rho a_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \left(\frac{\partial \sigma^*_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) = \rho \frac{d\upsilon_x}{dt}. \\
&\rho a_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \left(\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma^*_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} \right) = \rho \frac{d\upsilon_y}{dt}. \\
&\rho a_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \left(\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma^*_{zz}}{\partial z} \right) = \rho \frac{d\upsilon_z}{dt}.
\end{aligned} \qquad (2.1)$$

Данные уравнения называются уравнениями движения жидкости в напряжениях. Скобками выделены компоненты, зависящие только от вязкости.

Гидростатическое давление и его свойства

В гидростатике рассматриваются два вида покоя жидкости:

• абсолютный покой — жидкость вместе с сосудом неподвижна относительно земли;

• относительный покой — жидкость неподвижна относительно стенок сосуда, в котором она находится, но вместе с ним движется относительно земли.

При абсолютном покое из массовых сил на жидкость действует только сила тяжести, а при относительном покое, если движение неравномерное, кроме силы тяжести, будут действовать дополнительно также инерционные силы.

Напряжение сжатия в данной точке покоящейся жидкости называется гидростатическим давлением. Гидростатиче-

ское давление, в силу того, что в пределе площадь стремится к размерам точки *C*, является конечной величиной, не равной нулю. Тогда давление может рассматриваться как мера силового воздействия на каждую точку в области его действия:

$$p = \lim_{S \to C} \frac{F}{S} \neq 0,$$

где *F* — сила, действующая на площадь по внутренней нормали к поверхности *S*.

Гидростатическое давление характеризуется тремя свойствами:

1. Гидростатическое давление всегда направлено по внутренней нормали к поверхности, на которую оно действует.

2. Гидростатическое давление в любой точке жидкости действует всегда одинаково по всем направлениям.

3. Гидростатическое давление в любой точке жидкости зависит только от удельного веса жидкости и высоты столба жидкости над этой точкой.

2.2. Основное уравнение гидростатики в дифференциальной форме (уравнения Эйлера)

Основная задача гидростатики — получение следующих зависимостей:

- гидростатического давления в точке в функции ее координат $p = f(x, y, z)$;
- уравнения поверхности равных давлений $S(x, y, z) = \text{const}$.

С помощью первой зависимости можно определить давление в любой точке жидкости, второй — форму поверхности равных давлений, в том числе и свободной поверхности жидкости.

Рассмотрим объем жидкости, находящейся в равновесии (рис. 2.2). Наметим в нем произвольную точку *A*, в которой давление равно *p*. В данном объеме выделим бесконечно малый параллелепипед с ребрами *dx, dy* и *dz*, центр которого — в точке *A*. Мысленно отделим данный объем от окружающей жидкости и к граням приложим силы, действующие со стороны окружающей жидкости (F_x и F'_x, F_y и F'_y, F_z и F'_z). В центре масс выделенного элементар-

ного объема приложена равнодействующая массовых сил $\vec{Q}$. Под действием всех указанных сил этот объем должен находиться в состоянии равновесия. Условие его равновесия в проекции на ось *X*

$$F_x - F_x^{'} + Q_x = 0. \qquad (2.2)$$

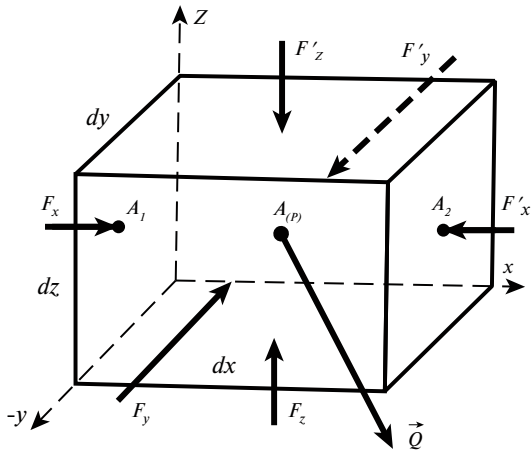


Рис. 2.2. Схема к выводу уравнения равновесия жидкости

Сила F_x равна давлению в центре левой грани параллелепипеда (точка *A*), помноженному на площадь грани *dydz*. Давление в точке A_1 равно $p - \frac{1}{2}\frac{\partial p}{\partial x}dx$, где $\frac{\partial p}{\partial x}$ — частная производная давления в направлении оси *X*, показывающая, с какой интенсивностью вблизи точки *A* изменяется давление *p* вдоль оси *X*;

$\frac{1}{2}dx$ — расстояние между точками A_1 и *A*. Знак «минус» соответствует принятому направлению оси *X*. Тогда

$$F_x = \left(p - \frac{1}{2}\frac{\partial p}{\partial x}dx\right)dydz;\ F_x^{'} = \left(p + \frac{1}{2}\frac{\partial p}{\partial x}dx\right)dydz.$$

Проекция массовой силы $Q_x = ma_x$,

где m — масса параллелепипеда; $_x$ — проекция единичной массовой силы на ось X.

Тогда

$$m = \rho dxdydz.$$

Запишем:

$$Q = \rho a_x dxdydz.$$

Подставив F_{x_n} F_x' и Q_x в уравнение (2.2), получим:

$$\left(p - \frac{1}{2}\frac{\partial p}{\partial x}dx\right)dydz - \left(p + \frac{1}{2}\frac{\partial p}{\partial x}dx\right)dydz + \rho dxdydz = 0.$$

Упростив выражение, получим:

$$-\frac{\partial p}{\partial x}dxdydz + \rho dxdydz = 0.$$

Разделив это уравнение на объем элементарного параллелепипеда $dxdydz$, получим

$$\frac{\partial p}{\partial x} = a_x.$$

Аналогично, проектируя силы на оси Y и Z, получим систему трех уравнений:

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x} &= \rho a_x; \\ \frac{\partial p}{\partial y} &= \rho a_y; \\ \frac{\partial p}{\partial z} &= \rho a_z. \end{aligned} \qquad (2.3)$$

Это и есть общие дифференциальные уравнения равновесия Эйлера. Общими они называются потому, что пригодны для любого случая равновесия, так как никакие ограничения в исходные условия не вводились, и дифференциальными потому, что в них входит не давление p, а его частные производные по координатным направлениям.

Аналогичные выражения можем получить, если воспользуемся общими уравнениями (2.1). Жидкость находится в покое, поэтому все слагаемые уравнений (2.1), зависящие от скоро-

сти, обратятся в 0 (это ускорения в правой части уравнений и вязкостные компоненты, записанные в скобках).

2.3. Поверхности равного давления

Умножим каждое уравнение (2.3) соответственно на приращения координат *dx, dy* и *dz*, сложим и преобразуем выражение:

$$\frac{\partial p}{\partial x}dx+\frac{\partial p}{\partial y}dy+\frac{\partial p}{\partial z}dz=\rho\left(a_x dx+a_y dy+a_z dz\right).$$

Левая часть уравнения представляет собой полный дифференциал давления (разность давлений на концах рассмотренного бесконечно малого отрезка) *dp*. Следовательно,

$$dp=\left(a_x dx+a_y dy+a_z dz\right). \qquad (2.4)$$

Данное уравнение называется основным уравнением гидростатики в дифференциальной форме или уравнением Эйлера в полных дифференциалах для гидростатики.

Поверхность, проведенная в жидкости, в каждой точке которой давление одинаково, называется поверхностью равного давления. Поскольку для поверхности равного давления $p = \text{const}$ и $dp = 0$, то уравнение поверхности равного давления будет иметь вид

$$a_x dx+a_y dy+a_z dz=0. \qquad (2.5)$$

Из уравнения следует, что форма поверхности равного давления не зависит от вида жидкости.

На границе раздела жидкости и газа, т.е. на свободной поверхности, давление будет одинаково, так как равно давлению газа, следовательно, свободная поверхность — частный случай поверхности равного давления.

Рассмотрим жидкость, находящуюся в герметически закрытом резервуаре с давлением на свободной поверхности p_0 (рис. 2.3). Для интегрирования уравнения (2.4) проведем горизонтальную плоскость сравнения *XOY* и обозначим 0–0. Ось *Z* проведем вертикально вверх. В абсолютно покоящейся жидкости, как уже отмечалось, из массовых сил будет действовать только сила тяжести с ускорением *g*. Тогда из выражения (2.5) $a_x = a_y = 0$, $a_z = -g$. При этом уравнение (2.4) примет вид:

$$dp=\rho(-g)dz=-\gamma dz.$$

Интегрируя его, получим

$$p = -\gamma z + c.$$

Произвольную постоянную c найдем из условия $z = z_0$ при $p = p_0$,

откуда $p_0 = -\gamma z_0 + c$,
откуда $c = p_0 + \gamma z_0$.

Подставив c, получим:

$$p = p_0 + \gamma(z_0 - z).$$

Согласно рис. 2.3 $z_0 - z = h$, тогда получим основное уравнение гидростатики:

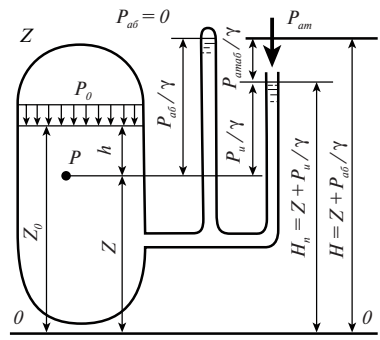


Рис. 2.3. Схема к пояснению давлений и вывода основного уравнения гидростатики

$$p = p_0 + \gamma h, \tag{2.6}$$

т.е. давление в любой точке покоящейся жидкости равно давлению на свободной поверхности p_0 плюс произведение удельного веса жидкости γ на заглубление точки под уровень свободной поверхности h.

Преобразовав начальное уравнение к виду $d\,(z + p/\gamma) = 0$ и проинтегрировав, получим уравнение гидростатического напора:

$$z + p/\gamma = H_п = \text{const}. \tag{2.7}$$

В гидравлике приняты следующие названия:

$H_п$ — потенциальный напор (в данном случае — гидростатический);

z — геометрический напор (геометрическая высота) частицы жидкости, находящейся в рассматриваемой точке;

p/γ — пьезометрический напор (пьезометрическая высота), соответствующий давлению в данной точке.

Так как $H_п = \text{const}$ для любой точки, то это будет справедливым для точки, лежащей на заданной поверхности.

Аналогично решая уравнение (2.5), получим $dz = 0$ и $z = \text{const}$.

Следовательно, при абсолютном покое жидкости поверхности равного давления, в том числе и свободная поверхность, представляют собой горизонтальные поверхности.

Допустим, что рассматриваемая точка находится внутри малой частицы жидкости, объем которой равен V, масса m, вес G, а давление внутри ее p. Энергия, которой обладает данная частица жидкости, может быть представлена в виде:

$$E = mgz + pV,$$

где mgz — потенциальная энергия положения; pV — потенциальная энергия давления (кинетическая энергия в покоящейся жидкости отсутствует).

Найдем энергию, приходящуюся на единицу веса рассматриваемой частицы (будем называть ее удельной):

$$\frac{E}{G} = \frac{mgz}{mg} + \frac{pV}{\gamma V} = Z + \frac{p}{\gamma}. \qquad (2.8)$$

Сравнивая полученный результат с уравнением (2.7), можно сделать вывод, что понятие «напор» обозначает удельную, приходящуюся на единицу веса жидкости энергию.

Из уравнения (2.8) видно, что давление в любой точке пространства, занятого жидкостью, складывается из двух частей: p_0 — внешнего по отношению к рассматриваемому объему жидкости, которое жидкость передает во все свои точки, и γh, создаваемого весом самой жидкости или весовое давление (см. формулу 2.6). Из уравнения (2.6) вытекают два следствия:

– по закону Паскаля внешнее давление передается жидкостью во все свои точки одинаково;

– давление не зависит от формы сосуда, в котором находится жидкость,— гидростатический парадокс.

На законе Паскаля основаны такие широко распространенные механизмы, как гидравлические подъемники, прессы и аккумуляторы. Второе следствие проиллюстрируем на примере. Предположим, что три резервуара (рис. 2.4) заполнены на одну и ту же глубину жидкостью. На основании второго следствия можно утверждать, что давление, действующее на дно каждого резервуара, одинаково. Поэтому, если площади дна одинаковы, во всех случаях его требуется делать равной прочности. Этот вывод на первый взгляд является парадоксальным, так как при рассмотрении создается ложное впечатление о малой нагрузке, действующей на дно резервуара, расположенного справа.

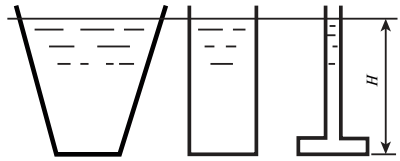


Рис. 2.4. Схема к объяснению гидростатического парадокса

2.4. Виды давления. Приборы для измерения давления

В гидравлике принято различать три вида давлений (рис. 2.5):
– абсолютное;
– манометрическое;
– вакуумметрическое.

Абсолютным давлением называют давление, измеряемое от точки давления в вакууме до любого существующего значения давления.

Манометрическим или избыточным называют величину превышения давления над давлением атмосферы или окружающей среды.

Вакуумметрическим называют величину снижения давления от значения давления атмосферы.

Можно заметить, что в показанной схеме существуют две базы для измерения давления — это давление в вакууме и величина атмосферного давления.

При решении технических задач следует использовать абсолютное давление, и все давления в данных для решения следует приводить именно к этому виду.

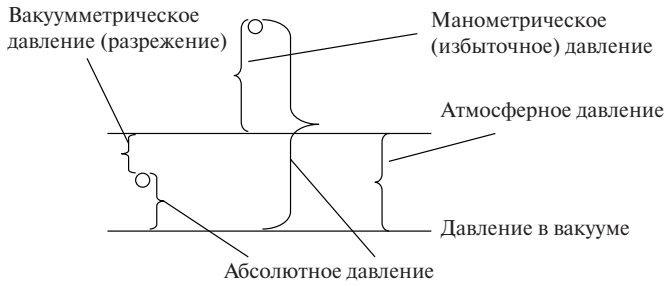


Рис. 2.5. Схема к определению вида давления

Понятие вакуума — абстрактное, воображаемое состояние пространства, когда в нем полностью отсутствуют любые материальные объекты, будь то молекулы, атомы или любые элементарные частицы, способные оказать механическое воздействие на стенки этого объема. В этом случае давление в вакууме может быть принято за абсолютный ноль давления.

Атмосферное давление является частным случаем абсолютного давления, и, как правило, зависит от метеорологических условий и высоты над уровнем моря. Однако подавляющее большинство приборов для измерения давления используют в качестве начала отсчета именно атмосферное давление. Это связано с простотой и удобством таких измерений, а получаемые погрешности либо незначительны, либо могут быть легко приведены к стандартным условиям.

Как видно из схемы на рис. 2.5, для перевода давлений одного вида в другой можно предложить следующие формулы:

– для случая манометрического давления $p_{абс} = p_{атм} + p_{изб}$;

– для случая вакуумметрического давления $p_{абс} = p_{атм} - p_{вак}$.

Единица измерения давления — паскаль: 1 Па = 1 Н/м^2. В технике обычно применяют кратные единицы: 1 кПа = 1000 Па или 1 МПа = 10^6 Па.

Для измерения давления используют манометры, вакуумметры, мановакуумметры, пьезометры и др.

По типу градуировки шкалы приборы делятся на две группы: манометры абсолютного давления (0 шкалы соответствует давлению в полном вакууме); приборы избыточного давления — манометры, вакуумметры и мановакуумметры (0 шкалы соответствует атмосферному давлению). Приборы, предназначенные для измерения абсолютного давления атмосферы, называются барометрами. Манометрами избыточного давления измеряют превышение давления в данном месте над атмосферным давлением. Вакуумметры служат для измерения снижения давления от величины давления атмосферы (разрежений). Мановакуумметры применяют для измерения как превышения, так и снижения давлений над давлением атмосферы. На шкале прибора имеются положительные и отрицательные значения, а 0 шкалы смещен от края к ее середине.

По принципу действия приборы для измерения давления разделены на следующие виды:

– жидкостные (основаны на законах гидростатики);

– деформационные с упругим чувствительным элементом (основаны на законе Гука);

– грузопоршневые (измеряемое давление уравновешивается давлением, создаваемым поршнем с грузами);

– электрические, преобразующие измеряемое давление в электрический сигнал (используют для дистанционного измерения давления).[1]

По метрологическому назначению различают следующие приборы:

– технические (рабочие) — имеют класс точности $k \geq 1$;

– лабораторные (контрольные) — $0{,}4 \leq k < 1$;

– образцовые — $0{,}005 \leq k \leq 0{,}25$.

Классом точности прибора называют отношение максимальной абсолютной погрешности прибора к разности наибольшего и наименьшего отсчетов на его шкале, выраженное в процентах. Максимальная абсолютная погрешность прибора близка по значению цене минимального деления шкалы.

Жидкостные манометры делятся на двухтрубные (рис. 2.6, *б*) и однотрубные (рис. 2.6, *в*).

У манометров абсолютного давления (см. рис. 2.6,), в том числе и барометров, одна из трубок запаяна. Давление над уровнем жидкости у запаянного конца равно давлению насыщенных паров жидкости при данной температуре.

Для ртути, которую в основном используют в таких манометрах, это давление влияет на разность уровней в трубках менее чем на 0,1 мм. Данным значением пренебрегают, так как погрешность измерения разности уровней (высоты столба жидкости) составляет $\pm$ 2 мм.

У манометров избыточного давления и вакуумметров одна из трубок соединяется с атмосферой.

Действие жидкостных приборов основано на принципе сообщающихся сосудов, которые заполнены несмешивающимися жидкостями (например, водой и ртутью, водой и маслом) с удельным весом γ_1 и γ_2 и давлением на свободных поверхностях p_c и $p_{атм}$ (см. рис. 2.6, *б*). Между жидкостями устанавлива-

[1] Широко применяются ранее выпускавшиеся приборы, шкала которых отградуирована в кгс/см^2 (1 кгс/см^2 = 98 кПа).

ется горизонтальная раздельная плоскость – . Давление на плоскости раздела $p_{а–а}$ равняется

$$E = mgz + pV .$$

Шкала жидкостных приборов отградуирована в единицах длины, по шкале определяется высота столбов жидкости, соответствующая данному давлению (пьезометрический напор). Искомое давление вычисляют с помощью закона гидростатики:

$$p = \gamma h ,$$

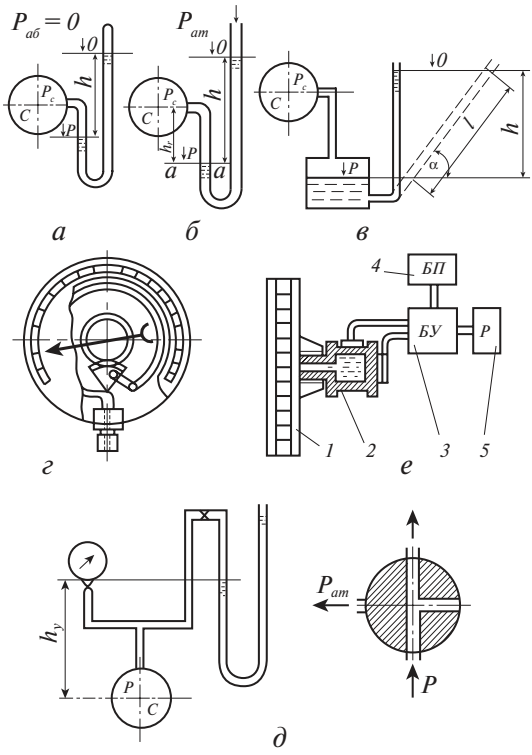


Рис. 2.6. Схемы и устройства для измерения давления: — двухтрубный манометр абсолютного давления; *б* — двухтрубный манометр (вакуумметр) избыточного давления; *в* — однотрубный пьезометр; *г* — пружинный манометр; *д* — дифференциальный манометр; *е* — электрическим методом: *1* — трубопровод *2* — тензометрический датчик давлений; *3* и *4* — блоки усиления сигнала и питания; *5* — регистрирующий прибор

где γ — удельный вес жидкости в приборе; h — разность отсчетов по уровням жидкости в трубах (высота столба жидкости).

Для манометра абсолютного давления $h = \nabla_0 - \nabla_p$ (см. рис. 2.6,), для приборов избыточного давления $h = \nabla_a - \nabla_p$ (см. рис. 2.6, *б*), где $\nabla_0, \nabla_p, \nabla$ — отметки высот уровней жидкости в пьезометрах.

Здесь ∇_p — отсчет по уровню жидкости в трубке, соединенной с резервуаром, в котором измеряется давление; ∇_a — отсчет по трубке, соединенной с атмосферой; ∇_0 — отсчет по уровню жидкости в запаянной трубке.

У однотрубных жидкостных приборов (см. рис. 2.6, *в*) одна из трубок заменена резервуаром, диаметр которого намного больше диаметра оставшейся трубки. Уровень жидкости в нем при изменении давления практически остается постоянным. Если перед началом измерения уровень жидкости в трубке совместить с 0 шкалы, то при измерении можно ограничиться одним отсчетом вместо двух, как это делается при использовании двухтрубных приборов.

Недостаток однотрубных приборов — значительные размеры резервуара. Поэтому их используют, когда диапазон измеряемых давлений невелик.

Точность измерения можно увеличить, если трубку прибора вместе со шкалой установить наклонно. В данном случае разность отсчетов определяется не превышением одного уровня над другим, а длиной столба жидкости l в трубке прибора. Высота столба жидкости $h = l \sin \alpha$. При $\sin \alpha < 0{,}2$ мениск растягивается вдоль трубки, и точность отсчетов понижается. Поэтому дальнейшее увеличение наклона нецелесообразно.

Для измерения давления могут быть использованы также пьезометры. Они представляют собой, как правило, вертикальную трубку, заполненную такой же жидкостью, как в резервуаре, в котором измеряется давление. Пьезометры бывают с запаянной и открытой сверху трубками (см. рис. 2.6, *в*). Запаянные сверху пьезометры встречаются крайне редко. В целях удобства использования приборов 0 шкалы пьезометров совмещают с плоскостью сравнения. В этом случае при отсчете по пьезометру определяется потенциальный напор $H_{\text{п}} = z + p/\gamma$. Следует иметь в виду, что в случае открытого сверху пьезометра $p = p_{\text{и}}$, а в случае запаянного — $p = p_{\text{абс}}$.

Измеряемое давление можно определить из соотношения $p = \gamma (H_п - z)$. Если плоскость сравнения и, соответственно, 0 шкалы пьезометра будут совпадать с точкой, в которой измеряется давление, то очевидно, что в этом случае $z = 0$ — отсчет по пьезометру будет представлять только пьезометрический напор, т.е. p/γ.

Преимущества жидкостных приборов — высокая точность измерения и простота конструкции, а недостатки — малая механическая прочность, снижение точности измерения в результате вибрации, косвенный метод измерения, низкий верхний предел измеряемого давления.

У показывающих приборов с упругим чувствительным элементом для измерения давления чувствительный элемент выполнен в виде упругой мембраны (мембранной коробки) или изогнутой трубки (трубчатой пружины).

Шкалу показывающих приборов градуируют в МПа или кПа (ранее кгс/см^2), т.е. в единицах давления. У манометров избыточного давления верхний предел изменяется от 0,06 МПа до 100 МПа, у вакуумметров нижний предел составляет — 0,06 МПа или 0,1 МПа, у мановакуумметров нижний предел 0,1 МПа, а верхний — 0,06 МПа.

Рабочий предел измерения давления при постоянном давлении может достигать 100% верхнего предела шкалы прибора, а при переменном давлении — 88%.

Под постоянным понимается давление, которое изменяется со скоростью не более 1% диапазона измерений по шкале прибора в 1 с. Допускается измерять переменное давление, если скорость его изменения не превышает 10% диапазона шкалы прибора. Запрещается измерять резко изменяющееся давление данными приборами. Вибрация приборов должна отсутствовать.

Для уменьшения колебания стрелки прибора применяют демпферы, например в виде диафрагмы с малым отверстием капилляра, которые устанавливают в трубке для отбора давления, или воздушного колпака.

На циферблате прибора указаны: единица давления; класс точности; знак «–» (минус) впереди числа, обозначающего нижний предел вакуумметрического давления; наименование среды при специальном исполнении прибора (например, «кислород — масло — опасно»); Ж — для жидкой среды; Г — для газообразной; марка прибора, например, ОБМВ1-160, где

ОБ — образцовый, МВ — мановакуумметр, 1 — исполнение (штуцер направлен вниз от шкалы), 160 — наружный диаметр шкалы (мм).

Преимущества показывающих приборов — большие пределы измерения давления, относительно высокая механическая прочность, удобство прямого измерения. К недостаткам относятся сложность изготовления, меньшая точность, «старение» упругого элемента, вызывающее необходимость регулярной проверки приборов.

Грузопоршневые манометры характеризуются высокой точностью, используются как образцовые для проверки показывающих приборов.

Необходимо учитывать, что показывающие приборы измеряют давление в своем штуцере, а жидкостные — на границе раздела жидкости, налитой в прибор, и жидкости, давление которой измеряется. Поэтому результат измерения давления прибором, смещенным на высоту h_y от точки измерения давления (см. рис. 2.6, *д*), будет содержать абсолютную систематическую погрешность, которая может быть определена по закону гидростатики

$$\Delta p = \gamma h_y ,$$

где γ — удельный вес жидкости, заполняющей соединительную трубку.

Интересующее давление, например в точке *C,* вычисляют по формуле $p_c = p + p_c = p + \Delta p$, где p — показание прибора. Если прибор расположен выше точки измерения, то h_y — величина положительная, а если ниже, то отрицательная.

При измерении давления газа, если им заполнена соединительная трубка, показания прибора, установленного в любом месте, будут практически соответствовать измеряемому, так как удельный вес газа очень мал. Поскольку трубки обычно непрозрачные, то трудно установить заполняющую их среду. Поэтому соединительные трубки перед измерением обязательно заполняют жидкостью, давление которой измеряют. Для этого перед прибором должны быть установлены трехходовые краны. При измерении давления меньше атмосферного к трехходовому крану подключают еще одну трубку, погруженную в жидкость, давление которой измеряют.

Электрические приборы применяют для регистрации давления в труднодоступных местах гидросистем и гидроприво-

дов. Тензометрический датчик давления (ТДД) 2 (см. рис. 2.6, *е*) устанавливают непосредственно в трубопровод *1*. Для питания тензорезисторов и приборов в схеме устанавливают блок питания (БП) *4*. Сигнал от датчика давления при изменении давления в трубопроводе поступает на блок усиления (БУ) *3* и оттуда поступает на регистрирующий прибор (Р) *5*. Последний может быть с лучевой или цифровой индикацией.

2.5. Сила гидростатического давления на плоские фигуры. Эпюры давления

Вычисление силы гидростатического давления

На практике часто приходится определять силу, действующую со стороны жидкости на плоскую стенку сосуда или дно. Например, плоский клапан произвольной формы (рис. 2.7), площадь которого равна S, наклонен к горизонтальной плоскости под углом α. Точка C — центр тяжести клапана. Для определения силы гидростатического давления выделим на клапане такую элементарную бесконечно малую площадку dS, что в ее пределах давление p можно считать везде практически одинаковым. Тогда сила, действующая на бесконечно малую площадку, $dF = pdS$. Из уравнения гидростатики следует, что

$$p = p_0 + \gamma h,$$

где p_0 – давление на поверхности жидкости; h — глубина погружения рассматриваемой элементарной площадки от горизонтальной поверхности, проходящей через верхнюю точку клапана.

С учетом последнего соотношения сила, действующая на элементарную площадку площадью dS, будет:

$$dF = p_0 dS + \gamma h dS.$$

Для определения силы гидростатического давления, действующей на весь клапан, проинтегрируем по площади полученное выражение:

$$F = \int p_0 dS + \int \gamma h dS.$$

Таким образом, сила гидростатического давления может быть представлена в виде суммы двух составляющих:

$$F_{\text{П}} = \int p_0 dS \text{ и } F_m = \int \gamma h dS.$$

Сила $F_{\text{п}}$ (сила Паскаля) создается давлением на поверхности жидкости, находящейся над клапаном. По закону Паскаля давление p_0 передается во все точки клапана одинаково и для рассматриваемого случая является величиной постоянной, поэтому величину p_0 можно вынести из-под знака интеграла, т.е.

$$F_{\text{П}} = \int p_0 dS = p_0 \int dS$$

или

$$F_{\text{П}} = p_0 S. \qquad (2.9)$$

Сила $F_{\text{т}}$ (сила весового давления жидкости) создается весом горизонтальных слоев жидкости, расположенных в пределах рассматриваемой фигуры. Глубину погружения элементарной площадки можно представить, как $h = y\sin\alpha$. Учитывая, что α и γ — величины постоянные, получим $F_m = \int\limits_s \gamma h dS = \gamma \sin\alpha \int\limits_s y dS$. Последний интеграл представляет собой статический момент площади относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести фигуры, т.е.

$$\int\limits_s y dS = y_C S,$$

где y_C — расстояние от верхней точки фигуры до горизонтальной оси, проходящей через ее центр тяжести.

Из рисунка 2.7 видно, что $y_C \cdot \sin\alpha = h_C$, где h_C — глубина погружения центра тяжести клапана от горизонтальной плоскости, проходящей через его верхнюю точку.

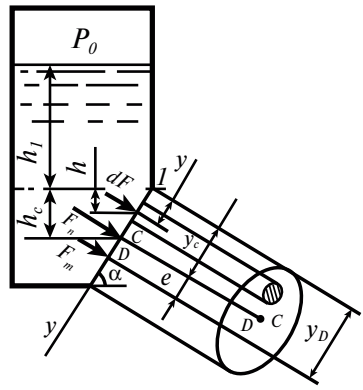


Рис. 2.7. Схема определения силы давления на плоскую поверхность

С учетом изложенного получим:

$$F_m = \gamma h_C S. \tag{2.10}$$

Тогда сила гидростатического давления:

$$F = F_n + F_m = p_0 S + \gamma h_C S = (p_0 + \gamma h_C) S. \tag{2.11}$$

Но $p_0 + \gamma h_C = p_C$, где p_C — давление в центре тяжести клапана. Следовательно,

$$F = p_C S. \tag{2.12}$$

Во многих случаях требуется знать не силу гидростатического давления, а создаваемый ею момент M, который удобнее вычислять как сумму моментов составляющих, т.е. $M = F_{\text{п}} l_{\text{п}} + F_{\text{т}} l_{\text{т}}$, где $l_{\text{п}}$ и $l_{\text{т}}$ — соответственно плечи сил Паскаля и весового давления жидкости; для их определения надо знать точки приложения указанных двух сил.

Как уже говорилось выше, давление p_0 передается во все точки фигуры одинаково, поэтому точкой приложения силы Паскаля является центр тяжести фигуры C.

Для определения точки приложения силы весового давления жидкости $F_{\text{т}}$ найдем момент соответствующей силы, действующей на элементарную площадку относительно горизонтальной оси, проходящей через верхнюю точку клапана (ось X):

$$dM = ydF_m = y\gamma h dS = \gamma \sin\alpha y^2 dS.$$

Чтобы получить момент силы, действующей на всю фигуру, нужно проинтегрировать полученное выражение

$$M = \gamma \sin\alpha \int_s y^2 dS,$$

Полученный интеграл содержит осевой момент инерции площади относительно оси X, т.е.

$$\int_s y^2 dS = I_C + y_C^2 S, \tag{2.13}$$

где I_C — осевой момент инерции рассматриваемой фигуры относительно горизонтальной оси, проходящей через ее центр тяжести.

Таким образом, учитывая выражение (2.13), получим:

$$\gamma h_C S y_D = \gamma \sin\alpha \, (I_C + y_C^2 S),$$

где y_D — ордината центра тяжести рассматриваемой фигуры.

Но $h_C / \sin\alpha = y_C$. Следовательно,

$$y_D = \frac{I_C + y_C^2 S}{y_C S}.$$

Эпюры давления

Эпюрой гидростатического давления называют график, показывающий величину давления в каждой точке рассматриваемой фигуры.

Кроме того, эпюрой давления также называют фигуру, образованную ординатами давления и сечения этой фигуры какой-либо плоскостью. Чаще рассматриваются сечения вертикальными и горизонтальными плоскостями. Уравнением эпюры служит уравнение (2.6). Эпюра представляет собой прямую линию, для построения которой достаточно двух точек и, как правило, используется избыточное давление.

Рассмотрим порядок построения эпюры. Вычерчивают в масштабе поверхность, на которой требуется определить давление. Намечают расчетные точки, в которых необходимо вычислить давление для построения эпюры. Число таких точек должно быть минимальным, но достаточным. Их целесообразно намечать на границе и в местах изгиба рассматриваемой поверхности, а также на поверхности раздела жидкостей. По формуле (2.6) в расчетных точках вычисляют давление. Ординаты давления в масштабе откладывают по нормали к поверхности со стороны нагрузки. Соответствующие точки соединяют прямыми линиями.

Например, требуется построить эпюру давления, действующего на боковую поверхность сосуда (рис. 2.8, *а* и *б*). Давление газа внутри сосуда меньше атмосферного. Для построения эпюры достаточно в данном случае найти давление в точках 1...3 (p_1, p_2, p_3).

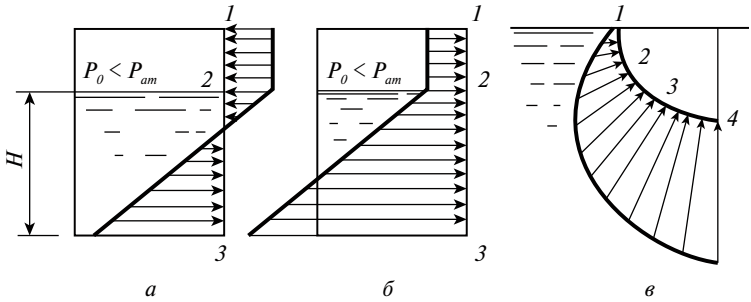


Рис. 2.8. Эпюры гидростатического давления:
...*в* — возможные варианты

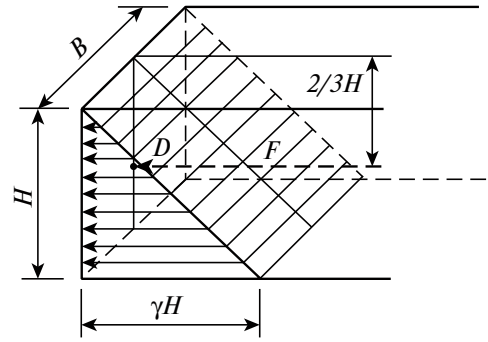


Рис. 2.9. Схема к определению силы гидростатического давления

Учитывая, что в расчетах используют абсолютное давление, а $p < p_{ат}$, величина p будет отрицательной. В результате сосуд на участке *1–2* будет сжиматься. Ординаты давлений p_1 и p_2 откладывают наружу. Давление в точке *3* определяют по уравнению $p_3 = p + \gamma H$. Стрелки показывают направление нагрузки.

При избыточном давлении в сосуде ординаты давлений откладывают по направлению изнутри.

Эпюру давления на криволинейную поверхность строят аналогично. В данном случае эпюра также будет криволинейная, поэтому число расчетных точек должно быть соответственно увеличено (рис. 2.8, *в*).

Построим эпюру гидростатического давления для заполненного резервуара (рис. 2.9). На верхнем основании $p_1 = 0$

(рассматриваем избыточное давление), на нижнем основании $p_2 = \gamma H$. Следовательно, эпюра давления представляет собой призму с треугольным основанием. Объем эпюры давления найдем как объем призмы $V_э$, $= S_э b$, где $S_э$ – площадь основания призмы (в данном случае треугольного), а b – высота призмы.

Сила Паскаля отсутствует, так как $p_1 = 0$, поэтому силу гидростатического давления можно определить по формуле:

$$F = F_т = \gamma h_C S = \gamma \frac{H}{2} Hb = \frac{1}{2} p_2 \; b = S_э b = V_э.$$

Отсюда следует, что сила гидростатического давления, действующего на плоские фигуры, численно равна объему эпюры давления.

Найдем координату точки приложения силы по формуле:

$$y_D = y_C + \frac{y_C}{y_C S} = \frac{H}{2} + \frac{bH^3/12}{(H/2)Hb} = \frac{2}{3} H.$$

Из рис. 2.9 видно, что на этой глубине расположен центр тяжести треугольной призмы, которую представляет собой эпюра давления.

Следовательно, сила гидростатического давления, действующая на плоские фигуры, приложена в точке пересечения рассматриваемой фигуры с перпендикуляром, опущенным на нее из центра тяжести эпюры давления.

2.6. Сила гидростатического давления на произвольную криволинейную поверхность. Закон Архимеда

На практике достаточно часто применяют резервуары с криволинейной поверхностью: цистерны, клапаны, поплавки и т.п.

На рис. 2.10 изображена криволинейная стенка *MN*. Буквами *A* и *B* обозначены верхняя и нижняя точки поверхности. Для нахождения результирующей силы необходимо определить по отдельности проекции искомой силы на оси координат F_x F_y F_z, вычислить полную силу давления $F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2}$

и определить углы, под которыми вектор силы $\vec{F}$ направлен к координатной оси, по формулам: $\cos\left(\vec{F},x\right)=F_x/F$; $\cos\left(\vec{F},y\right)=F_y/F$; $\cos\left(\vec{F},z\right)=F_z/F$.

Со стороны стенки на жидкость действует противоположно направленная сила $R=F$ с равными по величине и обратно направленными проекциями $R_x=F_x$, $R_y=F_y$ и $R_z=F_z$. На произвольное направление $\vec{n}$ проекцию силы $R=F$ обозначим R_n.

Через все точки контура S проведем в сторону жидкости образующие, параллельные $\vec{n}$. Получим цилиндрическую поверхность, которую в произвольном месте пересечем перпендикулярной плоскостью ab, выделим в жидкости отсек ABb, ограниченный исходной криволинейной поверхностью AB, цилиндрической боковой поверхностью и плоскостью ab.

Суммарную силу, действующую на плоскость ab, обозначим через P_{ab} (параллельна $\vec{n}$). На боковую цилиндрическую поверхность будут действовать силы, перпендикулярные к $\vec{n}$, которые не дадут проекции. Кроме указанных поверхностных сил, на отсек действует сила тяжести G.

В проекциях на $\vec{n}$ будем иметь $-P_{ab}-G\cos\alpha+R_n=0$

или

$$R_n=P_{ab}+G\cos\alpha. \tag{2.14}$$

Таким образом, мы получим общее выражение для любой проекции искомой силы. Тогда

$$F_x=\left(P_0+\gamma h_c'\right)S_{yoz}, \tag{2.15}$$

где h_c' – высота центра тяжести C' фигуры, параллельной плоскости yoz; S_{yoz} – площадь фигуры в проекции на вертикальную плоскость.

Так же определятся проекции F_y и F_z, т.е.

$$F_y=\left(p_0+\gamma h_C''\right)S_{xoz}; \tag{2.16}$$

$$F_z=\left(p_0+\gamma h\right)S_{xoy}=P_0S_{xoy}+\gamma V, \tag{2.17}$$

где h_C'' и h – заглубление центра тяжести C'' под горизонт свободной поверхности; S_{xoz} и S_{xoy} – площади фигуры в проекции

на боковую и горизонтальную плоскости; V — объем тела давления (воображаемого тела, ограниченного снизу криволинейной поверхностью, а сверху – ее проекцией S_{xoy} на плоскость свободной поверхности).

Если свободная поверхность жидкости и обратная сторона криволинейной стенки сообщаются с атмосферой, то проекции сил F_x, F_y и F_z могут быть определены как:

$$F_x = \gamma h_C' S_{yoz};$$

$$F_x = \gamma h_C' S_{yoz}; \qquad (2.18)$$

$$F_z = \gamma V.$$

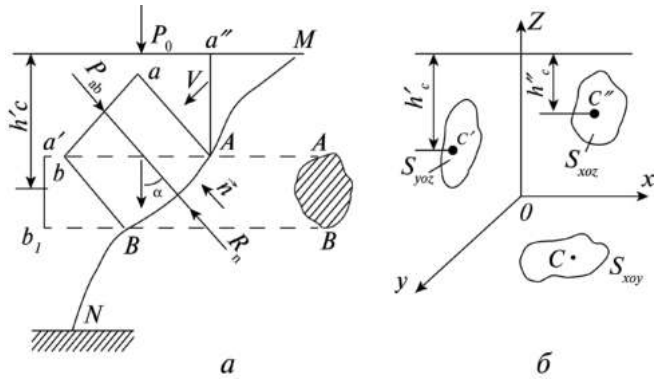


Рис. 2.10. Схема сил ( ), действующих на криволинейную поверхность, и ее проекции (*б*) на координатные плоскости

Объем тела давления может быть получен путем очертания вертикальными образующими контура тела до уровня свободной поверхности. Направление силы F_z может быть положительным и отрицательным.

Вертикальная составляющая F_z проходит через центр тяжести тела давления. Ее направление (вверх или вниз) определяется взаимным расположением жидкости и криволинейной поверхности. Если жидкость ограничивается поверхностью снизу, то и F_z направлена вниз, а если сверху — вверх.

Если опустить в жидкость твердое тело, то его поверхность будет представлять собой криволинейную поверхность, ограничивающую жидкость. Со стороны жидкости на это тело

будет действовать сила $F_z = V$, направленная вверх. Ее величина равна весу жидкости в объеме тела (или погруженной его части).

Если вес тела $G > F_z$, то тело опускается, если $G < F_z$, то тело всплывает на поверхность, пока вес погруженной его части не уравновесится «выталкивающей» силой F_z. При $G = F_z$ тело находится в состоянии равновесия в любом месте.

В случае, когда масса тела распределена равномерно, обе силы приложены в одной точке, и тело находится в равновесии в любом положении. В случае, когда масса тела распределена неравномерно, физический центр тяжести не будет совпадать с геометрическим, поэтому в некоторых положениях появляется момент сил, стремящийся перевернуть тело. Момент будет отсутствовать только тогда, когда оба центра находятся на одной вертикали. При этом возможны два варианта: точка D приложения силы Архимеда расположена выше или ниже точки приложения силы тяжести C.

В первом случае при бесконечно малом повороте тела появится момент, который будет восстанавливать первоначальное положение тел — это устойчивое подводное плавание (рис. 2.11,). Во втором случае возникающий при малом повороте момент переворачивает тело — это неустойчивое плавание. При надводном плавании (рис. 2.11, *б*) точка D (в теории плавания называется центром водоизмещения, а объем тела давления — водоизмещением) обычно находится выше точки C.

Рассмотрим условия равновесия тела при надводном плавании. На рисунке 2.11, *б* показано положение тела после сообщения ему крена. Так как при крене изменяется форма водоизмещения, то точка D сместится в точку D_1. Точка M пересечения оси симметрии тела (оси плавания) с линией действия силы Архимеда называется метацентром. Если он находится выше точки C, то тело после крена вернется в исходное положение — это устойчивое плавание. Если же метацентр находится ниже точки C, то тело после крена перевернется — это неустойчивое плавание.

Определим силу, действующую на полусферическую крышку резервуара, полностью заполненного жидкостью (рис. 2.12). Найдем вначале вертикальную составляющую. Для этого определим положение плоскости, на которой давление равно 0. Из уравнения гидростатики (2.5) следует, что эта плоскость расположена выше точки *1* на величину p/γ.

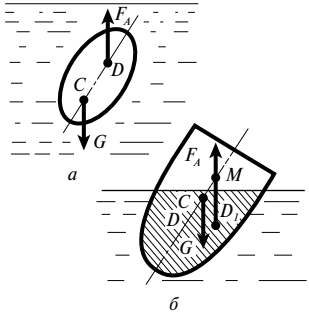


Рис. 2.11. Схемы равновесия тела в подводном плавании ( ) и устойчивости тела в надводном плавании (*б*)

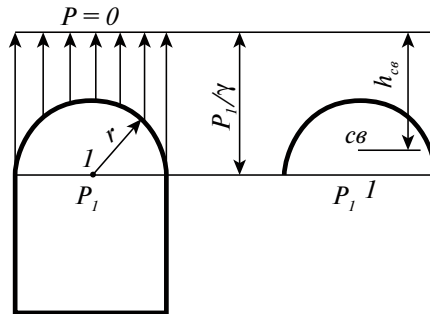


Рис. 2.12. Схема к расчету резервуаров

Таким образом, тело давления снизу ограничено рассматриваемой полусферой, сверху — ее проекцией на горизонтальную плоскость, где давление $p_0 = 0$ (эта проекция представляет собой круг). Тело ограничено поверхностью кругового цилиндра. Жидкость действует на крышку снизу, поэтому нагрузка на нее будет направлена вверх. Из рисунка следует, что тело давления представляет собой цилиндр, высота которого p/γ, без половинки шара. Следовательно,

$$F_b = \gamma V = \gamma(V_{\text{ц}} - 0{,}5V_{\text{ш}}) = \gamma\pi\left(r^2\frac{p_1}{\gamma} - \frac{2}{3}r^3\right) = \pi\left(p_1 r^2 - \frac{2}{3}\gamma r^3\right),$$

где $V_{\text{ш}}$ — объем шара.

Найдем горизонтальную составляющую силы гидростатического давления. Разделим мысленно полусферу вертикальной плоскостью, проходящей через ось цилиндра. Эта плоскость разделит крышку на две одинаковые фигуры, симметрично расположенные относительно плоскости раздела. Следовательно, горизонтальные составляющие силы, действующие на каждую половину, будут равны по величине, но направлены в противоположные стороны. Поэтому результирующая горизонтальная составляющая будет равна 0, т.е. сила, сдвигающая крышку, будет отсутствовать.

Сила $F_{гр}$, разрывающая крышку, тоже будет горизонтальной. Она определяется как горизонтальная составляющая силы, действующей на половину крышки, т.е. на четверть сферы. В этом случае вертикальная проекция представляет собой полукруг, площадь которого $S_b = \pi r^2/2$. Глубина погружения центра тяжести вертикальной проекции от поверхности, где давление равно 0, $h_{cb} = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{4}{3}\frac{r}{\pi}$. Отсюда следует, что

$$F_{гр} = p_{cb} = \gamma\left(\frac{p_1}{\gamma} - \frac{4}{3}\frac{r}{\pi}\right)\frac{\pi r^2}{2} = \frac{\pi}{2}p_1 r^2 - \frac{2}{3}\gamma r^3 .$$

2.7. Относительный покой жидкости

Распределение давления в резервуаре, двигающемся с равномерным ускорением по горизонтальной плоскости

Резервуар (рис. 2.13,), частично заполненный жидкостью, двигается горизонтально с постоянным ускорением . В спокойном состоянии глубина наполнения резервуара H. Для решения задачи используем уравнение Эйлера в полных дифференциалах. Наметим декартову систему координат. Из массовых сил действуют силы тяжести и инерции; последняя будет направлена в сторону, противоположную движению. Следовательно, проекции ускорений массовых сил будут равны: $_x =$; $_y = 0$; $_z = -g$.

Подставим эти данные в исходное уравнение и получим $dp = \rho\,(adx - gdz)$. Интегрируем данное выражение: $p = \rho\ x - \gamma z + c$. Постоянная интегрирования c находится из граничных условий: в начале координат $p = p_0$, следовательно, $c = p_0$ и $p = p_0 - \gamma z + \rho ax$. Отсюда видно, что в ускоряющейся жидкости по сравнению с неподвижной давление при положительных значениях x увеличивается, а при отрицательных — уменьшается. На свободной поверхности жидкости $p = p_0$.

Следовательно, уравнение свободной поверхности будет иметь вид:

$$z = \frac{\rho_{ax}}{\gamma} = \frac{a}{g}x. \qquad (2.19)$$

Это уравнение плоскости, наклоненной к горизонту под углом α, причем $\operatorname{tg}\alpha = a/g$.

Распределение давления в цилиндре, равномерно вращающемся вокруг вертикальной оси

Цилиндрический резервуар (рис. 2.13, *б*), частично заполненный жидкостью (в покое на глубину H), равномерно вращается вокруг вертикальной оси с угловой скоростью ω.

Распределение давления будет определяться также с помощью уравнения Эйлера. Из массовых сил в данном случае будут действовать сила тяжести, направленная вертикально вниз, и инерционная (центробежная), направленная от центра вдоль радиуса. Для координатной системы, показанной на рисунке 2.13, *б*, проекции ускорения силы тяжести $_x = _y = 0$; $_z = -g$, а проекции центробежного ускорения $_x = \omega^2 r\cos\alpha = \omega^2 x$; $a_y = \omega^2 r \sin\alpha = \omega^2 y$.

Подставляем эти величины в уравнение Эйлера и получаем

$$dp = \rho(\omega^2 x dx + \omega^2 y dy - g dz).$$

Интегрируем данное выражение:

$$p = \rho\frac{\omega^2 r^2}{2} + \rho\frac{\omega^2 r^2}{2} - \gamma z + c \text{ или, учитывая, что } x^2 + y^2 = r^2,$$

$$p = \rho\frac{\omega^2 r^2}{2} - \gamma z + c.$$

Постоянную интегрирования c находят, как обычно, из граничных условий: при $r = 0$ и $z = h$ — $p = p_0$.

Отсюда $c = p_0 + \gamma h$ и $p = p_0 + \rho\frac{\omega^2 r^2}{2} - \gamma(r - h)$.

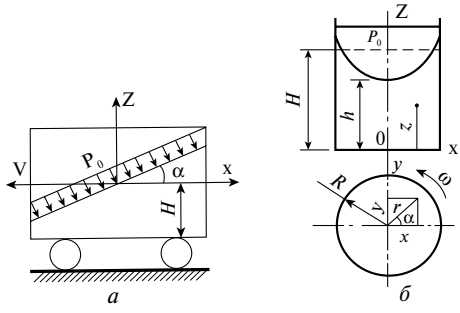


Рис. 2.13. Схемы распределения давления:
а – в резервуаре при поступательном равноускоренном перемещении; *б* – во вращающемся вокруг вертикальной оси сосуде

Из полученного соотношения следует, что самое большое давление будет в точках соединения боковых цилиндрических стенок с дном сосуда $p_{max} = p_0 + \gamma h + \rho\frac{\omega^2 R^2}{2}$. Сравнивая с уравнением гидростатики, видим, что центробежная сила увеличивает давление при вращении на величину $\rho\frac{\omega^2 R^2}{2}$.

Уравнением свободной поверхности будет выражение $\rho\frac{\omega^2 r^2}{2} - \gamma(r-h)$.

После соответствующих преобразований получим каноническое уравнение свободной поверхности:

$$z = \frac{\omega^2 r^2}{2g} + h. \qquad (2.20)$$

Это уравнение параболоида вращения. Величина h определяется из условия равенства объемов жидкости в неподвижном и вращающемся резервуарах. Объем жидкости в спокойном состоянии равен объему цилиндра с высотой H. Объем жидкости во вращающемся резервуаре может быть представлен как сумма объемов цилиндров с высотами h и $\omega^2R^2/2g$ без объема параболоида:

$$\pi R^2 H = \pi R^2 h + \pi R^2 \frac{\omega^2 R^2}{2g} - \frac{1}{2}\pi R^2 \frac{\omega^2 R^2}{2g}$$

или

$$\pi R^2 H = \pi R^2 h + \frac{1}{2}\pi R^2 \frac{\omega^2 R^2}{2g}.$$

Отсюда следует, что объем жидкости, расположенный выше горизонтальной плоскости и касающийся свободной поверхности в нижней точке, равен объему параболоида, а поверхность жидкости в спокойном состоянии делит объем параболоида на две равные части.

Из последнего уравнения окончательно получим, что

$$h = H - \omega^2R^2/4g. \qquad (2.21)$$

2.8. Общий метод решения задач гидростатики

В основу метода решения задач гидростатики положены понятия равновесия жидкости и ее относительного покоя. Будем полагать, что жидкость внутри некоторого сосуда находится в относительном покое, тогда согласно уравнению Эйлера (пп. 2.2, 2.4, выражение (2.4)), можно получить семейство горизонтальных плоскостей, называемых плоскостями равных давлений (преобразования выражения (2.5)). В канонической форме итоговое выражение будет иметь вид:

$$p = -\gamma z + c.$$

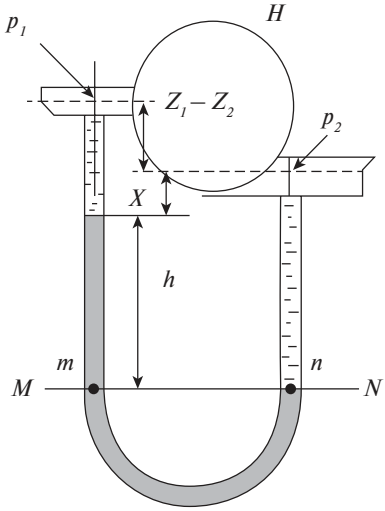


Рис. 2.14. Определение перепада давлений

Особенностью этих плоскостей является то, что они расположены строго горизонтально, и давления в каждой точке каждой из плоскостей всегда равны между собой.

Рассмотрим решение задач на примере определения перепада давлений между всасывающим и нагнетательным патрубками насоса с помощью ртутного манометра (рис. 2.14).

Решение задач гидростатики, например определение давлений по показаниям жидкостных приборов, выполняется в следующей последовательности.

1. Проводится плоскость равных давлений *MN*, мысленно рассекающая систему на верхнюю и нижнюю части. Положение плоскости выбирается таким образом, чтобы жидкость, находящаяся ниже плоскости *MN,* была бы однородной и находилась бы в «видимом» равновесии.

2. На плоскости равных давлений *MN* выбирают две точки *m* и *n* так, что одна из точек будет испытывать давление, развиваемое в правом пьезометре, а вторая — в левом. Заметим, что

по условию равновесия ртути в манометре давления в обеих точках равны между собой.

3. Запишем значения давлений в каждой точке отдельно.

Давление в точке *m* левого пьезометра согласно основному уравнению гидростатики будет выражаться равенством:

$$P_m = p_1 + \gamma_в (Z_1 - Z_2) + \gamma_в x + \gamma_{рт} h,$$

т.е. это будет сумма давлений последовательно расположенных столбов жидкости над точкой и *m* давления в патрубке насоса.

Давление в точке *n* правого пьезометра будет выражено как:

$$P_n = p_2 + \gamma_в x + \gamma_в h.$$

4. Поскольку левые части полученных выражений равны между собой (по условию равновесия ртути в пьезометрах), то равны и правые их части. Приравниваем правые части выражений:

$$p_1 + \gamma_в (Z_1 - Z_2) + \gamma_в x + \gamma_{рт} h = p_2 + \gamma_в x + \gamma_в h.$$

Слагаемые $\gamma_в x$, показывающие расстояние установки прибора под нижним патрубком сокращаются, так как давления в этих участках равны между собой и противоположны по направлению. Разность высот расположения патрубков $Z_1 - Z_2$ является конструктивным параметром насоса.

Из полученного равенства может быть выражена любая входящая в него величина или требуемое сочетание величин. Так, искомая величина разности давлений в патрубках будет выражена как

$$p_2 - p_1 = \gamma_в (Z_1 - Z_2) + \gamma_{рт} h - \gamma_в h.$$

Примеры расчета

I. В технологических процессах АПК широкое применение находят сосуды (накопительные емкости, автоклавы и т.п.), работающие под давлением жидкой среды или пара. Для определения действия силы давления на плоские фигуры проведем в качестве примера расчет емкости (рис. 2.15).

Требуется определить момент, создаваемый силой гидростатического давления, действующего на наклонную прямоугольную крышку, относительно оси, проходящей по ее нижнему основанию (рис. 2.16).

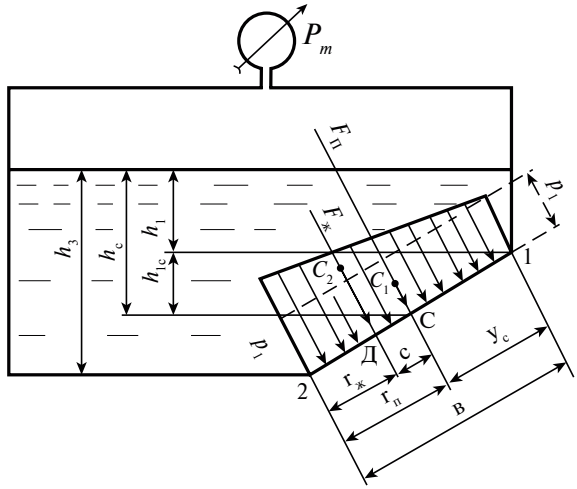


Рис. 2.15. Расчетная схема для определения силы гидравлического давления

Дано: а) ширина крышки (в направлении, перпендикулярном чертежу) $A = 0{,}6$ м; высота крышки (расстояние 1—2) $B = 1{,}2$ м; площадь крышки $S = 0{,}72$ м^2; $h_C = 0{,}52$ м; $h_C = 1{,}04$ м; жидкость — вода (удельный вес 9810 Н/м^3).

Порядок расчета: намечается способ решения, выписываются основные формулы, и поясняются обозначения, на расчетной схеме указываются все величины, используемые при расчете.

Гр фический метод

С помощью основного уравнения гидростатики (2.1) вычисляются давления в самой верхней и в самой нижней точках крышки (в данном примере точки 1 и 2).

Как указывалось выше, $p_1 = 0$. Давление в точке 2:

$$p_2 = p_1 + \gamma \cdot h_2 = 0 + 9{,}8 \frac{\text{кН}}{\text{м}^3} \cdot 1{,}04 \le 10{,}2 \text{ кПа}.$$

Выбираются масштабы: для давления и геометрический (рисунок). Эпюра давления в данном примере представляет собой треугольную призму (на рисунке видно только одно основание призмы), то есть достаточно простую фигуру, не требующую дополнительных преобразований.

Определяется сила давления, как объем эпюры, в данном случае треугольной призмы:

$$F_{ж} = V_{э} = S_{э} \cdot A = \frac{1}{2} p_2 \cdot B \cdot A = \frac{1}{2} \cdot 10,2\text{кПа} \cdot 1,2\text{м} \cdot 0,6\text{м} = 3,67\text{кН},$$

где $S_{э}$ — площадь треугольного основания призмы.

Находится точка приложения силы давления D, для чего через центр тяжести эпюры $C_{э}$ проводится перпендикуляр до пересечения с крышкой. Поскольку в данном примере среднее сечение призмы, параллельное основанию, представляет собой треугольник, то расстояние от точки *2* до D, будет равно $B/3$, то есть трети плеча силы давления:

$$r = \frac{1}{3} B = \frac{1,2\,\text{м}}{3} = 0,4\,\text{м}.$$

Этот же результат может быть получен путем непосредственного измерения указанной величины на чертеже.

Определяется момент силы давления:

$M = F_{ж} \cdot r = 3,67\text{кН} \cdot 0,4\ \text{м} = 1,47\text{кН} \cdot \text{м}.$

Ан литический метод

В данном примере внешнее давление, действующее через жидкость на крышку, является атмосферным. С противоположной стороны на крышку действует также атмосферное давление. Поэтому для расчетов удобно числовые величины, характеризующие давление, принимать по шкале избыточного давления, то есть $p_{\text{ат(изб)}} = 0$.

Таким образом, в данном случае из сил, действующих на крышку, будет не скомпенсирована только сила весового давления жидкости, которая находится по формуле:

$$F_{ж} = \gamma \cdot h_{c} \cdot S = 9,81 \frac{\text{кН}}{\text{м}^3} \cdot 0,52\,\text{м} \cdot 0,72\,\text{м}^2 = 3,67\,\text{кН}.$$

Для определения момента силы находится точка ее приложения D, для чего вычисляется эксцентриситет — смещение точки приложения весового давления жидкости от центра тяжести фигуры C:

$$e = \frac{I_C}{y_C \ S} = \frac{A \ \frac{B^3}{12}}{\frac{B}{2} \ S} = \frac{B}{6} = \frac{1,2\,\text{м}}{6} = 0,2\,\text{м}.$$

Соответственно, плечо силы давления

$$r = \frac{B}{2} - e = \frac{1,2\,\text{м}}{2} - 0,2\,\text{м} = 0,4\,\text{м}.$$

Момент силы давления определяется по формуле

$$M = F_{ж} \cdot r = 3{,}67\text{кН} \cdot 0{,}4\text{ м} = 1{,}47\text{кН} \cdot \text{м}.$$

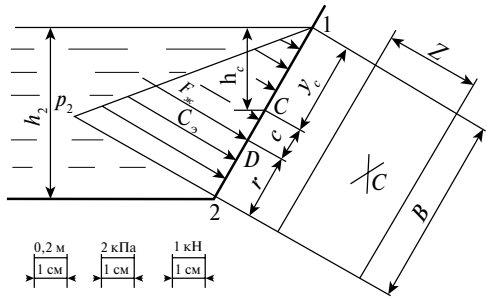


Рис. 2.16. К расчету силы давления на плоскую поверхность

II. Требуется построить эпюру давления воды на боковую стенку открытого резервуара, образованную двумя прямоугольниками длиной $l = 1$ м, а горизонтальные основания, расположенные перпендикулярно, имеют ширину $B = 2$ м (см. рис. 2.16).

Порядок р счет

Для построения эпюры, прежде всего, намечаются точки, в которых необходимо вычислить давление (см. рис. 2.17).

Рассматриваемая поверхность в данном примере представляет собой два прямоугольника, у которых одно основание общее, поэтому достаточно определить давление только в точках 1, 2 и 3.

В нашем случае резервуар открытый, следовательно, на свободную поверхность воды действует давление атмосферы, то есть учитывая, что в расчете будет использоваться избыточное давление $p_1 = p_{изб} = 0$.

В точках 2 и 3 давление вычисляется по формуле:

$$p_2 = p_1 + \gamma h_{1-2} = 0 + 1 \cdot \gamma \cdot \sin 60^\circ =$$

$$= 1\text{м} \cdot 9{,}81 \frac{\text{кН}}{\text{м}^3} \cdot 0{,}866 = 8{,}5\text{кПа}.$$

Выбираются масштабы для ординат давления, а также геометрический для схемы рассматриваемой фигуры, и строится эпюра. На рисунке 2.16 эпюра показана в виде сечения вертикальной плоскостью.

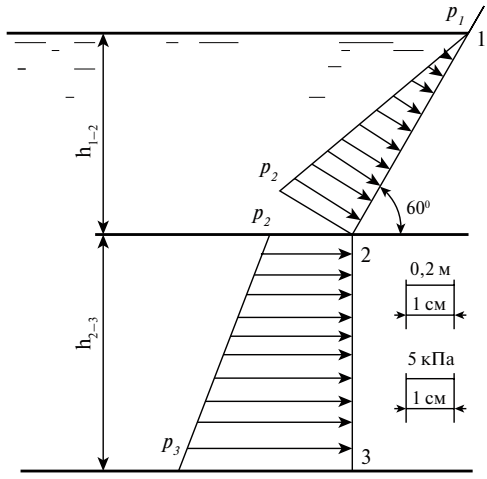


Рис. 2.17. Эпюра гидростатического давления

III. Открытый вертикальный цилиндрический сосуд $R = 0{,}4$ м и высотой $H = 1{,}2$ м с водным раствором в состоянии покоя до уровня $H_0 = 0{,}8$ м, равномерно вращается относительно вертикальной оси (см. рис. 2.18).

При какой частоте вращения жидкость начнет выливаться из сосуда?

Порядок р счет

Используя закон сохранения массы, приравниваем объемы жидкости до вращения и при вращении:

$$\pi \cdot R^2 \cdot H_0 = \pi \cdot R^2 \cdot H - \frac{1}{2} h \cdot \pi \cdot R^2.$$

$V_{\text{П.В.}} = \frac{1}{2} h \cdot \pi \cdot R^2$ — объем параболоида вращения.

Определяем угловую скорость ω

$$\omega = \sqrt{\frac{h \cdot 2 \cdot g}{R^2}} = \sqrt{\frac{0{,}8\,\text{м} \cdot 2 \cdot 9{,}81 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}}{0{,}4^2\,\text{м}^2}} = 9{,}9\,\text{с}^{-1}.$$

Определяем высоту параболоида вращения h из уравнения:
$h = (H - H_0) \cdot 2 = (1{,}2\,\text{м} - 0{,}8\,\text{м}) \cdot 2 = 0{,}8\,\text{м}$.

Вычисляем частоту вращения цилиндра:

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 9{,}9\ \text{с}^{-1}}{3{,}14} = 95\ \text{мин}^{-1}.$$

IV. Автоцистерна заполнена жидкостью на 2/3 *H,* в состоянии покоя движется по горизонтальной плоскости.

Определить ускорение *a*, при котором жидкость начнет выливаться из резервуара размерами $H = 3$ м, $l = 6$ м.

Порядок р счет

Используя геометрические размеры сосуда, определяем tgα, при котором жидкость начнет выливаться из резервуара:

$$\text{tg}\alpha = \frac{\frac{1}{3}H}{\frac{1}{2}} = \frac{\frac{1}{3} \cdot 3\,\text{м}}{\frac{6\,\text{м}}{2}} = \frac{1}{3} = 0{,}33.$$

Определяем величину ускорения:

$$a = \text{tg}\alpha \cdot g = 0{,}33 \cdot 9{,}81 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} = 3{,}27 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

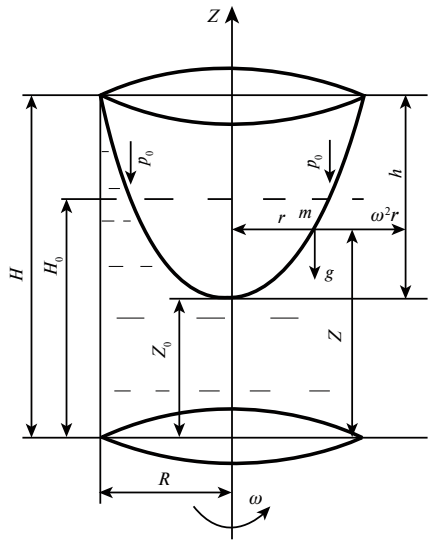


Рис. 2.18. Вращение сосуда с жидкостью вокруг вертикальной оси

V. При подходе молоковоза к перекрестку в результате быстрого торможения скорость в течение 10 с равномерно уменьшается от 11 до 5,5 м/с.

Определить давление, создаваемое жидкостью в крайних нижних точках *a* и *b* цистерны диаметром $D = 2{,}5$ м и длиной $L = 6$ м, до половины заполненной молоком, плотность которого $\rho = 1000$ кг/м^3.

Найти уравнение свободной поверхности жидкости.

Решение

Проекции ускорений действующих массовых сил на координатные оси:

$X = j;\ Y = 0;\ Z = -g$.

Дифференциальное уравнение равновесия:

$$dp = \rho(jdx - gdz).$$

В результате интегрирования будем иметь:

$$p = \rho jx - \gamma z + c.$$

Постоянная интегрирования определяется из условия, что на свободной поверхности жидкости при $x = 0$ и $z = z_0$ давление равно атмосферному $p = p_0$, тогда

$$c = p_0 + \gamma z_0.$$

После подстановки найденного значения *c*, учитывая, что $z_0 - z = h$, будем иметь;

$$p = p_0 + \gamma h + \rho jx.$$

Действующее горизонтальное ускорение:

$$j = \frac{\upsilon_1 - \upsilon_2}{3600 \cdot t} = \frac{11 - 5{,}5}{10} = 0{,}55 \text{ м/с}^2.$$

Избыточное давление, создаваемое молоком в точке *a*, имеющей координаты $x = -3$ м и $z = 0$:

$$p_a = p_{\text{атм}} + \rho g \frac{D}{2} + \rho j(-x) =$$

$$= 10^5 \text{ Па} + 1000 \times 9{,}81 \left(\frac{\text{н}}{\text{м}^3} \right) \times \frac{2{,}5 \text{ м}}{2} - 1000 \times 0{,}55 \times 3 = 108{,}16 \text{ кПа}.$$

Избыточное давление, создаваемое молоком в точке *b*, имеющей координаты $x = 3$ м и $z = 0$:

$$p_{\text{в}} = p_{\text{атм}} + \rho g\frac{D}{2} + \rho j(+x)10^5\,\text{Па} + 1000 \times 9{,}81\left(\frac{\text{н}}{\text{м}^3}\right) \times \frac{2{,}5\,\text{м}}{2} +$$

$$+ 1000 \times 0{,}55 \times 3 = 111{,}46\ \text{кПа}.$$

Уравнение поверхностей уровня:

$dp = \rho(jdx - gdz) = 0;$

$jx - gz = c_1$.

Поверхности уровня представляют собой плоскости, наклоненные к горизонту под углом

$$\alpha = \text{arctg}\frac{j}{g}.$$

Для свободной поверхности жидкости при $x = 0$ и $z = z_0$ получаем:

$c_1 = -gz_0$.

Таким образом, уравнение свободной поверхности имеет вид:

$z = x + z_0$.

Угол наклона свободной поверхности к горизонту

$$\text{tg}\alpha = \frac{j}{g} = \frac{0{,}555}{9{,}81} = 0{,}057 \text{ и } \alpha = 3°15'.$$

3. Гидродинамика

Гидродинамика — раздел гидравлики, в котором изучаются движение жидкостей и воздействие их на обтекаемые ими твердые тела. Теоретические методы гидродинамики основаны на решении уравнений, описывающих физические явления в движущихся жидкостях или газах. Возникающие в гидродинамике практические задачи исследуют на моделях.

3.1. Методы механики, подобие гидромеханических процессов

Поскольку жидкость — материальная среда, то все теоремы и методы механики твердого тела справедливы и в гидравлике. Главные из них — три закона Ньютона, законы сохранения и соответствующие им теоремы, методы размерности и подобия.

Рассмотрим методы размерности и подобия. Известно, что большинство физических величин, в том числе и тех, которые используются при решении инженерных вопросов, являются размерными. Это означает, что такую физическую величину количественно оценивают числом и записываемой за ним ее единицей.

При решении практических задач часто встречаются случаи, когда уравнения с нужной точностью решить обычными методами невозможно. Тогда применяют физическое моделирование: изготавливают лабораторную установку (модель), в уменьшенном размере повторяющую натуральный объект. На модели измеряют интересующие параметры, например скорости, а затем по правилам подобия определяют натуральный объект и натурные величины.

Различают три вида подобия: геометрическое, кинематическое, динамическое.

При геометрическом подобии одинаковыми являются отношения сходственных линейных величин, характеризующих форму натуры и модели. Такие отношения представляют собой геометрический масштаб модели.

При кинематическом подобии одинаковыми являются фигуры, образованные векторами скоростей и ускорений. В этом случае дополнительно должны быть одинаковыми отношения времени протекания сходственных процессов, представляющие собой кинематический масштаб.

При динамическом подобии подобными служат фигуры, образованные векторами сил. Соответственно отношение сходственных сил натуры и модели — динамический масштаб модели, т.е. $\frac{F_1^{\text{н}}}{F_1^{\text{м}}} = \frac{F_2^{\text{н}}}{F_2^{\text{м}}} = ... = M_{\text{д}}$.

Одним из первых изучением подобия механических явлений занимался Ньютон. В качестве одной из сил им была взята сила инерции, определяемая по второму закону Ньютона:

$$F_{\text{н}} = ma = k\rho l^3 \frac{l}{t^2} = k\rho l^2 \upsilon^2,$$

где k — безразмерный коэффициент пропорциональности; ρ — плотность жидкости; l и υ — характерные линейный размер и скорость.

Если у натурального образца и модели сходственные величины, то

$$k_{\text{н}} = k_{\text{м}}.$$

Преобразуем выражение для динамического масштаба:

$$\left(\frac{F}{F_{\text{и}}}\right)_{\text{н}} = \left(\frac{F}{F_{\text{и}}}\right)_{\text{м}},$$

где F — сила любой физической природы.

Отсюда следует, что

$$\left(\frac{F}{l^2\upsilon^2}\right)_{\text{н}} = \left(\frac{F}{l^2\upsilon^2}\right)_{\text{м}}.$$

Обозначим $N_e = \dfrac{F}{l^2\upsilon^2}$.

Получим условие подобия: $N_{e\,\text{н}} = N_{e\,\text{м}}$.

Величину N_e называют критерием полного гидродинамического подобия Ньютона. Таким образом, гидравлические процессы будут подобны, если равны критерии Ньютона, составленные для сходственных величин.

Если количество сил, действующих в данном процессе, можно ограничить двумя, то критерию Ньютона придают иной вид. Предположим, что процесс определяется только силами вязкости и инерции, тогда

$$N_{e\text{вяз}} = \frac{F_{\text{вяз}}}{l^2\upsilon^2} = \frac{\tau S}{l^2\upsilon^2} = \frac{\mu\dfrac{\upsilon}{l}l^2}{l^2\upsilon^2} = \frac{1}{\upsilon l/\nu} = \frac{1}{\text{Re}};\ \text{Re} = \upsilon l/\nu. \qquad (3.1)$$

Параметр Re называют критерием вязкостного подобия, или числом Рейнольдса. При выводе формулы (3.1) постоянный безразмерный сомножитель опущен (точнее, принят равным 1), так как подобие определяется не абсолютной величиной критерия, а равенством критериев, составленных для сходственных величин, определяющих рассматриваемые процессы.

Как видно из вывода, полученная величина характеризует соотношение сил инерции и вязкости. Поэтому во многих случаях число Рейнольдса непосредственно используют в расчетах, хотя подобие в конкретном случае может не рассматриваться.

Кроме числа Re, в гидравлических расчетах широко применяют критерии (числа) Эйлера и Фруда, т.е.

$$\mathrm{Eu} = \frac{p}{l^2 \upsilon^2 / 2}; \ \mathrm{Fr} = \frac{\upsilon^2}{gl}.$$

Число Эйлера Eu пропорционально соотношению сил давления и инерции, а число Фруда Fr — соотношению сил инерции и тяжести. Следует отметить, что данные числа могут рассматриваться как величины, пропорциональные соотношению кинетической энергии и работы соответствующей силы.

3.2. Потоки жидкости. Термины и определения. Установившееся и неустановившееся движения

В гидродинамике изучают закономерности, характеризующие движение жидкости относительно граничных поверхностей; следовательно, предмет исследования гидродинамики — поток жидкости.

Вследствие легкой подвижности частиц жидкость в отличие от твердого тела при своем движении непрерывно деформируется, т.е. частицы жидкости перемещаются одна относительно другой. Это создает дополнительные трудности при расчете потоков жидкости, так как для решения задачи методами, используемыми при расчете движения твердых тел, пришлось бы определять скорости и траектории множества отдельных движущихся частиц, составляющих поток жидкости.

Метод, упрощающий расчет потоков жидкости, был разработан Эйлером. Он предложил определять не скорости каждой отдельной частицы при ее перемещении, а скорости частиц, проходящих через рассматриваемые точки пространства, занятого жидкостью. Эти скорости называются местными. В большинстве случаев местные скорости изменяются во времени по величине и направлению, поэтому вводятся понятия: υ_t — местная мгновенная скорость, т.е. скорость частиц жидкости в данной точке пространства в данный момент времени, и υ — местная средняя скорость. Местные средняя и мгновенная скорости связаны соотношением

$$\upsilon = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \upsilon_t dt}{t_2 - t_1}. \qquad (3.2)$$

Зависимость местной мгновенной скорости от времени сложная (во многих случаях подчиняется закону случайных величин), поэтому для измерения местной средней скорости используют приборы с повышенной инерционностью либо ее определяют, например, как среднее арифметическое из нескольких последовательных замеров, выполненных через равные промежутки времени.

Путь движения частицы называется траекторией. В процессе движения каждой частицы по своей траектории ее скорость изменяется. Если скорость в точках пространства, в котором протекает жидкость, меняется с течением времени, то такое движение называется неустановившимся. В качестве примера такого движения может служить истечение жидкости из отверстия в тонкой стенке опорожняющегося сосуда. Вследствие понижения уровня в резервуаре вытекающая из него струя постепенно ослабевает вплоть до полного прекращения движения.

В пространстве, пересекаемом неустановившимся потоком жидкости (рис. 3.1), выделим в некоторый момент времени произвольную неподвижную точку *1.* Пусть частица, находящаяся в этот момент времени в точке *1,* имеет скорость $\vec{\upsilon}_1$. Нанесем этот вектор в некотором масштабе на его направление. На близком расстоянии Δl_1 от точки *1* наметим точку *2,* скорость в которой $\vec{\upsilon}_{21}$. Продолжим такие построения и для последующих точек *3, 4, ..., n*. Полученная ломаная линия в пределе при уменьшении расстояний между точками Δl_1, Δl_2, Δl_3, ..., Δl_n превратится в линию тока.

Линия тока — кривая, в каждой точке которой направление касательной совпадает с направлением вектора скорости частицы, находящейся в данный момент времени в этой точке.

Аналогичные построения можно проделать с любой другой точкой. Получим семейство линий тока, характеризующее поток в целом в данный момент времени.

Линии тока не могут пересекаться, так как пересечение их в какой-либо точке означало бы, что частица, находящаяся в этой точке, имеет одновременно две различные скорости.

Установившееся движение жидкости — движение, при котором скорости в точке пространства, пересекаемого жидким потоком, не меняются с течением времени.

Скорость при неустановившемся движении — функция координат пространства и времени, т.е. $\upsilon = f(x, y, z, t)$, а при установившемся движении — только координат, т.е. $\upsilon = f(x, y, z)$. При установившемся движении линии тока и траектории совпадают.

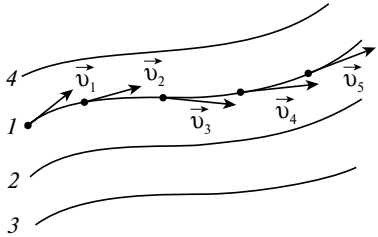


Рис. 3.1. Модель линий тока

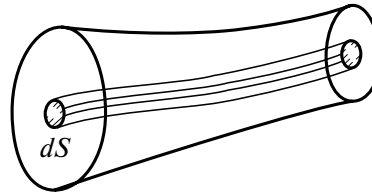


Рис. 3.2. Струйка тока

В сечении установившегося потока жидкости замкнутым контуром выделим в произвольном месте бесконечно малую площадку *dS*. Через все точки контура, ограничивающего выделенную площадку, проведем линии тока (траектории). Получим так называемую трубку тока. Жидкость, протекающая внутри трубки тока, образует элементарную струйку.

Важное свойство элементарной струйки (рис. 3.2) заключается в следующем: жидкость из элементарной струйки не может попасть в окружающий ее поток и из окружающего потока — в элементарную струйку.

Важным параметром, характеризующим поток жидкости, служит площадь *S* поперечного сечения, представляющего собой поверхность, в каждой точке которой вектор местной скорости направлен к ней по нормали.

Живое сечение элементарной струйки — сечение ее плоскостью, перпендикулярной направлению движения. Ввиду малого сечения элементарной струйки местные скорости жидкости во всех его точках можно считать одинаковыми.

3.3. Напорное и безнапорное движения. Расход и средняя скорость потока. Уравнение неразрывности

График, показывающий величину местной скорости в каждой точке поперечного сечения, называется эпюрой скоро-

стей. Эпюрой скоростей также называют тело, образованное ординатами скоростей и сечением этого тела какой-либо поверхностью. При изучении движения жидкости в цилиндрических трубах обычно рассматривается распределение скоростей в плоскости, проходящей через ось трубы вдоль нее.

Если анализируется движение жидкости в открытых руслах, например в реке, то рассматривается распределение скоростей на вертикальных плоскостях и плоскостях, параллельных свободной поверхности.

Рассмотрим эпюру скоростей, например в цилиндрической круговой трубке (рис. 3.3), площадь поперечного сечения которой *dS*. Считается, что в одномолекулярном слое жидкости, примыкающем к стенке, скорость равна нулю, так как движению частиц жидкости в этом слое препятствуют силы межмолекулярного притяжения жидкости и стенки. Результаты многочисленных исследований свидетельствуют в пользу этой гипотезы, хотя непосредственных замеров скорости движения жидкости в одномолекулярном пристенном слое пока нет.

При наличии вязкости скорость движения жидкости не может возрасти скачкообразно, поэтому скорость постепенно нарастает и достигает максимума на оси трубы. Принимая, что поверхность стенки везде одинаковая, можно полагать, что эпюра скоростей будет представлять фигуру, близкую к параболоиду вращения. Найдем среднюю по сечению скорость υ, которая определяется как высота цилиндра, равновеликого по объему эпюре скоростей, т.е. $\upsilon_{ср} = \dfrac{\int_S \upsilon dS}{S}$. Интеграл представляет собой объем эпюры скоростей:

$$\int_S \upsilon dS = \upsilon S = Q \cdot \qquad (3.3)$$

Размерность расхода — $м^3/с$, т.е. расход потока жидкости может рассматриваться как объем жидкости, протекающей в единицу времени через данное поперечное сечение.

Длина твердой границы поперечного сечения называется смоченным периметром. Если жидкость движется в трубе, радиус которой *r*, полностью ее заполняя, то $\chi = 2\pi r$. Если поток жидкости заполняет половину трубы (например, в системах канализации), то $\chi = \pi r$.

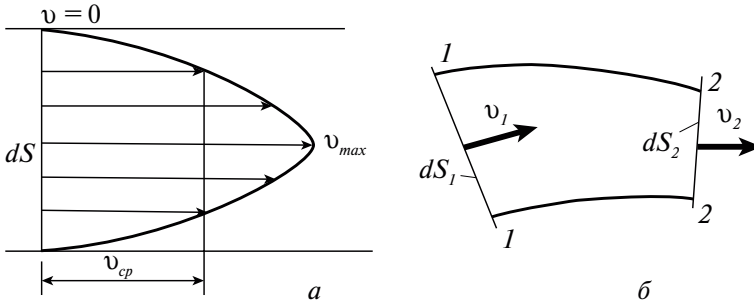


Рис. 3.3. Характеристики потока:
— эпюра скоростей; *б* — неразрывность

Гидравлический радиус равен

$$R = S/\chi. \tag{3.4}$$

Он служит мерой влияния твердой стенки на движение жидкости. Из формулы (3.4) следует, что чем больше гидравлический радиус, тем меньше твердая граница тормозит поток жидкости. Кроме того, назовем установившийся поток равномерным, если можно пренебречь изменением формы эпюры скоростей и кривизной потока. В противоположном случае поток называют неравномерным. Практически принято считать поток равномерным, если угол конусности трубы меньше 10°, а радиус ее изгиба более чем в 10 раз превышает диаметр. Наиболее просто рассчитывают равномерные потоки, так как в них пренебрежимо малы инерционные силы, возникающие при изменении продольной скорости частиц жидкости по величине и направлению.

Кроме того, потоки жидкости бывают напорные и безнапорные. Безнапорными называют потоки, имеющие свободную поверхность, т.е. границу с газом. К типичным безнапорным потокам относятся, например, реки. У напорных потоков в каждом поперечном сечении твердая граница представляет собой замкнутую линию. Напорными являются, например, потоки воды в водопроводных трубах или в системах горячего водоснабжения.

На рисунке 3.3, *б* показаны два сечения *1* и *2* на произвольном расстоянии одно от другого. Площади сечений обозначим

через dS_1 и dS_2, а скорости — соответственно υ_1 и υ_2. В первом сечении элементарный расход $dQ_1 = \upsilon_1 dS_1$ и $dQ_2 = \upsilon_2 dS_2$. Предположим, что $dQ_1 > dQ_2$. Это значит, что в единицу времени через сечение *1* поступает больше жидкости, чем через сечение *2*. Такое неравенство возможно, если часть жидкости вытекает за пределы струйки в окружающее пространство или если она накапливается в пространстве между двумя сечениями, но это противоречит свойству элементарной струйки. Если $dQ_1 < dQ_2$, то через сечение *2* в единицу времени вытекает больше жидкости, чем поступает через сечение *1*. Это возможно или за счет частичного притока жидкости в пространство между сечениями *1* и *2* из окружающего потока, или за счет образования разрывов жидкости, что также противоречит свойству элементарной струйки и представлению о жидкости как о непрерывной среде.

Следовательно, $dQ_1 = dQ_2 = \ldots = dQ_n = dQ = \text{const}$, т.е. при установившемся движении в пределах каждой элементарной струйки справедливо равенство элементарных расходов.

Для любых двух сечений получим равенство для элементарной струйки или для потока

$$\upsilon_1 dS_1 = \upsilon_2 dS_2 = \text{const}, \qquad (3.5)$$

которое и называется уравнением неразрывности для потока жидкости.

3.4. Режимы движения жидкости

Для правильного подхода к определению гидравлических потерь необходимо вникать в механизм движения жидкости и изучать режим движения жидкости.

Существование различных режимов движения жидкости наблюдал еще Д. И. Менделеев (1834–1907). Однако детальное изучение данного вопроса было проведено английским ученым Рейнольдсом. Его установка представляет собой резервуар, из которого по прозрачной стеклянной трубке вытекает жидкость. Расход жидкости регулируют краном, установленным в конце трубы. Для того чтобы можно было наблюдать структуру потока около входа в трубу, в поток вводилась тоненькая струйка той же жидкости, но окрашенной. При малых расходах окрашенная жидкость принимала вид прямолинейной струйки, параллельной оси трубы. Это говорило о том, что в данном

случае частицы жидкости двигаются параллельно стенкам трубы и друг другу, т.е. наблюдается как бы слоистое движение без перемещения частиц из слоя в слой. Такой режим движения был назван ламинарным.

При увеличении расхода до некоторого конкретного значения окрашенная струйка начинает извиваться, затем в струйке появляются разрывы, а краска начинает расплываться. Это свидетельствует о появлении поперечного перемещения частиц жидкости, т.е. о нарушении слоистого движения. Такой режим был назван переходным.

При больших расходах краситель равномерно окрашивает весь поток жидкости. Очевидно, наблюдается интенсивное перемешивание частиц жидкости, свидетельствующее о хаотичной пульсации местных скоростей потока. Данный режим движения назвали турбулентным, который является по своей природе неустановившимся. Однако если расход потока в среднем не изменяется во времени, то его можно считать квазиустановившимся и применять соответствующие расчетные приемы.

Рейнольдс установил, что режим движения зависит от соотношения сил вязкости и инерции. В ламинарном режиме превалируют силы вязкости. Они немедленно гасят возникающие пульсации. В переходном режиме силы инерции сопоставимы по величине с силами вязкости, поэтому возникающие пульсации существуют некоторое время, прежде чем исчезнуть, а потом появляются вновь. В турбулентном режиме силы инерции становятся намного больше сил вязкости. В результате перемешивание частиц жидкости, сопровождающееся пульсацией скоростей и давления, непрерывное.

Для определения режима движения жидкости Рейнольдс предложил зависимость, пропорциональную соотношению сил инерции и вязкости, которую в дальнейшем стали называть критерием режима движения, или числом Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = \upsilon d/\nu, \tag{3.6}$$

где υ — средняя скорость потока жидкости; d — диаметр трубопровода; ν — коэффициент кинематической вязкости.

Если форма живого сечения отличается от круглой, то для определения числа Рейнольдса пользуются формулой

$$\mathrm{Re} = \upsilon D/\nu,$$

где D — гидравлический диаметр (равен $4r$).

Опытным путем было установлено, что для круглых труб в среднем при $\mathrm{Re} < 2300$ имеет место ламинарный режим движения, при $2300 < \mathrm{Re} < 4000$ — переходный, а при $\mathrm{Re} > 4000$ — турбулентный. Следует иметь в виду, что на режим движения оказывают существенное влияние форма и вибрация граничных поверхностей. Так, наличие резких изгибов границ потока и вибрации способствуют турбулизации потока, поэтому турбулентный режим будет возникать при значительно меньших, чем указанные, критических числах Re. И наоборот, при полном отсутствии вибраций и гладких плавных границах ламинарный режим удавалось сохранять до чисел Re, превышающих сотню тысяч. При этом малейшее сотрясение приведет к турбулизации потока.

От режима движения зависят важные физические процессы. Например, при турбулентном режиме существенно улучшается теплопередача и возрастает сопротивление движению жидкости.

3.5. Уравнение Бернулли, его геометрическая и энергетическая интерпретации

В установившемся потоке жидкости выделим элементарную струйку. В пределах трубки тока рассмотрим движение бесконечно малой жидкой частицы объемом dV (рис. 3.4, *)*. В начальный момент времени частица в объеме dV с ограниченными сечениями 1 и *2* и площадями dS_1 и dS_2 между ними имеет расстояние dl_1. Сила веса элементарного объема жидкости $dG = \gamma dV$, а скорость в данном сечении – υ_1 при гидродинамических давлениях p_1 и p_2. При перемещении частицы в положения n и n' объем ее сохранился, а форма, скорость движения и давление на ее грани изменились.

Применим к рассматриваемой частице теорему механики об изменении кинетической энергии (изменение кинетической энергии частицы равняется сумме работ всех сил, действующих на нее за все время движения), т.е. $\Delta E = \Sigma A$.

Кинетическая энергия в начальном E_1 и конечном E_2 положениях

$$E = dm\frac{\upsilon_1^2}{2} = \frac{\gamma}{g}dV\frac{\upsilon_1^2}{2} = \gamma dV\frac{\upsilon_1^2}{2g},$$

где dm — масса частицы.

Приращение кинетической энергии частицы на выделенном участке

$$\Delta E = E_2 - E_1 = \gamma dV\left(\frac{\upsilon_2^2}{2g} - \frac{\upsilon_1^2}{2g}\right). \qquad (3.7)$$

Сумма работ от сил, действующих при перемещении частицы из положения *1* и в положение *n*, складывается из работы сил тяжести ($dG = \gamma\, dV$) и давления.

Работа силы тяжести на вертикальном перемещении $z_1 - z_2$

$$A_G = \gamma dV(z_1 - z_2). \qquad (3.8)$$

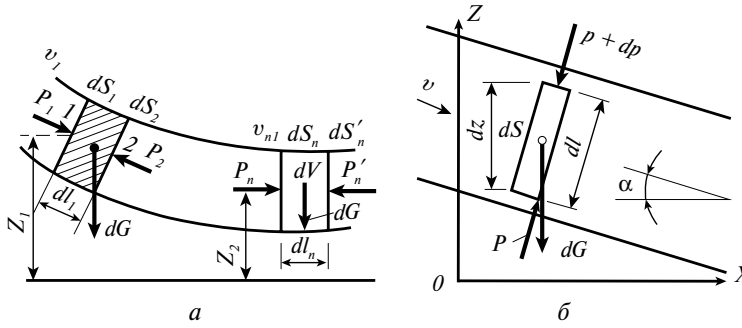


Рис. 3.4. Схемы: *а* — к выводу уравнения Бернулли; *б* — к определению потенциальной энергии потока

Работа сил давления совершается силами, действующими на ограничивающие частицу живые сечения, при ее движении из начального положения до конечного, т.е.

$$A_p = p_1 dS_1 dl_1 - p_2 dS_2 dl_2 = dV(p_1 - p_2) = \gamma V\left(\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma}\right). \qquad (3.9)$$

Тогда

$$\gamma dV\left(\frac{\upsilon_2^2}{2g}-\frac{\upsilon_1^2}{2g}\right)=\gamma dV\left(z_1-z_2\right)+\gamma dV\left(\frac{p_1}{\gamma}-\frac{p_2}{\gamma}\right). \qquad (3.10)$$

Разделив правую и левую части уравнения на γdV, получим:

$$\frac{\upsilon_2^2}{2g}-\frac{\upsilon_1^2}{2g}=z_1-z_2+\frac{p_1}{\gamma}-\frac{p_2}{\gamma},$$

или, после группировки членов,

$$z_1+\frac{p_1}{\gamma}+\frac{\upsilon_1^2}{2g}=z_2+\frac{p_2}{\gamma}+\frac{\upsilon_2^2}{2g}. \qquad (3.11)$$

Уравнение (3.11) называется уравнением Бернулли для элементарной струйки жидкости в установившемся движении без учета работы сил трения.

Члены, входящие в уравнение (3.11), имеют следующий физический смысл: z — удельная энергия положения, или геодезический напор; p/γ — удельная энергия давления, или пьезометрический напор; $\upsilon^2/2g$ — удельная кинетическая энергия, или скоростной напор.

Полная удельная энергия, или гидравлический напор,

$$z+\frac{p}{\gamma}+\frac{\upsilon^2}{2g}=H. \qquad (3.12)$$

Понятие «удельная энергия», применяемое здесь, означает, что речь идет не об энергии частицы, а об энергии, отнесенной к единице веса жидкости. В процессе вывода мы перешли от энергии частицы к удельной энергии, когда разделили обе части уравнения (3.10) на силу веса элементарного объема $dG = \gamma dV$. Поэтому размерность членов имеет размерность длины, т.е. в метрах.

Величина z означает удельную энергию положения относительно плоскости сравнения любого объекта жидкости, центр тяжести которой находится на расстоянии z от этой плоскости. Численно она равна работе, которую совершит сила веса, равная 1 Н, на вертикальном перемещении z. Потенциальной эта энергия называется потому, что величина dGz — возможная ра-

бота, совершаемая силой веса при перемещении жидкости на z относительно плоскости сравнения.

Частица жидкости находится под давлением p со стороны окружающей среды. Если соединить эту частицу пьезометром с областью, в которой $p = 0$, то она поднимется на высоту p/γ. Значение p/γ представляет собой потенциальную удельную энергию потому, что указывает на возможную работу $\frac{p}{\gamma}dG$ при подъеме частицы под действием сил давления на высоту z. Величина $\upsilon^2/(2g)$ представляет собой удельную кинетическую энергию, что следует из самого вывода, основанного на теореме приращения кинетической энергии. Так как сумма потенциальной и кинетической энергии есть полная механическая энергия, то значение $z+\frac{p}{\gamma}+\frac{\upsilon^2}{2g}=H$ есть не что иное, как полная удельная энергия жидкости в данной точке.

Из уравнения следует, что при движении жидкой частицы вдоль траектории ее полная механическая энергия остается постоянной, а изменяется только соотношение между потенциальной и кинетической составными частями. А в действительности из-за трения слоев жидкости и других сопротивлений полная энергия в направлении движения уменьшается на величину потерь h.

Уравнение Бернулли (3.11) показывает, что в идеальной жидкости сумма потенциальной и кинетической энергий в каждом поперечном сечении рассматриваемой струйки остается постоянной. При увеличении кинетической уменьшается потенциальная энергия и наоборот.

Полную (не удельную) энергию, переносимую элементарной струйкой через ее поперечное сечение в единицу времени, т.е. мощность жидкости в данном сечении, находят из соотношения, вытекающего из определения удельной энергии: $dN = H\gamma dQ$, где γdQ — сила веса жидкости, проходящей в единицу времени через данное сечение, т.е. весовой расход.

Общая мощность потока в данном поперечном сечении — сумма мощностей отдельных элементарных струек, слагающих поток:

$$N = \int_S dN = \int_S H\gamma dQ = \gamma \int_S \left(z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\upsilon_{\text{п}}^2}{2g} \right) dQ =$$

$$= \gamma \int_S \left(z + \frac{p}{\gamma} \right) dQ + \gamma \int_S \frac{\upsilon_{\text{п}}^2}{2g} dQ = N_{\text{п}} + N_{\text{к}}.$$

Первое слагаемое определяется потенциальной энергией, а второе — кинетической. Для нахождения первого интеграла необходимо знать распределение движения в рассматриваемом поперечном сечении потока. В этих целях в поперечном сечении потока выделим элементарный цилиндр (см. рис. 3.4, *б*), высота которого *dl,* а площадь основания *dS.*

В установившемся потоке данный цилиндр не меняет своей формы, так как масса втекающей в него жидкости равна массе вытекающей. Следовательно, цилиндр находится в равновесии, и сумма сил, действующих на него в соответствии с первым законом Ньютона, равна 0. Из массовых сил на цилиндр будет действовать только сила тяжести $dG = \gamma dS dl,$ так как в установившемся потоке с плавными границами инерционными силами можно пренебречь. Из поверхностных сил будут действовать силы давления на нижнее и верхнее основания цилиндра соответственно pdS и $(p+dp)\, dS.$ Силы давления на боковую поверхность цилиндра в проекции на плоскость поперечного сечения уравновесятся. С учетом сказанного составим условие равновесия цилиндра в проекциях на ось *l:*

$$pdS - (p + dp)\, dS - \gamma dS\, dl \cos d = 0.$$

Упростив выражение, разделив на $dS,$ приведем подобные члены и умножим на —1. С учетом, что $dl \cos d = dz,$ получаем $dp + \gamma dz = 0.$

Отсюда следует, что $d\left(z + \frac{p}{\gamma} \right) = 0$ и $z + p/\gamma = \text{const}.$

В результате видим, что распределение давления в поперечном сечении установившегося потока, имеющего плавные границы, такое же, как и в покоящейся жидкости. Отличие полученного уравнения от закона гидростатики состоит в том, что в полученном уравнении постоянная сохраняет свою величину только в пределах рассматриваемого поперечного сечения, а в уравнении гидростатики остается для всего объема жидкости.

Проинтегрировав первое слагаемое в уравнении для общей мощности потока в поперечном сечении, определим мощность потока жидкости:

$$N_{\text{п}} = \gamma \int_S \left(z + \frac{p}{\gamma} \right) dQ = \gamma \left(z + \frac{p}{\gamma} \right) \int_S dQ = \gamma \left(z + \frac{p}{\gamma} \right) Q . \quad (3.13)$$

Для нахождения второго интеграла и определения кинетической энергии $N_{\text{к}}$ заменим переменную местную скорость υ_n постоянной средней скоростью υ. При этом для компенсации полученной погрешности введем поправочный коэффициент α:

$$N_{\text{К}} = \gamma \int_S \frac{\upsilon_{\text{П}}^2}{2g} dQ = \frac{\gamma}{2g} \int_S \upsilon_{\text{П}}^3 dS = \gamma \frac{\alpha \upsilon^3}{2g} \int_S dS = \gamma \frac{\alpha \upsilon^2}{2g} \upsilon S = \gamma \frac{\alpha \upsilon^2}{2g} Q . \quad (3.14)$$

Коэффициент α называют коэффициентом кинетической энергии, или коэффициентом Кориолиса. Он представляет собой отношение истинной кинетической энергии (мощности) к кинетической энергии, высчитанной по средней скорости:

$$\alpha = \frac{\gamma \int_S \frac{\upsilon_{\text{п}}^2}{2g} dQ}{\frac{\upsilon^2}{2g} \gamma Q} = \frac{\int_S \upsilon_{\text{п}}^2 dS}{\upsilon^3 S} . \quad (3.15)$$

Величина коэффициента α зависит от формы эпюры скоростей. Например, в равномерном потоке идеальной жидкости местные скорости во всех точках поперечного сечения из-за отсутствия трения равны и, следовательно, $\upsilon_n = \upsilon$ и $\alpha = 1$. В круглой трубе при ламинарном режиме движения $\alpha = 2$. При турбулентном режиме можно в среднем принять $\alpha = 1{,}1$.

Найдем с учетом полученных результатов полную мощность потока жидкости:

$$N = N_{\text{п}} + N_{\text{к}} = \gamma \left(z + \frac{p}{\gamma} \right) Q + \gamma \frac{\alpha \upsilon^2}{2g} Q = \left(z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha \upsilon^2}{2g} \right) \gamma Q . \quad (3.16)$$

Напор — это удельная энергия, приходящаяся на единицу веса жидкости. Напор определяется в рассматриваемом поперечном сечении делением полной мощности потока на вес жидкости, проходящей в единицу времени через данное поперечное сечение: $H = N/\gamma Q$. Следовательно, напор жидкости

в поперечном сечении установившегося потока реальной жидкости с плавными границами находят по формуле:

$$H = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha \upsilon^2}{2g}. \qquad (3.17)$$

Сравнивая напоры в двух поперечных сечениях потока реальной жидкости, необходимо учитывать, что из-за вязкости на участке между рассматриваемыми сечениями часть энергии жидкости будет расходоваться на преодоление гидравлических сопротивлений, переходя в тепловую, которая безвозвратно рассеивается в пространстве.

Удельная, приходящаяся на единицу веса жидкости энергия, затрачиваемая на работу сил гидравлического сопротивления, называется потерей напора *h*. Таким образом, напор потока жидкости в сечении, расположенном ниже по течению, будет меньше, чем в начальном, на величину потерь напора на участке между рассматриваемыми сечениями:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha \upsilon_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha \upsilon_2^2}{2g} + h_{1-2}. \qquad (3.18)$$

Данное уравнение называют уравнением Бернулли для установившегося с плавными границами потока реальной жидкости. В ряде случаев уравнение Бернулли удобно применять в сокращенной форме:

$$H_1 = H_2 - h_{1-2}. \qquad (3.19)$$

Как указывалось ранее, размерность напора может быть представлена в единицах длины. Соответственно, при графическом изображении составляющие уравнения Бернулли показывают в виде вертикальных отрезков и называют высотой.

Для характеристики распределения напоров вдоль потока используют напорную, пьезометрическую и геометрическую линии (рис. 3.5). Напорная линия — график, показывающий величину полного напора в каждом поперечном сечении потока жидкости. Уравнение напорной линии — $H = f_1(L)$, где L — расстояние рассматриваемого сечения от начального. Интенсивность изменения напора оценивается гидравлическим уклоном

$$i = -\frac{\partial H}{\partial h} = \frac{h}{l}. \qquad (3.20)$$

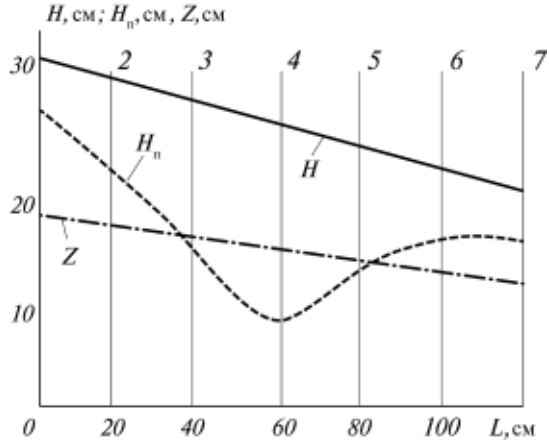


Рис. 3.5. Графическая иллюстрация уравнения Бернулли

Полный напор всегда уменьшается (при движении идеальной жидкости остается постоянным), поэтому производная выражается отрицательной величиной (в случае идеальной жидкости $i = 0$). В связи с указанным, для облегчения записи перед производной был введен знак «–».

С учетом этого гидравлический уклон теперь выражается всегда положительной величиной (или нулем). Чем больше гидравлический уклон, тем быстрее уменьшается напор, тем больше потери напора на рассматриваемом участке.

Пьезометрическая линия — график, показывающий величину потенциального напора в каждом поперечном сечении потока жидкости. Уравнение пьезометрической линии — $H_п = f_2(L)$. Для оценки интенсивности изменения потенциального напора используется величина $i_п = -\frac{\partial H_п}{\partial L}$, называемая пьезометрическим уклоном. Знак «–» введен по аналогии с гидравлическим уклоном, но в отличие от него величина $i_п$ может быть любого знака.

Геометрическая линия — график, показывающий высотное положение центров тяжести каждого поперечного сечения потока жидкости. Иногда эту линию называют геодезической. Уравнение геометрической линии — $z = f_3(L)$. Геометрический

уклон определяется аналогичным соотношением $i_2 = -\dfrac{\partial z}{\partial L}$ или $i_2 = \sin\alpha$, где α — угол наклона оси потока к горизонту.

Знак «–» показывает, что гидравлический уклон будет положительным, если жидкость движется вниз, и отрицательным — если вверх.

В случаях, когда можно пренебречь удельной энергией положения (геометрическим напором), например при расчетах движения газа или жидкости в системах гидропривода, уравнение Бернулли целесообразно привести к иному виду. Для этого обе части уравнения (3.18) умножим на удельный вес; тогда, учитывая, что $\gamma z \cong 0$, и принимая $\alpha = 1$, уравнение имеет вид:

$$p_1 + \frac{\rho \upsilon_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho \upsilon_2^2}{2} + \Delta p_{1-2}. \qquad (3.21)$$

Каждый компонент данного уравнения может рассматриваться тоже как удельная энергия, но энергия, приходящаяся на единицу объема жидкости (газа). С учетом сказанного размерность может быть представлена в виде Дж/м^3 = Н/м^2 = Па, т.е. в единицах давления. В связи с указанным приняты следующие наименования величин: p — статическое давление; $\rho\upsilon^2/2$ — динамическое давление; $p + \rho\upsilon^2/2$ — полное давление; Δp — потеря давления на участке между сечениями *1* и *2*.

3.6. Основное уравнение равномерного движения жидкости

Выделим в равномерном потоке объем жидкости (рис. 3.6) в форме цилиндра с длиной образующей *l*. Составим уравнение равновесия сил данной жидкости:

$$p_1 - p_2 - T + G\sin\alpha = 0$$

или

$$(p_1 - p_2)S - \tau_0 \chi l + \mathrm{g} l S \sin\alpha = 0, \qquad (3.22)$$

где p_1, p_2 — давления жидкости в сечениях; T — касательная сила трения; G — сила веса; S — площадь сечения; τ_0 — среднее касательное напряжение на стенке (трубы, канала); χ — смоченный периметр.

Разделив последнее уравнение на $\rho g S l$ и подставив $\sin\alpha = (z_1 - z_2)/l$, получим $\frac{p_1 - p_2}{\rho g l} - \tau_0 \frac{\chi}{\rho g S} + \frac{z_1 - z_2}{l} = 0$ или $\tau_0 \frac{\chi}{\rho g S} = \frac{\frac{p_1}{\gamma} + \frac{p_2}{\gamma} + z_1 + z_2}{l}$. Правая часть уравнения представляет собой гидравлический уклон i, а $\chi/S = 1/R$.

Тогда

$$-\tau_0 / \rho g = R_i . \qquad (3.23)$$

Выражением (3.23) устанавливается зависимость между силами сопротивления и потерями напора по длине потока, и оно служит основным уравнением равномерного движения.

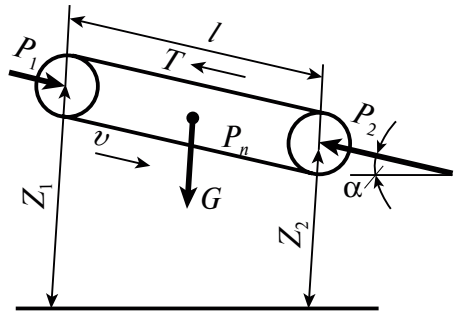


Рис. 3.6. Схема к выводу уравнения равномерного движения жидкости

Как показывают опыты, значение $\tau_0 / \rho g$ пропорционально квадрату скорости. Тогда уравнение (3.23) можно записать в виде

$$\frac{\tau_0}{\rho g} = \left(\frac{1}{c}\right)^2 \upsilon^2 = R_i ,$$

где $(1/c)^2$ — коэффициент пропорциональности.

Из последнего равенства получим выражение, которое называется формулой Шези, т.е.

$$\upsilon = c\sqrt{R_i} . \qquad (3.24)$$

Коэффициент Шези (c) определяют по формуле Н.Н. Павловского

$$c = \frac{1}{n} R^y,$$

где n — коэффициент шероховатости; y — показатель степени.

Если для сечения $R < 1{,}0$ м и $d < 4{,}0$ м, то $y = 1{,}5\sqrt{n}$; для $R > 1{,}0$ м и $d > 4{,}0$ м $y = 1{,}3\sqrt{n}$.

3.7. Потери напора. Гидравлические сопротивления

При движении реальных жидкостей неизбежно появляются гидравлические сопротивления. Различают вязкостные, инерционные и волновые сопротивления.

Вязкостные сопротивления (рис. 3.7, *)* возникают в результате действия сил вязкости (внутреннего трения). Как уже указывалось выше, скорость жидкости из-за вязкости нарастает постепенно от 0 на стенке до некоторого максимального значения. Градиент скорости отличен от 0, поэтому в соответствии с гипотезой Ньютона в потоке жидкости возникают касательные напряжения, препятствующие движению жидкости. Вязкостные сопротивления проявляются, главным образом, при ламинарном режиме движения. При турбулентном режиме движения дополнительно возникают инерционные сопротивления в результате взаимодействия перемешивающихся частиц жидкости и образования вихрей при обтекании тел.

В турбулентном потоке частицы жидкости с нулевой продольной скоростью отрываются от стенки и перемещаются в поперечном направлении к центру потока, где они взаимодействуют с двигающимися частицами, уменьшая их продольную скорость. В то же время другие частицы жидкости перемещаются к стенке и также затормаживаются. В результате продольная скорость жидкости уменьшается. В данном процессе также наблюдается взаимное перемещение частиц жидкости, а следовательно, появляется дополнительное трение, также приводящее к нагреву жидкости. При этом часть механической энергии жидкости переходит в тепловую и необратимо рассеивается в пространстве.

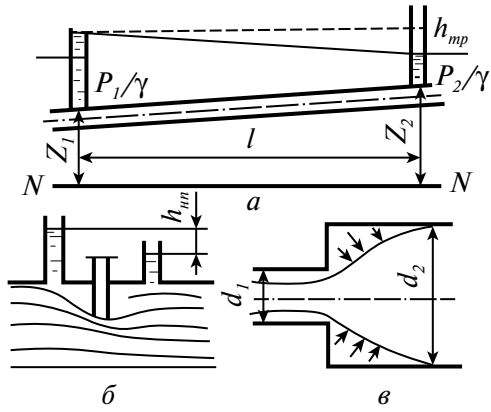


Рис. 3.7. Схемы потоков: ...*в* — возможные варианты

При обтекании потоком преграды (рис. 3.7, *б*), если скорость движения жидкости достаточно большая (при турбулентном режиме движения), частицы жидкости из-за инерции отрываются от преграды, и за ней образуется вихрь. На границе потока с вихрем образуются большой градиент скоростей и значительные силы сопротивления. Кроме того, на вращение вихря тратится энергия потока жидкости. Чем больше размер вихря, тем большее сопротивление встречает поток жидкости. Если преграде (телу) придать хорошо обтекаемую форму, при которой обеспечивается безотрывное течение (рис. 3.7, *в*), то гидравлические сопротивления существенно уменьшаются. Из рисунка видно, что за преградой размер вихря значительно больше, чем перед ней, поэтому на гидравлическое сопротивление решающее значение оказывает форма тела с низовой стороны.

Волновые сопротивления возникают при движении тела на границе раздела жидкостей, имеющих разную плотность. В практике значительно чаще встречается движение тела по поверхности воды. При этом возникают волны, которые отбирают от движителя часть энергии. Таким образом, волнообразование сопровождается увеличением сопротивления движению тела.

Приходящаяся на единицу веса жидкости удельная энергия, которая тратится на работу сил сопротивления, т.е. пере-

ходит в теплоту, называется потерей напора. Общие потери $\sum h_w$ состоят из потерь напора по длине Σh_{li} и местных $\Sigma h_{мi}$, т.е. $\sum h_w = \sum_{i-1}^{n} h_{li} + \sum_{i-1}^{n} h_{мi}$.

Потерями напора по длине называют потери, возникающие в равномерном потоке.

Преобразовав формулу Шези (3.24) в вид $\upsilon^2 = c^2 R_i$, разделив обе части уравнения на $2g$ и учитывая, что $i = h_1/l$ и $R = d/4$ (для круглого сечения), получим $h_l = \frac{8g}{c^2}\frac{i}{d}\frac{\upsilon^2}{2g}$.

После преобразования, обозначив $8g/c^2 = \lambda$, получим формулу Дарси–Вейсбаха:

$$h_1 = \lambda \frac{l}{d}\frac{\upsilon^2}{2g}, \qquad (3.25)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси); l — длина участка, на котором определяются потери; d — диаметр трубопровода (если русло некруглое, то принимают $d=4R_i$ (R_i – гидравлический радиус); $\upsilon^2/2g$ — скоростной напор, вычисленный по средней скорости.

При ламинарном движении жидкости потери напора по длине пропорциональны скорости потока и могут быть определены по формуле Пуазейля:

$$h_1 = \frac{32\nu l}{gd^2}\upsilon .$$

Умножив числитель и знаменатель на 2υ и подставив $\mathrm{Re} = \upsilon d / \nu$, получим:

$$h_l = \frac{64}{\mathrm{Re}}\frac{l}{d}\frac{\upsilon^2}{2g}, \qquad (3.26)$$

где $\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}$ — коэффициент гидравлического трения при ламинарном движении.

Коэффициент λ зависит в общем случае от режима движения жидкости (числа Re), относительной шероховатости $\overline{\Delta}$,

а также от формы выступов шероховатости. Для трубопроводов круглого сечения относительная шероховатость определяется по соотношению:

$$\overline{\Delta} = \Delta / d,$$

где Δ — характерная высота выступов шероховатости (абсолютная шероховатость).

Вместо относительной шероховатости часто используется обратная ей величина — относительная гладкость d/Δ.

У большинства технических трубопроводов выступы шероховатости неодинаковы по высоте и форме. Такая шероховатость называется разнозернистой, неоднородной, естественной. Для пластмассовых и стеклянных трубопроводов характерна плавная, волнообразная форма выступов — волнистая шероховатость.

Впервые обширные опыты по исследованию коэффициента гидравлического трения λ для круглых трубопроводов провел И.И. Никурадзе в 1933 г. Измерить и учесть естественную шероховатость было слишком трудно, поэтому он провел свои опыты с искусственной равнозернистой шероховатостью: к внутренней поверхности трубопровода был с помощью лака приклеен слой хорошо отсеянных, практически одинаковых округлых песчинок. Их диаметр и был принят за величину абсолютной шероховатости Δ, хотя фактическая шероховатость была в 2 раза меньше. В опытах на установке измеряли величины h, υ, l, d и с помощью формулы определяли коэффициент гидравлического трения λ. Результаты исследований были представлены в виде графика (рис. 3.8,), который носит имя Никурадзе. За относительную шероховатость было принято соотношение Δ/r, где r — геометрический радиус трубопровода.

На графике Никурадзе можно выделить пять видов зависимости (пять зон) коэффициента λ от числа Рейнольдса Re и относительной шероховатости.

I. Зона ламинарного режима движения при $Re < 2300$. Поток плавно огибает выступы шероховатости (см. рис. 3.8,). Сопротивление движению определяется в основном силами вязкости. Коэффициент λ не зависит от шероховатости сте-

нок. В зоне ламинарного режима движения λ_1 определяют по формуле Пуазейля $\lambda_1 = 64/\mathrm{Re}$, которая может быть получена с помощью гипотезы Ньютона для вязких напряжений.

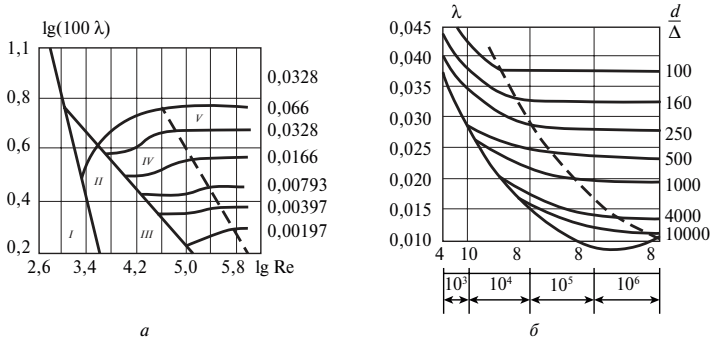


Рис. 3.8. Графики, характеризующие гидравлическое трение: *а* — И. И. Никурадзе; *б* — Г. А. Мурина

II. Зона переходного режима движения при $2300 < \mathrm{Re} < 4000$. Выступы шероховатости в этой зоне закрыты ламинарным слоем, поэтому шероховатость не оказывает прямого воздействия на сопротивление. В этой зоне на гидравлическое сопротивление дополнительно влияют инерционные сопротивления, возникающие в результате неустойчивости режима: турбулентные пульсации на различных участках потока гасятся вязкостью, а затем вновь возникают и т.д. Поэтому в данной зоне имеется значительный разброс опытных данных (более чем на 10%), и существенно изменяется характер закона: коэффициент λ_{II} увеличивается с ростом Re.

Формул для вычисления коэффициента гидравлического трения при переходном режиме движения, полученных на основе точных физических представлений, нет. Из эмпирических можно воспользоваться формулой

$$\lambda_{II} = 1{,}839 \cdot 10^{-4}\,\mathrm{Re}^{0{,}6483}.$$

Ее особенность — хорошее совпадение величины λ_{II} на границах зоны (при $\mathrm{Re} = 2300$ и $\mathrm{Re} = 4000$) с вычисленными по формулам для соседних зон.

III. Зона гладкостенного сопротивления или гидравлически гладких трубопроводов при $\mathrm{Re} > 4000$, т.е. в этой зоне уже име-

ет место турбулентный режим движения. Но выступы шероховатости еще прикрыты ламинарным слоем. Поэтому в данной зоне коэффициент λ так же, как и в предыдущих, не зависит от шероховатости. В то же время верхняя граница зоны определяется выступами шероховатости (они становятся равными толщине ламинарного слоя). Согласно А. Д. Альтшулю, предельное число

$$\mathrm{Re} \approx 10d/\Delta.$$

Инерционные сопротивления, проявляющиеся наряду с вязкостными, возникают за счет перемешивания частиц жидкости при турбулентном режиме движения, приводят к изменению закона гидравлического сопротивления: коэффициент λ уменьшается с увеличением числа Re.

Для вычисления коэффициента гидравлического трения в зоне гладкостенного сопротивления λ_{III} получила широкое применение эмпирическая формула Блазиуса, предназначенная для $4000 < \mathrm{Re} < 10^5$:

$$\lambda_{\text{III}} = \frac{0{,}3164}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}.$$

В данной зоне, а также и в других зонах с турбулентным режимом движения для расчета λ применяют универсальную формулу Альтшуля

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

IV. Зона переходного сопротивления при $\mathrm{Re}'_{\text{пред}} < \mathrm{Re} < \mathrm{Re}''_{\text{пред}}$, где $\mathrm{Re}''_{\text{пред}} = 500\,d/\Delta$ — предельное число Рейнольдса, при котором происходит выход из IV зоны. В этой зоне турбулентность развита больше, чем в предыдущей. Ламинарный слой становится весьма тонким, и выступы шероховатости входят в турбулентное ядро. За ними образуются вихри, создающие дополнительные инерционные сопротивления. В данной зоне приходится учитывать как влияние вязкости, так и шероховатости. Соответственно в формуле Альтшуля величины $68/\mathrm{Re}$ и $\overline{\Delta}$ становятся соразмерными по величине, т.е. коэффициент λ зависит от числа Рейнольдса и шероховатости.

V. Зона развитого турбулентного режима движения при $\mathrm{Re} > \mathrm{Re}''_{\text{пред}}$. Ламинарный слой становится пренебрежимо тон-

ким. Вихри за шероховатостью заполняют весь объем между выступами, и сопротивление, оказываемое ими, становится решающим. Поэтому в V зоне коэффициент λ зависит только от шероховатости; соответственно, в формуле Альтшуля величина $68/\mathrm{Re} \ll \overline{\Delta}$, и ею пренебрегают.

Зону V называют также зоной квадратичного сопротивления, так как в этой зоне потери напора пропорциональны квадрату скорости в отличие от зоны I, где потери напора зависят от скорости по линейному закону.

Недостаток результатов, полученных И. И. Никурадзе,— использование в опытах трубопроводов с искусственной равнозернистой шероховатостью, что не дает возможности рассчитывать технические трубопроводы с естественной шероховатостью, у которой выступы имеют неодинаковую высоту и форму. Кроме того, выступы располагаются неравномерно. Гидравлическое сопротивление трубопроводов с естественной шероховатостью изучали, например, за рубежом Кольбрук, Шлихтинг, а в нашей стране — Г. А. Мурин, Ф. А. Шевелев и др. Все результаты практически совпадали. Более подробно рассмотрим результаты Г. А. Мурина.

Методика опытного определения величины такая же, как и у И. И. Никурадзе, т.е. измеряли величины, входящие в формулу Дарси–Вейсбаха, и с ее помощью определяли коэффициент гидравлического трения. Принципиальные отличия заключались в способе оценки шероховатости. Как уже указывалось, Никурадзе в качестве абсолютной шероховатости принял непосредственно измеряемый диаметр зернышек песка, которым обклеивал трубопроводы. Легко видеть, что потоком обтекается только одна половина округлых частиц, вот почему было предложено под абсолютной шероховатостью понимать $\Delta = 0{,}5\ d_з$, где $d_з$ — диаметр зернышек наклеенного песка. Относительную шероховатость стали определять по соотношению $\overline{\Delta} = \Delta/d$.

Кроме того, в условиях естественной шероховатости оказалось сложно измерить непосредственно высоту выступов и учесть разнообразие их высот, формы, а также особенности расположения выступов шероховатости. Шероховатость оценивали гидравлическим путем по суммарному воздействию на поток жидкости. Для этого на графике Никурадзе наносили точку, координатами которой были коэффициент λ, измеренный

в пятой зоне гидравлического сопротивления, и соответствующее число Re. Затем из графика Никурадзе с помощью интерполяции определяли относительную шероховатость $\overline{\Delta}$ и с помощью соотношения — искомую абсолютную шероховатость Δ.

Полученная таким способом абсолютная шероховатость получила название эквивалентной, так как действие рассматриваемой естественной шероховатости на поток жидкости оказывалось равным гидравлическому сопротивлению, создаваемому соответствующей разнозернистой шероховатостью.

В справочных таблицах приводится именно эквивалентная шероховатость для различных материалов.

В расчетных формулах используют эквивалентную шероховатость. Г. А. Мурин и некоторые другие авторы вместо относительной шероховатости $\overline{\Delta}$ для характеристики поверхности применяют обратную величину, т.е. d/Δ, которую называют относительной гладкостью.

Результаты своих исследований Г. А. Мурин представил в виде графика, показанного на рисунке 3.8, *б*. На нем указаны только три турбулентные зоны (III, IV и V), так как первые две полностью совпали с данными Никурадзе.

Особенность результатов исследований трубопроводов с естественной шероховатостью — монотонное убывание коэффициента λ при увеличении Re в IV зоне, в то время как на графике И. И. Никурадзе в конце IV зоны наблюдается увеличение коэффициента гидравлического трения с ростом числа Re. В этом состоит главная особенность гидравлического сопротивления в трубах с разнозернистой шероховатостью.

Для определения потерь напора в местах стыковых соединений трубопроводов систем водоснабжения рекомендуется определять коэффициент λ по формуле:

$$\lambda = A_1 \left(\frac{A_0 + B / \upsilon}{d} \right)^m, \qquad (3.27)$$

где A_1, A_0, m и B — величины, определяемые по справочным таблицам; υ — средняя скорость воды, м/с; d — диаметр трубопровода, м.

В таблицах величина B дана для $\nu = 1{,}3 \cdot 10^6$ м^2/с (вода при $t = 10$ °С).

Параметры для определения коэффициента λ приведены в справочных таблицах.

При технико-экономических расчетах и выполнении гидравлических расчетов систем подачи и распределения воды на ЭВМ потере напора, м, рекомендуется находить по формуле

$$h = k\,Q^a\,l/d^b, \qquad (3.28)$$

где k, и b — величины, определяемые по справочным таблицам; Q — расчетный расход воды в трубопроводе, м^3/с; l — длина трубопровода, м; d — диаметр, м.

Потери напора, возникающие при неравномерном движении в местах резкой деформации границ потока дополнительно к потере по длине, называют местными потерями напора, а соответствующие участки русел — местными сопротивлениями. Названия, принятые для местных сопротивлений, определяются формой русла (внезапное расширение, сжатие, поворот различных видов) или назначением (кран, дроссель и т.п.).

В местных сопротивлениях эпюра скоростей существенно изменяет свою форму по сравнению с равномерным потоком. В результате возникают значительные градиенты скоростей, которые приводят к увеличению гидравлического сопротивления. Кроме этого, при турбулентном режиме движения в местных сопротивлениях возникают вихри, которые увеличивают сопротивление. Местные сопротивления также способствуют турбулизации потока, поэтому в местных сопротивлениях турбулентный режим может возникнуть при $\mathrm{Re} \le 2300$. Конкретное значение критического числа Re зависит от вида сопротивления, например, для диафрагмы с отношением площадей отверстия и трубы 0,05 турбулентность возникает при $\mathrm{Re} = 1{,}1$.

Протяженность местных сопротивлений соответствует длине участка, в пределах которого эпюра скоростей по форме отличается от эпюры в рассматриваемом потоке. Эта длина зависит от формы границ потока и от числа Re. Обычно ее принимают равной до $3d$ перед характерным сечением местного сопротивления и $(5...10)d$ после характерного сечения. Надо учитывать также, что близкорасположенные местные сопротивления оказывают взаимное влияние и фактически представляют собой одно местное сопротивление иного вида.

Из-за неопределенности в оценке длины местного сопротивления было принято всю местную потерю напора относить

к одному наиболее характерному сечению, например: место стыка, середина поворота и т.п. Соответственно при графическом изображении местную потерю напора показывают вертикальным отрезком в месте расположения характерного сечения.

Местные потери напора вычисляют по формуле Вейсбаха, полученной на основании размерностей:

$$h_{м} = \zeta \frac{\upsilon^2}{2g}, \tag{3.29}$$

где ζ — коэффициент гидравлического сопротивления (местных потерь напора), в общем случае зависящий от формы русла и числа Re.

Для оценки коэффициента гидравлического сопротивления А. Д. Альтшуль предложил формулу:

$$\zeta = \frac{A}{\mathrm{Re}} - \zeta_{кв},$$

где A — коэффициент, определяемый видом сопротивления; $\zeta_{кв}$ — коэффициент гидравлического сопротивления в квадратичной зоне, т.е. при развитом турбулентном движении, зависящий от вида местного сопротивления.

Первое слагаемое имеет значимость при малых числах Re, т.е. при ламинарном режиме движения жидкости. При турбулентном режиме $A/\mathrm{Re} \ll \zeta_{кв}$, поэтому можно принять $\zeta \approx \zeta_{кв}$. Учитывая, что местные сопротивления способствуют развитию турбулентности, в большинстве практических случаев можно значением A/Re пренебречь, поэтому во многих справочниках приводятся значения ζ только для зоны квадратичного сопротивления.

3.8. Примеры применения уравнения Бернулли в технике

Гидрометрическая трубка

Такая трубка (рис. 3.9,) предназначена для измерения местной скорости потока жидкости. Она представляет собой две соосные трубки с обтекателем и пьезометрами. Центральная (динамическая) трубка снабжена отверстием, направ-

ленным навстречу потоку. В наружной (статической) трубке отверстия сделаны по касательной к потоку. Таким образом пьезометром, подключенным к статической трубке, измеряют потенциальный напор. Пьезометры в ряде случаев соединяют трубкой, заполненной воздухом. Его давление подбирают таким, чтобы было удобно вести отсчет.

Уравнение Бернулли для первого и второго сечений струйки, которая совпадает с осью трубки, примет вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\upsilon_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\upsilon_2^2}{2g} + \sum h .$$

Учитывая, что первое и второе сечения расположены близко одно относительно другого, гидравлическими сопротивлениями пренебрегаем. Во втором сечении поток заторможен, т.е. $\upsilon_2 = 0$. Тогда $z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\upsilon^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma}$. Так как трубка располагается горизонтально, то $z_1 = z_2$. Тогда $\frac{\upsilon^2}{2g} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma}$; с учетом того, что $p_1 = p_{\text{атм}} + \gamma h_p$, а $p_2 = p_{\text{атм}} + \gamma h_d$, получим $p_1 - p_2 = \Delta h$. Тогда $\upsilon = \sqrt{\Delta h 2g}$.

Необходимо пояснить также, что пьезометр — это трубка с отверстием, расположенным навстречу потоку. Прибор показывает полный напор в соответствующей струйке.

Возможность измерения местной скорости гидрометрической трубкой, изогнутой навстречу потоку, показал Пито, поэтому ее часто называют его именем. В дальнейшем трубка Пито была модернизирована, и в некоторых случаях ее называют по фамилии авторов, внесших соответствующие конструктивные изменения: Кармана, Ребокка и др.

Дросселирующие расходомеры

Различают расходомеры трех основных видов: Вентури (рис. 3.9, *б*), диафрагменные (рис. 3.9, *в*) и расходомеры-сопла (рис. 3.9, *г*). Отличительная особенность дросселирующих расходомеров — наличие сужающего поток устройства (конфузора, диафрагмы, сопла). Для определения расхода находят перепад потенциального напора $\Delta H_{\text{п}}$ или разность статических давлений $\Delta p_{\text{ст}}$ в первом и втором сечениях рас-

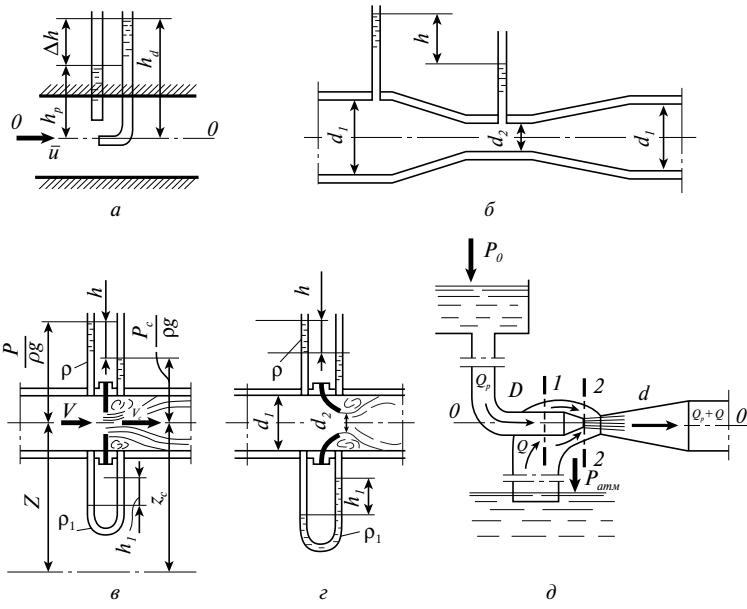


Рис. 3.9. Схемы устройств: *а* — гидрометрическая трубка; *б* — расходомер Вентури; *в* — диафрагменный расходомер; *г* — расходомер-сопло; *д* — струйный насос

ходомера. Расход Q вычисляют по зависимости, полученной путем применения уравнений Бернулли и неразрывности для наибольшего поперечного сечения потока на входе (первое сечение равно поперечному сечению трубы) и наиболее узкого (второе сечение):

$$Q = \mu S_2 \sqrt{2g\Delta H_{\text{м}}} = \mu S_2 \sqrt{2\Delta p_{\text{ст}}/\rho}\ , \qquad (3.30)$$

где μ — коэффициент расхода, учитывающий гидравлические сопротивления, особенности движения жидкости и конструкции расходомера; S_2 — площадь наиболее узкого поперечного сечения расходомера.

Тогда

$$\mu = \frac{\varepsilon}{\sqrt{\alpha_A - \alpha_1 \left(\varepsilon \frac{S_2}{S_1}\right)^2 + \zeta}}\ ,$$

где ε — коэффициент сжатия, учитывающий уменьшение площади поперечного сечения потока из-за отрыва струек жидкости от стенок прибора за сужением. Наибольшее сжатие потока происходит за диафрагмой, а в расходомере Вентури из-за плавности стенок прибора отрыва струек нет, т.е. ε = 1, поэтому наименьшее сечение потока совпадает с наименьшим сечением прибора; α_c и α_1 — коэффициенты кинетической энергии в сжатом и начальном сечениях потока. При развитом турбулентном движении их можно принять равными 1; ζ — коэффициент, учитывающий гидравлические сопротивления на участке между первым и вторым сечением.

Принцип работы дросселирующего расходомера использован в конструкции современных приборов для диагностирования гидрооборудования. При монтаже приборов необходимо учитывать, что показания пьезометров могут искажаться из-за воздействия близкорасположенных источников возмущения потока: вентилей, поворотов и других устройств. Поэтому перед прибором должен быть прямолинейный участок длиной 4...50 диаметров трубопровода (зависит от типа источника возмущения). Длина прямолинейного участка за прибором принимается равной пяти диаметрам.

Расходомер Вентури считают лучшим в гидравлическом отношении. Он оказывает наименьшее сопротивление потоку жидкости. Недостатки этого прибора — сложность изготовления и большие размеры.

Диафрагменный расходомер оказывает наибольшее сопротивление потоку жидкости, но он наиболее простой в изготовлении и имеет малые габаритные размеры.

Расходомер-сопло по своим параметрам занимает промежуточное место между ранее рассмотренными.

Струйные насосы

Эти устройства (рис. 3.9, *д*) снабжены сужающим устройством в виде сопла, в котором преобразуется потенциальная энергия давления в кинетическую. В сечении *2—2* скорость жидкости выше, чем в сечении *1—1*. В результате давление на выходе из сопла понижается, и, соответственно, в сечении *2—2* создается разрежение. Под действием атмосферного давления в камеру и диффузор поступает жидкость с расходом *Q*.

В начальном участке диффузора образуются два потока жидкости: на оси с расходом $Q_р$ поток рабочей жидкости, выходящей из сопла с большой скоростью, и у стенок с расходом Q поток перекачиваемой жидкости, двигающейся с относительно малой скоростью. На границе этих потоков возникает большая сила трения, увеличивающая скорость и, соответственно, расход всасываемой жидкости, что способствует увеличению эффективности насоса. В некоторых случаях сила трения становится решающим фактором работы насоса, поэтому струйные насосы относят к динамическим насосам трения. В конце диффузора потоки перемешиваются, и из насоса выходит один поток с расходом $Q_р + Q$. Для увеличения силы трения иногда перед диффузором устанавливают специальную камеру смешивания в виде цилиндрической трубы или конфузора.

Для расчета конструктивных параметров эжектора необходимо задать расчетный расход рабочей жидкости и перепад давления в насадке. Определить диаметр выходного цилиндрического участка сопла можно по формуле:

$$d_c = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi\varphi_1\sqrt{2\Delta p_p}/\rho}},$$

где d_c — диаметр выходного цилиндрического участка сопла, м; Q_p — расход рабочей жидкости, м^3/с; φ_1 – коэффициент скорости рабочего сопла; Δp_p — перепад давления в насадке, МПа; ρ — плотность жидкости, кг/м^3.

При расчете водовоздушных эжекторов с компактной струей так же, как при расчете струйных насосов, используется объемный коэффициент подсоса:

$$u_0 = \frac{Q_в}{Q_р},$$

где u_0— объемный коэффициент подсоса; $Q_в$— объемный расход подсасываемой паровоздушной смеси, м^3/с; $Q_р$— объемный расход рабочей жидкости, м^3/с.

Рабочей и перекачиваемой средой могут быть не только жидкости, но и газы, и пары. Например, в карбюраторах бензин перекачивается из поплавковой камеры с помощью воздуха. Струйные насосы часто используются для перемешивания жид-

кости и газа. Так, в пульверизаторах перемешивается жидкость с воздухом, в результате поток жидкости распадается на отдельные капли. Насосы, в которых рабочей и перекачиваемой жидкостью служит вода, называются водоструйными. Они нашли применение, в частности, для подъема воды из колодцев. Большое преимущество струйных насосов — отсутствие подвижных частей, поэтому насосы могут перекачивать растворы, содержащие абразивные частицы. Водоструйные насосы, предназначенные для перекачки воды с большим количеством взвешенных частиц песка и глины (пульпы), называются гидроэлеваторами.

Струйные насосы для подачи перекачиваемой жидкости в какой-либо резервуар, например, с помощью пара, называются инжекторами. Струйные насосы для откачки жидкости из какого-либо резервуара называют эжекторами.

Существенный недостаток струйных насосов — низкий КПД, максимальное значение которого составляет 0,35.

3.9. Гидравлический расчет трубопроводов. Параллельное и последовательное соединения. Сложные трубопроводы

Один из основных элементов гидравлического расчета — трубопровод. Трубопроводы принято делить на короткие и длинные. Короткими трубопроводами называют трубопроводы сравнительно небольшой длины, в которых потери напора на преодоление местных сопротивлений составляют не менее 10...15% общей суммы потерь. К коротким трубопроводам можно отнести: водовыпуски, системы подачи охлаждающей воды, смазочные системы, всасывающие трубопроводы, сифоны и т.п. При их расчете необходимо учитывать отдельно каждое местное сопротивление.

Длинными называют трубопроводы большой длины, в которых доля местных потерь не превышает 5...10% в общем балансе потерь. К ним относятся обычные водопроводы, продуктопроводы и т.п.

Расчет коротких трубопроводов

Такие трубопроводы необходимо рассчитывать согласно уравнению Бернулли. Значение потерь определяют по зависимости

$$\Sigma h = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma_{i=1}^{n} \zeta\right) \frac{\upsilon^2}{2g}. \qquad (3.31)$$

Для коротких трубопроводов характерен постоянный диаметр по всей длине. При их расчете необходимо правильно расположить сечения, для которых составляется уравнение Бернулли, выбрать плоскость сравнения и составить расчетную схему (рис. 3.10). Определяем гидравлические параметры, характеризующие материал труб и жидкость (абсолютную эквивалентную шероховатость труб Δ, удельный вес жидкости γ, коэффициент кинематической вязкости ν). Составляем уравнение Бернулли для сечений с наименьшим числом неизвестных величин (в нашем случае для сечений *1—1* и *5—5*):

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \upsilon_1^2}{2g} = z_5 + \frac{p_5}{\gamma} + \frac{\alpha_5 \upsilon_5^2}{2g} + h_{1-5}. \qquad (3.32)$$

Отсюда $H_д = \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \upsilon_1^2}{2g}\right) - \left(z_5 + \frac{p_5}{\gamma}\right)$ — действующий напор.

Общие потери напора в системе равны сумме потерь напора на каждом участке:

$$h_{1-5} = h_{1-2} + h_{2-3} + h_{3-4} + h_{4-5},$$

где h_{1-2} — местные потери напора на входе в трубу; h_{2-3} — потери напора по длине l_1 на участке между резервуаром и краном; h_{3-4} — местные потери напора на внезапном сужении; h_{4-5} — потери напора по длине l_2 на участке за краном.

После преобразования исходного уравнения получим

$$H_д = \frac{\alpha_5 \upsilon_5^2}{2g} + \zeta_{1-2} \frac{\upsilon_2^2}{2g} + \lambda_{2-3} \frac{l_1}{d} \frac{\upsilon_3^2}{2g} + \zeta_{3-4} \frac{\upsilon_4^2}{2g} + \lambda_{4-5} \frac{l_2}{d} \frac{\upsilon_5^2}{2g},$$

где ζ_{1-2} и ζ_{3-4} — коэффициенты местного сопротивления участков *1—2* (вход в трубу) и *3—4* (кран); λ_{2-3} и λ_{4-5} — коэффициенты гидравлического трения трубопровода на участках *2—3* и *4—5*.

В данном примере диаметр трубопровода на всех участках одинаковый, поэтому будут также одинаковыми скорости во всех сечениях трубопроводов, а также коэффициенты гидрав-

лического трения и, соответственно, потери напора на участках *2—3* и *4—5*. В дальнейшем соответствующие величины будем записывать без индексов.

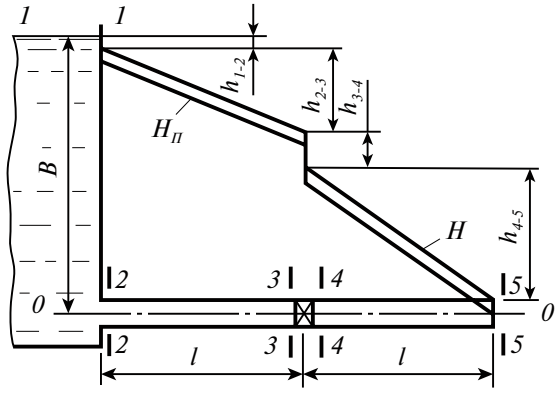


Рис. 3.10. Схема к расчету короткого трубопровода

Умножив обе части уравнения на $2g$ и в общем случае вынося за скобки υ^2, получим расчетное уравнение: $2gH_д = \upsilon^2\left(\alpha+\zeta_{1-2}+\lambda_{2-3}\frac{l}{d}+\zeta_{3-4}+\lambda_{4-5}\frac{l}{d}\right)$. В данном уравнении неизвестные величины — скорость υ, а также все зависящие от нее коэффициенты α, ξ и λ.

Зависимость данных коэффициентов от скорости сложная, поэтому рассматриваемое уравнение решают следующим образом:

– намечают предварительно режим движения — в рассматриваемом случае движение характеризуется достаточно большим действующим напором и маловязкой жидкостью. Это позволяет предположить развитый турбулентный режим движения;

– определяют в первом приближении все коэффициенты для принятого режима;

– находят скорость в первом приближении:

$$\upsilon = \sqrt{\frac{2gH_4}{\alpha+\zeta_{1-2}+\lambda_{2-3}\frac{l}{d}+\zeta_{3-4}+\lambda_{4-5}\frac{l}{d}}};$$

– вычисляют число Рейнольдса по найденной скорости, уточняют режим движения и определяют коэффициенты во втором приближении для всех участков трубопровода. Если режим движения выбран правильно, то и все коэффициенты не изменяются при дальнейших уточнениях расчета. В дальнейшем вычисляют с помощью уравнения неразрывности расход воды $Q = \upsilon S$;

– рассчитывают посредством уравнения неразрывности средние скорости и скоростные напоры в остальных сечениях.

Находят потери напора на каждом участке трубопровода:

$$h_{1-2} = \zeta_{1-2}\frac{\upsilon^2}{2g};\ h_{2-3} = \lambda_{2-3}\frac{l}{d}\frac{\upsilon^2}{2g};\ h_{3-4} = \zeta_{3-4}\frac{\upsilon^2}{2g};\ h_{4-5} = h_{2-3}.$$

Определяют с помощью уравнения Бернулли полные напоры во всех расчетных сечениях, начиная с последнего, т.е.

$$H_5 = z_5 + \frac{p_5}{\gamma} + \frac{\alpha\upsilon^2}{2g};\ H_4 = H_5 + h_{4-5}.;$$

$$H_3 = H_4 + h_{3-4};\ H_2 = H_3 + h_{2-3};\ H_1 = H_2 + h_{1-2}.$$

Вычисляют потенциальные напоры в начальном и конечном сечениях по формуле $H_{\text{п}} = z + \frac{p}{\gamma}$, а в остальных — по соотношению $H_{\text{п}} = H - \frac{\alpha\upsilon^2}{2g}$. Находят пьезометрические напоры в промежуточных сечениях по формуле $\frac{p}{\gamma} = H_{\text{п}} - z.$ Результаты определения потенциальных напоров в остальных сечениях сводят в таблицу, а по ее данным строят в масштабе напорную, пьезометрическую и геометрическую линии (см. рис. 3.10).

Расчет сифона

Сифоном называется изогнутый трубопровод, часть которого расположена выше свободной поверхности жидкости в напорном резервуаре. Сифоны широко используют в системах водоснабжения для подачи воды от колодцев к сборному коллектору, в борозды при поливе, для опорожнения резервуаров и других бытовых нужд.

Сифон включается в работу, если его предварительно полностью заполнить жидкостью. Для этой цели служат вакуумные насосы, либо в конструкцию сифона вводят специальные устройства для откачивания из него воздуха с помощью небольшой струи жидкости.

В процессе работы сифона в его верхней части давление становится меньше атмосферного, а в некоторых случаях может понизиться до давления насыщенных паров жидкости при данной температуре. В сифоне возникает кавитация, из-за которой невозможна его работа. Поэтому необходимо определить минимальное давление.

Расчет сифона — частный случай расчета коротких трубопроводов, поэтому все рассмотренное ранее относится и к сифону. Намечают расчетные сечения (рис. 3.11). В рассматриваемом случае для построения напорной и пьезометрической линий (это необходимо для определения минимального давления) используют восемь сечений.

Для определения скорости движения жидкости и, соответственно, расхода применяют уравнение Бернулли для сечений с наименьшим числом неизвестных величин, т.е. *1* и *8:*

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \upsilon_1^2}{2g} = z_8 + \frac{p_8}{\gamma} + \frac{\alpha_8 \upsilon_8^2}{2g} + h_{1-8}\,.$$

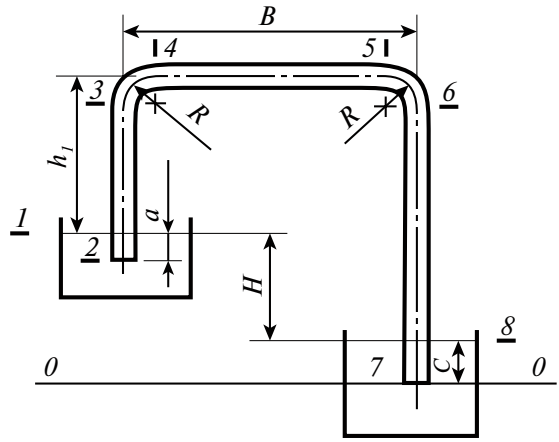


Рис. 3.11. Схема к расчету сифона

Из схемы видно, что $Z_1 = H - a$; $z_8 = c$; $p_1 = p_8 + p_{ат}$; $\upsilon_1 = \upsilon_8 = 0$ (так как площади обоих резервуаров намного больше, чем площадь поперечного сечения трубопровода). Следовательно, действующий напор $H_д = H$. Кроме того, учтено, что скорость во всех сечениях трубы одинакова, поэтому индексы опускаются.

Соответственно, расчетное уравнение примет вид:

$$H = h_{1-2} + h_{2-3} + h_{3-4} + h_{4-5} + h_{5-6} + h_{6-7} + h_{7-8},$$

где $h_{1-2} = \zeta_{вт} \dfrac{\upsilon^2}{2g}$ — местные потери напора на входе в трубу;

$h_{2-3} = \lambda \dfrac{\alpha + h_1}{d} \dfrac{\upsilon^2}{2g}$ — потери напора по длине на участке *2—3;*

$h_{3-4} = \zeta_{П} \dfrac{\upsilon^2}{2g}$ — местные потери напора на повороте;

$h_{4-5} = \lambda \dfrac{B}{d} \dfrac{\upsilon^2}{2g}$ — потери напора по длине на участке *4—5;*

$h_{5-6} = \zeta_{П} \dfrac{\upsilon^2}{2g}$ — местные потери напора на повороте, в данном случае такие же, как и на предыдущем, т.е. $h_{3-4} = h_{5-6}$; $h_{6-7} = \lambda \dfrac{h_1 + N + c}{d} \dfrac{\upsilon^2}{2g}$ — потери напора по длине на участке *6—7;* $h_{7-8} = \zeta_{вых} \dfrac{\upsilon^2}{2g}$ — местные потери напора при истечении жидкости из трубы под уровень в большом резервуаре. При этом теряется полностью скоростной напор концевого сечения трубы, т.е. $\zeta_{вых} = \alpha$.

Для упрощения расчетов следует учесть, что сумма потерь напора на всех участках трубопровода h может быть определена по формуле

$$h = \lambda \frac{l}{d} \frac{\upsilon^2}{2g}.$$

С учетом сказанного расчетное уравнение может быть еще более упрощено:

$$H = \frac{\upsilon^2}{2g}\left(\zeta_{\text{вт}} + 2\zeta_{\text{П}} + \alpha + \lambda\frac{l}{d}\right).$$

Отсюда скорость движения жидкости в сифоне

$$\upsilon = \sqrt{\frac{2gH}{\zeta_{\text{ВТ}} + 2\zeta \quad + \alpha + \lambda\frac{l}{d}}}. \qquad (3.33)$$

Далее определяют скоростные потенциальные и полные напоры в каждом расчетном сечении сифона.

По полученным данным строят напорную, пьезометрическую и геометрическую линии.

Гидравлический расчет длинных трубопроводов

Длинные трубопроводы делятся на простые и сложные. У простых трубопроводов без ответвлений расход жидкости по всей длине одинаков. На рисунках 3.12, и *б,* показаны две схемы простого трубопровода с постоянным диаметром по всей длине и состоящего из участков с различным диаметром труб.

Трубопроводы с ответвлениями по длине называют сложными. Их разделяют на тупиковые и кольцевые. В тупиковой сети в каждую точку жидкость поступает только по одному направлению. В случае аварий на промежуточных участках снабжение последующих потребителей прекращается. Соединив концы тупиковой сети, получают кольцевую водопроводную сеть.

Жидкость поступает к любому потребителю. При расчете простого трубопровода (рис. 3.12, *в*) составляют уравнение трубопровода для сечений *1—1* и *2—2,* получают

$$H = h_{\text{тр}}.$$

Поскольку режим движения турбулентный, то из формулы Шези получают расход жидкости в виде:

$$Q = Sc\sqrt{R_i},$$

где i — гидравлический уклон; $i = h_{\text{тр}}/l = H/l$.

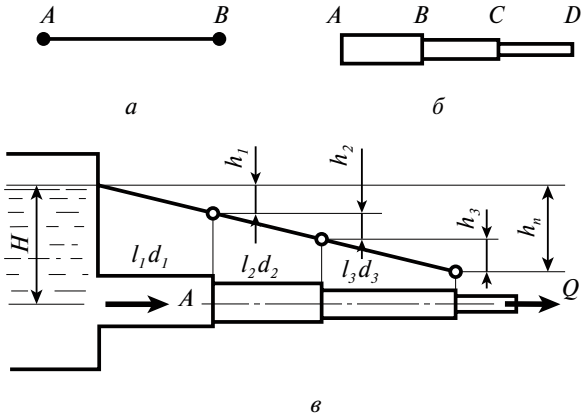


Рис. 3.12. Схемы простого трубопровода: с постоянным диаметром *( )*, состоящего из участков (*б*) и для расчета *(в)*

Пусть $k = Sc\sqrt{R}$ — модуль расхода, м/с. Коэффициент Шези *c* зависит от диаметра трубы и ее шероховатости, гидравлический радиус *R* зависит только от диаметра, значит, и модуль расхода *k* зависит от параметров, и его значения могут быть сведены в таблицы.

Можно записать:

$$Q = k\sqrt{i}$$

или

$$Q = k\sqrt{\frac{h_{\text{тр}}}{l}} = k\sqrt{\frac{H}{l}}. \qquad (3.34)$$

Следовательно, необходимый напор для обеспечения пропускной способности по данному трубопроводу

$$H = h_{\text{тр}} = \frac{Q^2}{k^2} l\,. \qquad (3.35)$$

Эту величину следует увеличить на 5...10% на местные сопротивления.

При заданных Q и H определяют потребный модуль $k = Q/\sqrt{\frac{H}{l}}$ и по таблицам — потребный диаметр трубопрово-

да. Соединив центры сечений *1—1* и *2—2,* получают напорную линию, с помощью которой можно определить напор в любом сечении трубопровода.

Для простого трубопровода переменного сечения:

$$H = h_{\text{тп}} = h_{\text{тп1}} = h_{\text{тп2}} = h_{\text{тп3}}. \tag{3.36}$$

Потери напора на трение на отдельных участках:

$$h_{\text{тп1}} = \frac{Q^2}{k_1^2} l_1;\ h_{\text{тп2}} = \frac{Q^2}{k_2^2} l_2;\ h_{\text{тп3}} = \frac{Q^2}{k_3^2} l_3\ , \tag{3.37}$$

откуда $H = Q^2 \left(\frac{l_1}{k_1^2} + \frac{l_2}{k_2^2} + \frac{l_3}{k_3^2} \right)$, а расход жидкости:

$$Q = \sqrt{H} \sqrt{\frac{1}{\frac{l_1}{k_1^2} + \frac{l_2}{k_2^2} + \frac{l_3}{k_3^2}}}\ . \tag{3.38}$$

Трубопровод с последовательным соединением трубопроводов различных диаметров можно рассматривать как один простой трубопровод, сопротивление которого равно сумме сопротивлений отдельных участков.

При расчете параллельно соединенных трубопроводов (рис. 3.13,), когда $h_{\text{п}} = H_{\text{А}} - H_{\text{Б}}$, общий расход $Q = q_1 + q_2 + q_3$ или

$$Q = \frac{k_1}{\sqrt{l_1}} \sqrt{h} + \frac{k_2}{\sqrt{l_2}} \sqrt{h} + \frac{k_3}{\sqrt{l_3}} \sqrt{h}\ . \tag{3.39}$$

Определив из таблиц по известным диаметрам расходные характеристики, находят значение $\sqrt{h}$ и расходы в каждом ответвлении, т.е.

$$q_1 = \frac{k_1}{\sqrt{l_1}} \sqrt{h};\ q_2 = \frac{k_2}{\sqrt{l_2}} \sqrt{h};\ q_3 = \frac{k_3}{\sqrt{l_3}} \sqrt{h}\ .$$

Если известны распределения расходов, суммарный расход Q и длины l_1, l_2 и l_3, то можно записать:

$$\frac{k_1}{\sqrt{l_1}} = \frac{k_2}{\sqrt{l_2}} = \frac{k_3}{\sqrt{l_3}}\ . \tag{3.40}$$

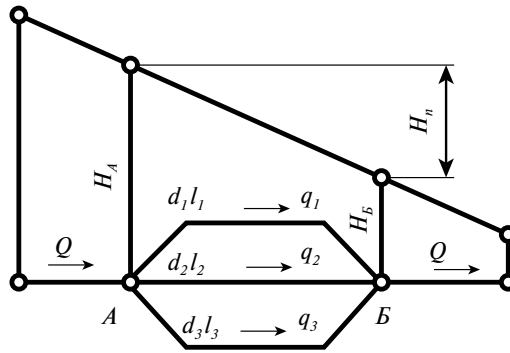


Рис. 3.13. Схема к расчету трубопроводов при параллельном соединении

По расходным характеристикам (см. табл. 3.3) из условия соответствия каждой длине своего значения k определяют диаметр.

3.10. Гидравлический удар

Гидравлическим ударом называется колебательный процесс, при котором происходит периодическое изменение параметров состояния жидкости в трубопроводе, возникающее вследствие изменения скорости движения жидкости. Положительный гидравлический удар появляется при резком закрытии, а отрицательный — при резком открытии трубопровода.

Например, при закрытии задвижки в конце трубопровода примыкающие частицы жидкости затормаживаются, и в этой зоне повышается давление. Затем тормозятся соседние частицы жидкости. В результате зона повышенного давления быстро расширяется, занимая весь трубопровод. Возникает неравновесное состояние, так как давление, возникшее в трубопроводе, превышает давление, создаваемое напорным резервуаром. Жидкость начнет вытекать из трубопровода, и давление в нем понизится. Из-за инерции жидкости давление станет меньше, чем давление в напорном баке, поэтому жидкость будет вновь втекать в трубопровод и тормозиться у задвижки, т.е. весь про-

цесс повторяется. Таким образом, при гидравлическом ударе через трубопровод проходят волны повышенного и пониженного давления.

Поверхность, разделяющая движущуюся и заторможенную жидкость, называется фронтом волны гидравлического удара.

На основании теоремы приращения количества движения имеем приращение $-\rho S\upsilon dl$ под действием силы ΔpS, т.е. $-\rho S\upsilon dl = -\text{"}\, pSdt$ или $\Delta p = \rho \frac{dl}{dt}\upsilon s$, где $dl/dt = c$ — скорость распространения гидравлического удара.

После подстановки получим формулу Н. Е. Жуковского

$$\Delta p = -\rho c \Delta \upsilon , \qquad (3.41)$$

где ρ — плотность жидкости; c — скорость распространения гидравлического удара; $\Delta\upsilon$ — изменение скорости, в результате которого возникает гидравлический удар.

Здесь

$$c = \frac{c_0}{\sqrt{1 + \frac{E_ж}{E}\frac{d}{\delta}}} , \qquad (3.42)$$

где $c_0 = \sqrt{\frac{E_ж}{\rho}}$ — скорость распространения звука в безграничном объеме данной жидкости (здесь $E_ж$ — модуль упругости жидкости); E — модуль упругости материала трубопровода; d — диаметр трубопровода; δ — толщина стенок трубопровода.

Эти формулы справедливы для прямого удара, т.е. для такого, который возникает при очень быстром закрытии задвижки. Практически считается, что данное условие выполняется, если

$$t_з < T = \frac{2l}{c} ,$$

где $t_з$ — время закрытия задвижки; T — время возвращения к задвижке фронта волны гидравлического удара (фаза удара); l — длина трубопровода.

Если время закрытия большое и условие не выполняется, то удар называется непрямым. При таком ударе повышение

давления может быть значительно меньше, чем при прямом. Изменение давления при непрямом ударе приближенно определяют по формуле:

$$\Delta p = \frac{2\rho l \Delta v}{t_3}.$$

Эффект гидравлического удара применяется в гидравлических таранах для подъема воды. В гидросистемах тракторов и системах водоснабжения гидравлические удары приводят к разрушению трубопроводов и агрегатов, поэтому для их снижения используют воздушные колпаки и демпфирующие устройства.

3.11. Движение жидкости в открытых руслах

Русла открытых потоков бывают искусственными и естественными.

Каналом называется искусственное открытое русло, предназначенное для движения жидкости. Особенно большое распространение получили мелиоративные каналы, по которым при орошении вода попадает на поля для полива растений, а при осушении по ним отводится избыток воды с полей.

В большинстве случаев каналы имеют трапецеидальное сечение (рис. 3.15). Заложение откоса зависит от прочности грунта и облицовки. Например, для необлицованного канала, проложенного в супесях или плотных песках, $m = 1{,}5...2$. Если откосы облицованы бетонными плитами, то $m = 1...1{,}5$.

При равномерном режиме расход воды в канале рассчитывают по формуле, полученной с использованием уравнения Шези и уравнения неразрывности:

$$Q = Sc\sqrt{R_i}\ , \qquad (3.43)$$

где S — площадь поперечного сечения потока воды в канале; c — коэффициент Шези; R — гидравлический радиус; i — гидравлический уклон (все характерные уклоны равны друг другу, поэтому гидравлический уклон принимается равным уклону дна).

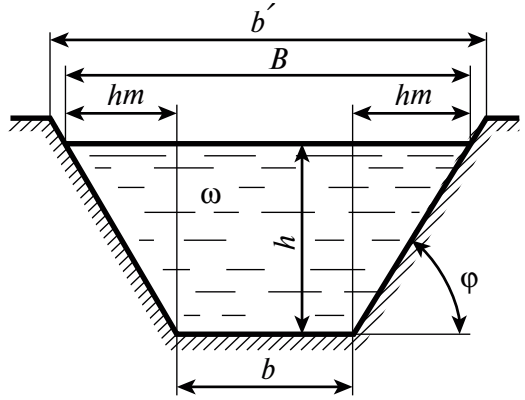


Рис. 3.14. Схема канала

Коэффициент Шези обычно определяют по формуле Павловского или по таблицам, т.е.

$$c = \frac{1}{n} R^{y},$$

где n — коэффициент групповой шероховатости.

Показатель степени $y = k\sqrt{n}$, для $R = 0{,}1...1$ м $k = 1{,}5$, для $R = 1...3$ м $k = 1{,}3$.

Гидравлический радиус:

$$R = \frac{S}{\chi} = \frac{h(b + mh)}{b + hm'}, \qquad (3.44)$$

где χ — смоченный периметр (длина твердой границы в данном поперечном сечении); h — высота слоя воды в канале; b — ширина дна канала; $m' = 2\sqrt{1 + m^2}$.

3.12. Истечение жидкости через отверстия и насадки

Истечение жидкости происходит при опорожнении резервуаров через распылители, жиклеры, сопла и форсунки.

Стенка считается тонкой, если ее толщина δ меньше 0,2 диаметра отверстия.

Характерная особенность потока жидкости при истечении из отверстия заключается в том, что на относительно коротком начальном участке струи длиной порядка (0,5...1) d (d – диаметр отверстия) значительно изменяются местные скорости потока по направлению и величине. У входа в отверстие (рис. 3.15) местные скорости направлены навстречу друг другу, а в конечном сечении рассматриваемого участка векторы местных скоростей становятся практически параллельными. Это сечение называется сжатым, так как у нас наименьшая площадь по сравнению с другими поперечными сечениями начального участка струи жидкости.

Сжатое сечение является первым практически плоским сечением струи. Кроме того, начиная с этого сечения струя становится слабодеформированной, и для нее оказывается применимо уравнение Бернулли.

Площадь сечения струи на начальном участке уменьшается вследствие кривизны, которую приобретают траектории частиц жидкости под влиянием инерции. Особенно большую кривизну приобретают траектории частиц, движущихся непосредственно по стенке. Эти частицы, выйдя из отверстия, образуют границу струи.

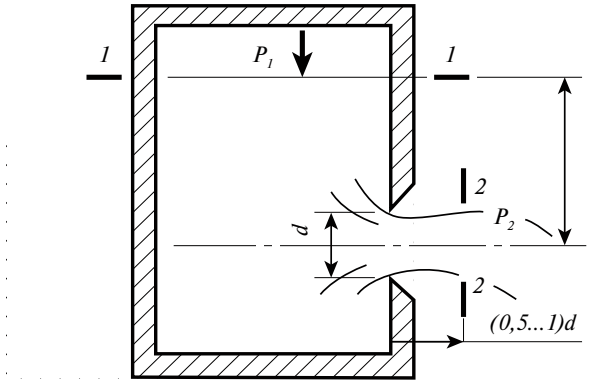


Рис. 3.15. Схема истечения жидкости через малое отверстие в тонкой стенке

Площадь сжатого сечения S_c выражается через площадь отверстия S и коэффициент сжатия ε, т.е.

$$S_c = \varepsilon S. \tag{3.45}$$

Наименьшее значение коэффициент ε имеет при так называемом совершенном сжатии, которое получается, когда отверстие расположено достаточно далеко (свыше $3d$) от дна и боковых стенок резервуара.

Отверстие называется малым, если в сжатом сечении местные скорости практически равны. Принято считать, что указанное условие выполняется, если действующий напор H превышает не менее чем в 10 раз наибольший вертикальный размер отверстия. Таким образом, круглое отверстие с диаметром d является малым, если $H \geq 10d$.

Для вывода формулы расхода жидкости через отверстие применим уравнение Бернулли

$$h + \frac{p_0}{\gamma} = \frac{p_{\text{ат}}}{\gamma} + \frac{\upsilon_0^2}{2g} + h_{\text{отв}}. \tag{3.46}$$

Потери, возникающие при обтекании отверстия, выразим формулой

$$h_{\text{отв}} = \zeta_{\text{отв}} \frac{\upsilon_0^2}{2g}. \tag{3.47}$$

Тогда

$$\frac{\upsilon_0^2}{2g}\left(1 + \zeta_{\text{отв}}\right) = h + \frac{p_0}{\gamma} - \frac{p_{\text{атм}}}{\gamma},$$

откуда

$$\upsilon_0 = \sqrt{\frac{1}{1 + \zeta_{\text{отв}}}} \sqrt{2g\left(h + \frac{p_0}{\gamma} + \frac{p_{\text{атм}}}{\gamma}\right)}, \tag{3.48}$$

Здесь расход жидкости определяется из выражения (3.49), где $\mu = \varepsilon\varphi$ — коэффициент расхода.

Расход жидкости

$$Q = \mu S\sqrt{2gH}, \tag{3.49}$$

где μ — коэффициент расхода; g — ускорение свободного падения.

Опыты показали, что для круглого отверстия $\varphi = 0{,}97$; $\xi_{отв} = 0{,}06$; $\varepsilon = 0{,}64$, коэффициент расхода $\mu = 0{,}62$.

Истечение через донное отверстие при опорожнении резервуаров при полном отсутствии притока

Поставим задачу сравнить время истечения жидкости из резервуара через отверстие при постоянном напоре и при напоре, уменьшающемся по мере опорожнения открытого бака. При истечении жидкости из резервуара уровень жидкости в нем будет переменной величиной, и напор H_x также будет изменяться. Расход жидкости будет определяться выражением

$$Q_x = \mu S\sqrt{2gH_x}\ .$$

С другой стороны, за бесконечно малый промежуток времени dt из резервуара вытечет объем жидкости

$$dV = -Qdt = S_p dH_x,$$

где S_p — площадь поперечного сечения резервуара; dH_x — понижение уровня в резервуаре за время dt.

Приравняв выражение, получим

$$\mu S\sqrt{2g}H_x^{1/2}dt = S_p dH_x.$$

Откуда

$$t = \frac{S_p}{\mu S\sqrt{2g}}\int_0^H H^{1/2}dH_x = \frac{2S_p H^{1/2}}{\mu S\sqrt{2g}} \qquad (3.50)$$

или $t = \dfrac{2V}{Q_n}$, так как $S_p H = V$.

Таким образом, время опорожнения открытого резервуара объемом V через данное отверстие в 2 раза больше того времени, которое требуется для того, чтобы количество жидкости такого же объема V вытекало из резервуара при постоянном напоре H.

Истечение через насадки

Насадком (рис. 3.16) называется короткий отрезок трубы, соединенный с отверстием.

Расход при истечении через насадки вычисляют по формуле (3.49), которая выводится, как и в случае истечения через малое отверстие, путем применения уравнения Бернулли для сечений *1* и *2*.

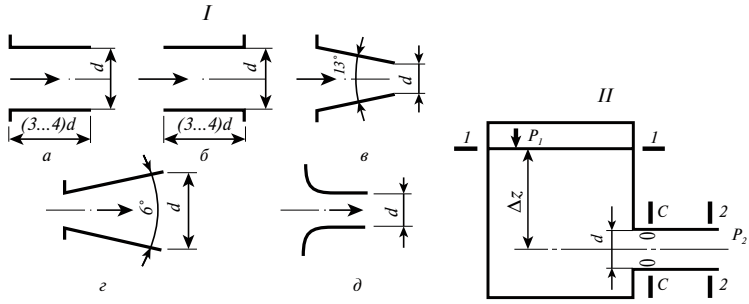


Рис. 3.16. Схема насадков *(I)* и истечения жидкости *(II)* через них: — цилиндрический внешний; *б* — цилиндрический внутренний; *в* — конический сходящийся; *г* — конический расходящийся; *д* — коноидальный

Значение коэффициентов, характеризующих истечение через насадок, зависит от его типа и режима движения жидкости.

Потерю напора внутри насадка можно записать как

$$h_{\Sigma} = (\zeta_{\text{отв}} + \zeta_{\text{расш}} + \lambda \frac{l}{d}) \frac{v^2}{2g},$$

где $\zeta_{\text{отв}}$ и $\zeta_{\text{расш}}$ — коэффициенты местных сопротивлений на обтекание кромки отверстия и расширение.

Коэффициент скорости

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_{\text{отв}} + \zeta_{\text{расш}} + \lambda \frac{l}{d}}}. \qquad (3.51)$$

Средние значения этих коэффициентов при турбулентном режиме истечения приведены в таблице П5.1, где они даны для насадков с оптимальным соотношением размеров и отнесены к сечению на выходе.

Особенности использования насадков различной конструкции можно характеризовать коэффициентами истечения: μ — коэффициент расхода, φ — коэффициент скорости, ε — ко-

эффициент сжатия струи, ζ — коэффициент потерь при истечении через отверстие. Коэффициенты истечения зависят от условий истечения и реофизических свойств жидкости.

Основные существующие типы насадков: конусные сходящиеся, цилиндрические, конусные расходящиеся, коноидальные.

Как внешний, так и внутренний цилиндрический насадки имеют ряд недостатков: двойственность истечения, связанную со срывом истечения, возможность кавитации при истечении под уровень, большое сопротивление и недостаточно высокий коэффициент расхода. Также следует отметить, что коэффициенты сжатия и потерь при использовании цилиндрического насадка несколько больше из-за наличия подходящих к насадку струек с противоположным направлением скорости.

Конструктивные параметры насадков непосредственно влияют на коэффициенты истечения. Недостатки, присущие насадкам в виде обычного цилиндра, можно минимизировать, изменяя его очертания. Насадки, имеющие форму сжимающейся струи, называются коноидальными или соплами. Для них из-за безотрывности обтекания $\varepsilon = 1$, $\varphi = \mu = 0{,}96 \div 0{,}99$. Несколько худшие результаты (меньше коэффициент расхода) дают простые конические сходящиеся насадки, но на практике применение таких насадок более обоснованно, чем коноидальных, так как технологически их проще выполнить.

Конически сходящиеся насадки применяются в том случае, когда необходимо иметь максимальные силовые характеристики струи. При движении жидкости через данный тип насадков, кроме внутреннего сужения, имеет место и вторичное внешнее поджатие струи при выходе ее из насадка. Проведенные опытные исследования и наблюдения показывают, что коэффициент внешнего сжатия ε, коэффициент расхода μ, и коэффициент скорости φ конически сходящихся насадков зависят от угла конусности α. При $\alpha = 0$ конически сходящийся насадок обращается во внешний цилиндрический насадок, при $\alpha = 180^\circ$ — в отверстие в тонкой стенке. На рисунке 3.17 приведены кривые коэффициентов ε, φ, μ в зависимости от угла конусности, полученные опытным путем для конически сходящихся насадков.

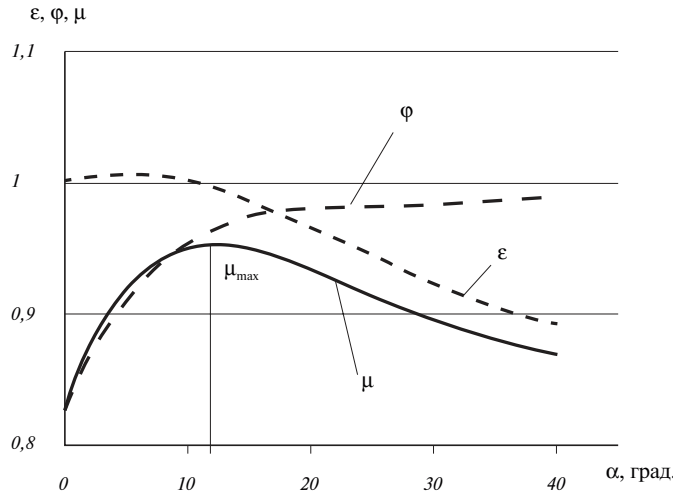


Рис. 3.17. Зависимость коэффициентов ε, φ, μ от угла конусности

3.13. Струи жидкости

Общие сведения

Свободной струей жидкости называется поток, не ограниченный жесткими стенками. Свободная струя может быть *незатопленной,* если она окружена газовой, в частности воздушной средой. Это — пожарные струи, фонтанные, струи дождевальных аппаратов, гидромониторов.

Затопленной свободной струей называется струя, вытекающая в среду той же плотности, что и сама струя. Такие струи бывают при выпусках отработанных промышленных вод в бассейны в бессточных системах водоснабжения.

Незатопленные свободные струи

Рассмотрим вертикальную струю, вытекающую из насадка (рис. 3.18,). Опыты показывают, что струя имеет два различных участка: компактную цельную струю и раздробленную, которая насыщается воздухом и разделяется на отдельные части. Верхняя часть раздробленной струи распадается на отдельные капли и иногда называется распыленной струей.

Общая высота вертикальной струи $h_в$ всегда меньше напора H на выходе из насадка:

$$H - h_в = \Delta h\,, \tag{3.52}$$

где Δh — потери напора, определяемые по формуле

$$\Delta h = k\frac{h_в}{d}\cdot\frac{\upsilon^2}{2g}\,, \tag{3.53}$$

где d — диаметр выходной части (спрыска) насадка; k — опытный коэффициент.

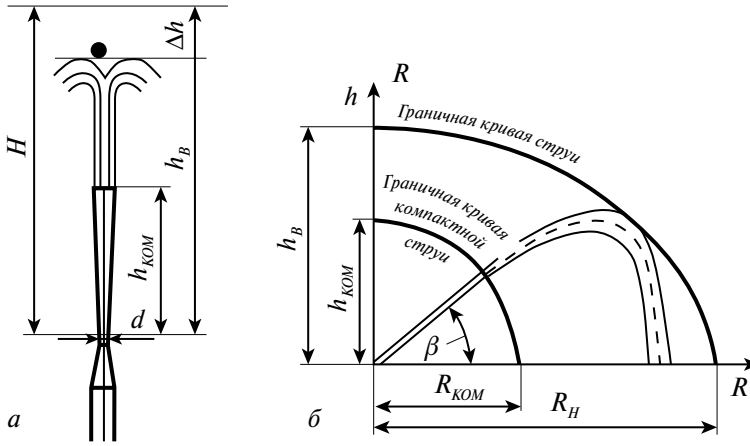


Рис. 3.18. Схемы струй жидкости

Скоростной напор на выходе из насадка определим из уравнения:

$$\frac{\upsilon^2}{2g} = \varphi^2 H\,. \tag{3.54}$$

Решая совместно последние три уравнения, получим:

$$H - h_в = k\varphi^2\frac{h_в H}{d}\,.$$

Отсюда, обозначив $\dfrac{k\varphi^2}{d} = k_1$ найдем:

$$h_в = \frac{H}{1 + k_1 H}, \qquad (3.55)$$

где k_1 в зависимости от диаметра выходной части имеет следующие значения:

d, мм	10	15	20	25	30	40	50
k_1	0,023	0,014	0,009	0,006	0,0044	0,0024	0,0014

Высота компактной части струи $h_{ком}$ зависит от общей высоты струи $h_в$, причем с ростом последней отношение $\frac{h_{ком}}{h_в}$ уменьшается следующим образом:

$h_в$,м	7	15	25	30	35	40	45	50
$\frac{h_{ком}}{h_в}$	0,84	0,82	0,78	0,73	0,69	0,65	0,61	0,57

Если насадок, из которого вытекает струя, наклонять под разными углами β к горизонту, то крайние капли струи опишут граничную кривую, за пределы которой струя не выходит (рис. 3.18, *б*).

Радиус действия наклонной струи увеличивается по сравнению с ее вертикальной высотой:

$$R_н = k_2 h_в, \qquad (3.56)$$

где коэффициент k_2 зависит от угла наклона β струи к горизонту:

β_0	0	15	30	45	60	75	90
k_2	1,4	1,3	1,2	1,12	1,06	1,02	1

Аналогично можно построить граничную кривую для компактной части струи, которая по своей форме близка к окружности, т.е. $R_{ком} \approx h_{ком}$.

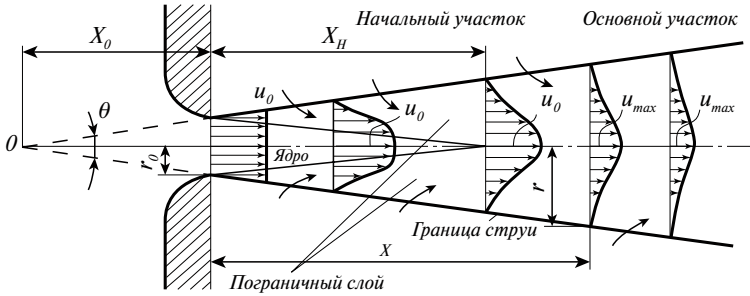


Рис. 3.19. Схема затопленной струи

Затопленные свободные струи

Затопленная струя, вытекающая из насадка в жидкую среду той же плотности, движется в последней, постепенно расширяясь (рис. 3.19). Хотя струя имеет ярко выраженную границу, которая может наблюдаться в опытах (например, при пуске краски в струю), через эту границу в струю вовлекаются новые частицы, и масса струи растет при уменьшении ее скорости.

Точка пересечения внешних границ струи O называется полюсом струи, который находится на расстоянии X_0 от кромки насадка. Для круглой струи, по данным Г. П. Абрамовича,

$$X_0 = \frac{0{,}29}{a} r_0 , \qquad (3.57)$$

где r_0 — радиус насадка; — константа, принимаемая обычно $\approx$ 0,07...0,08.

За выходным сечением насадка (начальным сечением струи) образуется ядро струи, постепенно сужающееся до нуля в пределах начального участка. В ядре сохраняются постоянные скорости, равные скоростям выхода струи из насадка u_0.

Длина начального участка, по данным Г. П. Абрамовича,

$$X_н = \frac{0{,}67}{a} r_0 . \qquad (3.58)$$

Между внешними границами струи и ее ядром возникает турбулентный пограничный слой со скоростями, уменьшающимися от u_0 у границы ядра до 0 у границы струи.

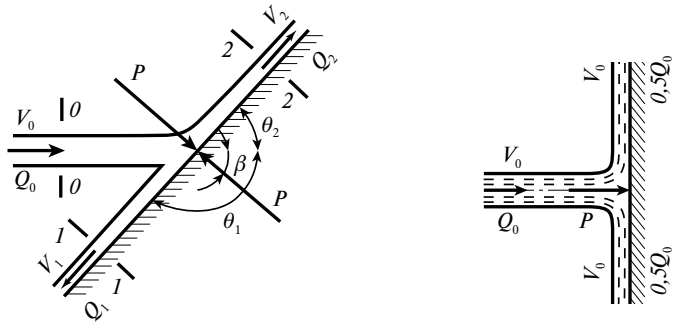


Рис. 3.20. Схема воздействия струи на преграду

Угол между границей струи и ее осью

$$\theta = 13°20' \ldots 15°10'.$$

После начального участка в струе образуется основной участок, состоящий целиком из пограничного слоя. Некоторые исследователи между начальным и основным участками вводят еще переходный участок, на котором происходит перефор-мирование скоростной структуры потока.

Скорость по оси основного участка струи $u_{\max}$ уменьшается с увеличением расстояния от начального сечения x:

$$u_{\max} = \frac{0,96}{\dfrac{ax}{r_0} + 0,29} u_0 . \qquad (3.59)$$

Радиус струи на расстоянии X от начального сечения:

$$r = \left(3,4\frac{ax}{r_0} + 1\right) r_0 .$$

Сила давления струи жидкости на плоские и криволинейные поверхности

Струя, вытекающая из отверстия или насадка с расходом Q_0 и скоростью υ_0 и встречающая на своем пути твердую преграду, растекается вдоль нее. При плоской задаче это растекание происходит в обе стороны от места встречи струи с преградой с расходами Q_1 и Q_2 и скоростями υ_1 и υ_2 (рис. 3.20). Струя действует на преграду с силой P. Для определения этой силы при-

меним уравнение изменения количества движения к отсеку струи, ограниченному сечениями *0—0, 1—1* и *2—2.* Количество движения в любом сечении струи за единицу времени

$$\text{КД} = \rho Q \alpha_0 \upsilon,$$

где α_0 — коэффициент Кориолиса.

Сила давления струи на преграду равна по величине реактивной силе давления R преграды на струю $(P = R)$. Проекция импульса этой силы на ось струи равна изменению проекций количества движения в струе до и после ее разделения.

Принимая $\alpha_0 \approx 1$, получим:

$$P\cos\beta = \rho\upsilon_0 Q_0 - \rho\upsilon_1 Q_1 \cos\theta_1 - \rho\upsilon_2 Q_2 \cos\theta_2, \qquad (3.60)$$

где β — угол между направлением силы P и осью струи; θ_1, θ_2, — углы между направлением стенок преграды и осью струи.

Если струя действует на плоскую поверхность, расположенную нормально к направлению струи, то $\beta = 0$, $\theta_1 = \theta_2 = 90^\circ$ и

$$P = \rho\upsilon_0 Q_0 = \rho\upsilon_0^2 S\,. \qquad (3.61)$$

Опыты показывают, что в действительности сила давления составляет порядка 92—96% значения P, определенного по формуле (3.61). Это уменьшение обычно объясняют искривлением линий тока при взаимодействии струи с преградой.

Представляет интерес сравнение динамического и статического давления жидкости на плоскую поверхность. Например, струя истекает из резервуара через насадок под действием на-

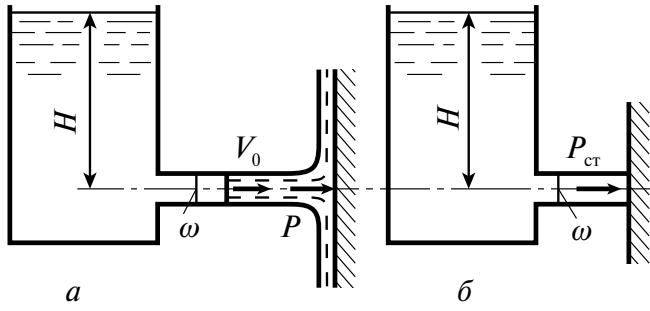


Рис. 3.21. Схема действия струи на поверхность

пора H (рис. 3.21,). С учетом того, что $\upsilon_0 = \varphi\sqrt{2gH}$, сила давления струи на преграду, установленную вблизи выхода из насадка, с учетом среднего уменьшения до 94% равна:

$$P = \rho\theta^2 2gHS \cdot 0{,}99 = 1{,}88\theta^2\rho gSH .$$

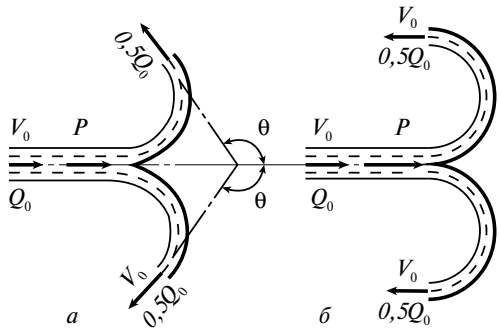


Рис. 3.22. Схема действия струи на криволинейную поверхность

Если преграду передвинуть вплотную к выходу из насадка (рис. 3.21, *б*), то истечение прекратится, и на преграду будет действовать сила статического давления в соответствии с формулой:

$$P_{\text{ст}} = \rho gSh . \qquad (3.62)$$

Отношение

$$\frac{P}{P_{\text{ст}}} = 1{,}88\varphi^2 .$$

Для внешних цилиндрических насадков ($\varphi = 0{,}82$) это отношение равно 1,26, а для коноидальных ($\varphi = 0{,}97$) оно достигает 1,77, т.е. динамическое давление значительно больше статического.

Если преграда изогнута так, как показано на рисунке 3.22, , т.е. с углами $\theta_1 = \theta_2 > 90°$, то косинус таких углов будет отрицательным, что приводит к увеличению силы давления струи на преграду. При повороте струи на 180° сила давления становится наибольшей, рис. 3.22, *б*.

Обычно считают, что скорости разделенных преградой струй равны между собой и равны υ_0. Общий расход Q_0 равен сумме расходов струй $Q_1 + Q_2$. Так как в рассматриваемом случае $\theta_1 = \theta_2 = 180^\circ$, то $\cos\theta_1 = \cos\theta_2 = -1$ и

$$P = \rho\upsilon_0 Q_0 + \rho\upsilon_0 \frac{Q}{2} + \rho\upsilon_0 \frac{Q}{2} = 2\rho\upsilon_0^2 S. \qquad (3.63)$$

Сравнивая формулы, видим, что сила давления на изогнутую в обратную сторону пластинку в 2 раза больше, чем на плоскую пластинку. Это положение используется при проектировании рабочих колес гидротурбин, лопатки которых изгибаются в обратную сторону.

3.14. Кавитация

Отличительное свойство жидкостей — кипение, т.е. выделение паров по всему объему жидкости по мере нагревания при работе насоса. Кипение начинается, когда давление в жидкости будет равно давлению насыщенных паров жидкости при данной температуре. В гидравлических устройствах давление при обычных температурах может повышаться и достигать $p_{\text{н.п}}$. При этом жидкость в зоне пониженного давления вскипает, и в ней образуются пузырьки, заполненные паром. При дальнейшем движении кипящая жидкость попадает в зону с большим давлением, где происходит конденсация паров жидкости. Весь рассмотренный процесс называется кавитацией. В результате нее могут быть разрушены элементы конструкции устройства. Кроме того, нарушаются сплошность и однородность жидкости, что надо учитывать при выборе расчетных формул.

С появлением кавитации снижается подача жидкости, появляются высокочастотные колебания, что приводит к преждевременному износу и разрушению элементов гидравлики. Кавитационное разрушение деталей гидроагрегатов согласно гипотезе происходит в результате высокочастотных местных гидравлических и тепловых ударов частиц жидкости и газа. При понижении давления в отдельных точках гидросистемы жидкость вскипает, выделившиеся пузырьки газа переносятся потоком в область более высокого давления с очень большой скоростью. Под действием

кинетической энергии соударяющихся частиц возникают микроудары, сопровождающиеся повышением температуры и давления, что, в свою очередь, вызывает местные разрушения стенок. С целью уменьшения кавитации необходимо создать избыточное давление во всасывающихся полостях во избежание разрыва потока жидкости. Для снижения износа детали необходимо упрочнять или применять специальные сплавы.

3.15. Общий метод решения задач гидродинамики

Основой метода решения задач гидродинамики является уравнение Бернулли. Метод строится на сравнении величин удельных энергий в сечениях потока, рассматриваемых до воздействия на них элементов гидравлической системы и после их воздействия и состоит из ряда пунктов, которые должны выполняться в определенной последовательности.

1. Уяснить работу гидравлической схемы, определить направление движения жидкости.

2. Выбрать сечения потока так, чтобы первое сечение находилось в той части схемы, где движение жидкости не испытывало бы влияния элементов рассматриваемой схемы. Второе сечение выбирают там, где параметры удельных энергий потока получили бы окончательное преобразование.

3. В выбранных сечениях обозначают величины, которые войдут в уравнение энергии.

Для обозначения разницы величин геометрических напоров ниже рисунка обозначают след горизонтальной плоскости, относительно которой сравнивают положение сечений по оси ординат. Между сечениями, для каждого элемента схемы, обозначают вид преобразования энергии потока конкретным элементом — h_l, h_r, $H_н$, $H_{гд}$.

4. В направлении движения потока составляют уравнение энергии в общем виде, которое включает в себя:

– полную энергию потока в первом сечении (представлена суммой трех слагаемых — пьезометрического, геометрического и скоростного напоров);

– потери напора на местных сопротивлениях и потери напора по длине h_l, h (если таковые имеются в схеме);

– энергию, преобразуемую гидродвигателем, — напор гидродвигателя $H_{гд}$ (если имеется в схеме и расположен между рассматриваемыми сечениями);

– энергию, передаваемую потоку насосом, — напор насоса $H_{н}$ (если имеется в схеме и расположен между рассматриваемыми сечениями);

– в правой части равенства должна находиться сумма трех видов энергии, которыми располагает поток во втором сечении.

5. Задаются начальные условия решения составленного уравнения.

5.1. Все давления в задаче должны быть представлены в абсолютном виде, т.е.:

– в случае манометрического давления

$$p_{абс} = p_{атм} + p_{изб};$$

– в случае вакуумметрического давления

$$p_{абс} = p_{атм} - p_{вак}.$$

5.1.2. На открытых поверхностях резервуаров и безнапорных потоков (каналы, реки и пр.) давление принимается равным атмосферному

$$p_{атм} = 10^5 \text{ Па}.$$

5.1.3. В гидравлических струях давление принимают равным давлению среды, в которую вытекает поток.

5.2. Геометрический напор между сечениями определяется как разность ординат первого и второго сечений, при этом различают следующие случаи:

– если поток движется в направлении действия сил тяготения, то разность ординат имеет вид

$$z_1 - z_2 = +h.$$

Запись говорит о том, что поток движется в том числе за счет сил гравитации;

– если поток движется против сил тяготения, то

$$z_1 - z_2 = -h.$$

Запись говорит о том, что система работает против сил тяготения, затрачивая на движение часть имеющейся энергии;

– если поток движется горизонтально, то

$$z_1 = z_2.$$

Запись говорит о том, что геометрический напор в балансе энергий не участвует;

– в случае, когда располагаемый системой напор намного (не менее чем в 10 раз) превышает разность ординат сечений

$$\left(\frac{p}{\gamma}+\frac{\upsilon^2}{2g}\right) > 10\,(z_1 - z_2),$$

то разностью высот следует пренебречь, приняв $z_1 \approx z_2$.

6. Средняя скорость движения потока.

6.1. Может иметь значение, задаваемое из технических условий работы системы, например: минимальная скорость движения воды в водоводе, скорость движения минерального масла в трубопроводах объемного гидропривода и т.д.

6.2. Средняя скорость движения потока определяется из условия непрерывности потока, при этом используются выражения:

$$Q = \upsilon_{ср} \cdot S;\ \upsilon_{ср} = \frac{4Q}{\pi d^2};\ \upsilon_1 = \upsilon_2\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2;\ \upsilon_2 = \upsilon_1\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2.$$

6.3. Величиной скоростного напора в резервуаре принято пренебрегать:

$$\frac{\alpha\upsilon_2^2}{2g} \approx 0,$$

при этом исходят из того, что величина кинетической энергии потока, движущегося с малой скоростью, во много раз меньше величины суммы пьезометрического и геометрического напоров.

6.4. Коэффициент Кориолиса или коэффициент кинетической энергии α. Величина коэффициента зависит от формы распределения скоростей потока по его поперечному сечению:

– если трение потока о направляющие поверхности отсутствует, то величина коэффициента принимается равной $\alpha = 1{,}0$. Такие случаи возможны при движении гидравлической струи или при равномерном движении потока идеальной жидкости;

– в случае ламинарного режима движения потока принимается $\alpha = 2{,}0$;

– в патрубках и сужениях, а также в случае турбулентного режима движения потока коэффициент α.

7. Потери напора при движении потока складываются из суммы потерь напора по длине отдельных участков и всех местных потерь:

$$h_w = \Sigma h_l + \Sigma h_r.$$

Таблица 3.1

Определение коэффициента потерь напора по длине		
Режим движения (зона сопротивления)	***Граничные числа* Re**	***Формула для определения коэффициента потерь по длине***
Ламинарный	$Re \le 2320$	$\lambda = 64/Re$ (формула Стокса)
Турбулентный		
Переходная зона между ламинарным и турбулентным режимами	$2320 < Re < 3000$	$\lambda = 2{,}7/Re^{0{,}53}$ (формула Н.З. Френкеля)
Зона гидравлически гладких труб	$3000 < Re < 20\dfrac{d}{\Delta э}$	$\lambda = 0{,}3164^{0{,}25}$ (формула Блазиуса) $\lambda = (1/1{,}8\lg Re - 1.5)^2$ (формула П.К. Конакова)
Переходная зона (зона смешанного сопротивления)	$20\dfrac{d}{\Delta э} \; Re < 500\dfrac{d}{\Delta э}$	$\lambda = 0{,}11\left(\dfrac{\Delta э}{d} + \dfrac{68}{Re}\right)^{0{,}25}$ (формула А.Д. Альтшуля)
Зона квадратичного сопротивления (шероховатых труб)	$Re > 500\dfrac{d}{\Delta э}$	$\lambda = 0{,}11\left(\dfrac{\Delta э}{d}\right)^{0{,}25}$ (формула Б.Л. Шифринсона) $\dfrac{1}{\left(1{,}14 + 2\lg\dfrac{d}{\Delta}\right)^2}$ (формула И.И. Никурадзе)

7.1. Для практических расчетов потерь по длине используется формула Дарси:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{\upsilon^2}{2g},$$

где λ — коэффициент гидравлического трения или коэффициент Дарси, который рассчитывается по формулам, соответствующим случаю и условиям движения потока.

Коэффициент гидравлического трения зависит от режима движения потока.

7.2. Для расчета потерь на местных сопротивлениях применяют формулу Вейсбаха:

$$h_r = \zeta \frac{\upsilon^2}{2g}.$$

8. В запись уравнения энергии подставляют требуемые формулы, выражают искомую величину, производят необходимые расчеты.

3.16. Примеры расчетов

I. Для схемы трубопровода, представленной на рис. 3.23, определить расход жидкости, построить напорную и пьезометрическую линии. Уровень жидкости в емкости поддерживается постоянным, ее температура 20 °С.

Даны все геометрические размеры системы: l = 1,2 м, d = 36 мм, S = 10,2 см^2, B = 3,1 м. Трубопровод изготовлен из легированной стали после нескольких лет эксплуатации. Угол поворота крана 10,4°.

Порядок расчета.

Составляется расчетная схема (модель) (см. рис. 3.23) и определяются гидравлические параметры, характеризующие материал трубопровода жидкости.

В рассматриваемом примере абсолютная эквивалентная шероховатость стальных трубопроводов после нескольких лет эксплуатации Δ = 0,19 мм, удельный вес жидкости γ = = 9,8 кН/м^3 (приложение), кинематический коэффициент вязкости жидкости при температуре 20 °С, ν = 0,01 см^2/с (приложение).

На схеме намечаются расчетные сечения: на границах потока и вблизи от местных сопротивлений (в рассматриваемом случае сечения 1...5). Через центр тяжести наиболее низко расположенного сечения из намеченных проводится плоскость сравнения 0—0.

Это делает значение z положительным или равным 0. На схеме указываются соответствующие значения z.

Составляется уравнение Бернулли для сечений с наименьшим числом неизвестных величин (в нашем случае для сечений 1 и 5):

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \upsilon_1^2}{2g} = z_5 + \frac{P_5}{\gamma} + \frac{\alpha_5 \upsilon_5}{2g} + h_{1=5}\,.$$

$$H_{\text{Д}} = \left(z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \upsilon_1^2}{2g} \right) - \left(z_5 + \frac{P_5}{\gamma} \right) \text{ — действующий напор.}$$

Здесь разность высот $z_1 - z_5 = B = 3{,}1$ м. Давление на открытой поверхности в резервуаре $p_1 = p_{\text{атм}}$; давление в струе жидкости, вытекающей в среду с атмосферным давлением также равно атмосферному: $p_5 = p_{\text{атм}}$. В этом случае избыточные давления в обоих сечениях равны нулю.

Давление в струе жидкости равно давлению в окружающей среде; соответственно, в нашем примере $p_5 = p_{\text{АТ (изб)}} = 0$. Подставляя эти данные в выражения для действующего напора, получим

$$H_{\text{Д}} = (3{,}1\text{ м} + 0 + 0) - (0 + 0) = 3{,}1\text{ м}\,.$$

Общие потери напора в системе равны сумме потерь напора на каждом участке:

$$h_{1-5} = h_{1-2} + h_{2-3} + h_{3-4} + h_{4-5}\,,$$

где h_{1-2} — местные потери напора на входе в трубопровод; h_{2-3} — потери напора по длине l на участке между резервуаром и краном; h_{3-4} — местные потери напора на внезапном сужении; h_{4-5} — потери напора по длине l на участке за краном.

Соответственно преобразуем исходные уравнения:

$$H_{\text{Д}} = \frac{\alpha_5 \upsilon_5^2}{2g} + \zeta_{1-2} \frac{\upsilon_2^2}{2g} + \lambda_{2-3} \frac{l_1}{d} \frac{\upsilon_3^2}{2g} + \zeta_{3-4} \frac{\upsilon_4^2}{2g} + \lambda_{4-5} \frac{l_2}{d} \frac{\upsilon_5^5}{2g}\,,$$

где ζ_{1-2}— коэффициент местного сопротивления участка 1—2 (вход в трубу); ζ_{2-3}— коэффициент гидравлического трения трубопровода на участке 2—3; ζ_{3-4}— коэффициент местного сопротивления участка 3—4 (кран); ζ_{4-5}— коэффициент гидравлического трения трубопровода на участке 4—5.

Умножаются обе части уравнения на 2*g,* и в общем случае выносятся за скобки υ_5^2, а отношение скоростей определяется с помощью уравнения неразрывности потока отношением площадей.

В данном примере трубопровод на обоих участках одинаковый, поэтому и скорости во всех сечениях трубопровода будут также одинаковы. Одинаковы будут коэффициенты гидравлического трения и соответственно потери напора на участках 2—3 и 4—5, поэтому в дальнейшем соответствующие величины будем записывать без индексов.

Таким образом, расчетное уравнение примет вид:

$$2gH_{\text{д}} = \upsilon^2\left(\alpha + \zeta_{1-2} + \lambda_{2-3}\frac{l}{d} + \zeta_{3-4} + \lambda_{4-5}\frac{l}{d}\right).$$

В данном уравнении неизвестными величинами являются скорость, а также все зависящие от нее коэффициенты: α, ζ, λ. Зависимость данных коэффициентов от скорости сложная, поэтому рассматриваемое уравнение решается подбором:

а) намечается предварительно режим движения — в рассматриваемом случае движение характеризуется достаточно большим действующим напором и маловязкой жидкостью. Это позволяет предположить развитый турбулентный режим движения;

б) определяются в первом приближении все коэффициенты; для принятого режима $\alpha = 1{,}1$; $\zeta_{1-2} = 0{,}5$; $\zeta_{3-4} = 0{,}35$ (приложение); $\lambda = 0{,}031$ (по графику Мурина для участка линии, у которой $\frac{d}{\Delta} = \frac{35\text{ мм}}{0{,}19\text{ мм}} = 189$, расположенного в зоне развитого движения, зона V (рис. 3.24);

в) в расчетное уравнение подставляются найденные коэффициенты, а также остальные известные величины и определяется скорость в первом приближении:

$$\upsilon = \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}81 \text{ м/с}^2 \cdot 3{,}1 \text{ м}}{1{,}1 + 0{,}5 + 2 \cdot 0{,}031 \frac{1{,}2 \text{ м}}{0{,}036 \text{ м}} + 0{,}35}} = 4{,}07 \text{ м/с};$$

г) по найденной скорости вычисляется число Рейнольдса, уточняется режим движения и определяются коэффициенты во втором приближении для всех участков трубопровода:

$$R_1 = \frac{\upsilon \cdot d}{\upsilon} = \frac{389 \text{ см/с} \cdot 3{,}6 \text{см}}{0{,}01 \text{см}^2/\text{с}} = 1{,}4 \cdot 10^5.$$

Соответственно, из графика Мурина следует, что $\lambda = 0{,}031$. То есть в данном примере величина коэффициента λ осталась без изменения. Это показывает, что режим движения выбран правильно, и все остальные коэффициенты также не изменяются. Следовательно, дальнейших уточнений не требуется.

Определяется с помощью уравнения неразрывности расход воды:

$$Q = \upsilon \cdot S = 389 \text{ см/с} \cdot 10{,}2 \text{см}^2 = 3970 \text{ см}^3/\text{с} = 3{,}97 \text{л/с}.$$

Вычисляются с помощью уравнения неразрывности средние скорости в остальных сечениях и скоростные напоры: соответственно, по средней скорости и фактический.

В данном примере, как уже отмечалось, скорости во всех сечениях одинаковы: $\upsilon = 389$ см/с:

$$\frac{\upsilon^2}{2 \cdot g} = \frac{(389 \text{ см/с})^2}{2 \cdot 980 \text{ см/с}^2} = 77{,}2 \text{ см}; \frac{\alpha \cdot \upsilon^2}{2 \cdot g} = 1{,}1 \cdot 77{,}2 \text{см} = 84{,}9 \text{ см}.$$

Находятся потери напора на каждом участке трубопровода

$$h_{1-2} = \zeta_{1-2} \frac{\upsilon^2}{2g} = 0{,}5 \cdot 77{,}2 \text{см} = 38{,}6 \text{ см};$$

$$h_{2-3} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\upsilon^2}{2g} = 0{,}031 \frac{120 \text{ см}}{3{,}6 \text{ см}} \cdot 77{,}2 \text{ см} = 79{,}8 \text{ см};$$

$$h_{1-2} = \zeta_{3-4} \frac{\upsilon^2}{2g} = 0{,}35 \cdot 77{,}2 \text{ см} = 27{,}02 \text{ см};$$

$$h_{4-5} = h_{2-3} = 79{,}8 \text{ см}.$$

Определяются с помощью уравнения Бернулли (таблица) полные напоры во всех расчетных сечениях, начиная с последнего:

$$H_5 = z_5 + \frac{p_5}{\gamma} + \frac{\alpha \cdot \upsilon^2}{2 \cdot g} = 0 + 0 + 84{,}9 \text{ см} = 84{,}9 \text{ см};$$

$$H_4 = H_5 + h_{4-5} = 84{,}9 \text{см} + 79{,}8 \text{ см} = 164{,}7 \text{см};$$

$$H_3 = H_4 + h_{3-4} = 164{,}7 \text{ см} + 27 \text{ см} = 191{,}7 \text{ см};$$

$$H_2 = H_3 + h_{2-3} = 191{,}7 \text{ см} + 79{,}8 \text{ см} = 271{,}5 \text{ см};$$

$$H_1 = H_1 + h_{1-2} = 271{,}5 \text{ см} + 38{,}6 \text{ см} = 310{,}1 \text{ см}.$$

В то же время $H_1 = H_1 + h_{1-2} = 271{,}5 \text{ см} + 38{,}6 \text{ см} = 310{,}1 \text{ см}$.

Ошибка определения H_1 равна 0,1 см, то есть меньше 1%, что вполне допустимо в инженерных расчетах.

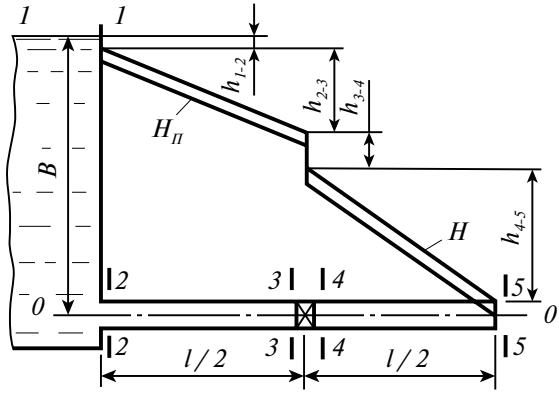


Рис. 3.23. Короткий трубопровод

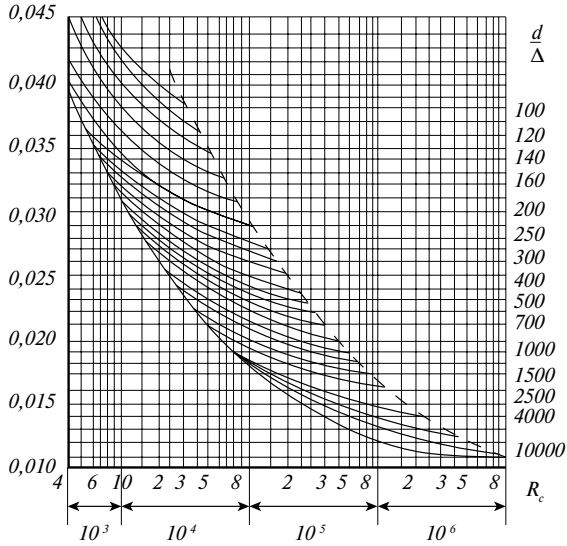


Рис. 3.24. График ВТИ (Г.А. Мурина)

Вычисляются потенциальные напоры в начальном и конечном сечениях по формуле $H_{\text{п}} = z + \frac{p}{\gamma}$, а в остальных — по соотношению $H_{\text{п}} = H - \frac{\alpha \cdot \upsilon^2}{2 \cdot g}$, например: $H_{\text{п5}} = z_5 + \frac{p_5}{\gamma} = 0$;

$H_{\text{п4}} = H_4 - \frac{\alpha \cdot \upsilon_4^2}{2 \cdot \text{g}} - 164{,}7 \text{ см} - 84{,}9 \text{ см} = 79{,}8 \text{ см}.$

Результаты определения потенциальных напоров в остальных сечениях приведены в таблице 3.2.

Находятся пьезометрические напоры в промежуточных сечениях по формуле $\frac{p}{\gamma} = H_{\text{п}} - z$, например $\frac{p_4}{\gamma} = H_{\text{п4}} - z_4 =$

$= 79{,}8 \text{ см} - 0 = 79{,}8 \text{ см}$, остальные значения приведены в итоговой таблице 3.2.

По данным таблицы 3.2 строятся напорная, пьезометрическая и геометрическая линии (рис. 3.23). При этом шаг шкалы быть принят таким, чтобы 1 см длины шкалы составлял (1, 2

Таблица 3.2

Сечение	***z*, см**	**p/γ, см**	**НП, см**	**_____ , см**	***H*, см**	***L**, см**	***h*, см**
1	310	0	310	0	310	-	-
2	0	186,6	186,6	84,9	271,5	0	38,6
3	0	106,8	106,8	84,9	191,7	1,2	79,8
4	0	79,8	79,8	164,9	164,7	1,2	27,0
5	0	0	0	84,9	84,9	2,4	79,8

**L* — расстояние до рассматриваемого сечения от начала трубопровода.

или 5) 10^n величины, откладываемой на соответствующей оси (n – любое целое число).

II. Трубопровод, работающий под напором $H = 20$ м (рис. 3.25), имеет участок, состоящий из двух параллельно включенных ветвей $d_2 = 100$ мм, $l_2 = 700$ м и $d_3 = 75$ мм, $l_3 = 800$ м, и оканчивается соплом с площадью выходного отверстия $F = 5$ см^2 и коэффициентом расхода $\mu = 0{,}92$.

Определить расход воды и высоту подъема струи h_c, если $d_1 = 125$ мм, $l_1 = 300$ м, $d_4 = 125$ мм и $l_4 = 200$ м, считая, что сопротивление воздуха уменьшает высоту подъема струи на 20%.

Шероховатость стенок труб принять равной $\Delta = 0{,}5$ мм; местными сопротивлениями пренебречь.

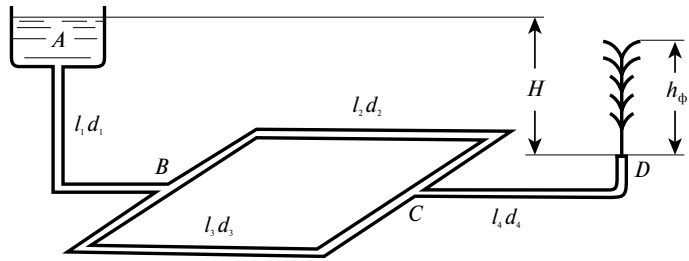


Рис. 3.25. Схема параллельного трубопровода

Решение. Распределение расходов в разветвлении:

$$\frac{Q_3}{Q_2}=\sqrt{\frac{K_3^2\cdot l_2}{K_2^2\cdot l_3}}=\sqrt{\frac{863\cdot 700}{3973\cdot 850}}=0{,}423\ ;\ Q_3=0{,}423Q_2.$$

Расход по второй ветви:

$Q_2 = Q - Q_3 = Q - 0{,}423\,Q_2$,

откуда

$$Q_2=\frac{Q}{1{,}423}.$$

Потеря напора между точками *B* и *C*:

$$h_{BC}=Q_2^2\frac{l_2}{K_2^2}=\frac{Q\cdot 700}{1{,}423^2\cdot 3973}=0{,}087Q^2.$$

Скоростной напор или потеря напора в сопле с выходной скоростью v:

$$h_{Д}=\frac{\upsilon^2}{2g}=\frac{1}{2g}\left(\frac{Q}{\propto F}\right)^2=\frac{Q^2\cdot 10^{-6}}{2\cdot 9{,}81\cdot 0{,}92^2\cdot 0{,}005^2}=0{,}241Q^2.$$

Полная потеря напора в трубопроводе:

$$H=h_{AB}+h_{BC}+h_{CD}+h_{Д}=Q^2\frac{l_1}{K_1^2}+0{,}087Q^2+Q^2\frac{l_4}{K_4^2}+0{,}241Q^2\ ;$$

$$20=Q^2\frac{300}{12469}+0{,}087Q^2+Q^2\frac{200}{12469}+0{,}241Q^2=0{,}368Q^2.$$

Расход воды в трубопроводе:

$$Q=\sqrt{\frac{20}{0{,}368}}=7{,}37\ \text{л/с}.$$

Высота подъема струи:

$$h_C=0{,}8h_{Д}=0{,}8\cdot 0{,}241\cdot Q^2=0{,}8\cdot 0{,}24\cdot 7{,}37^2=10{,}5\ \text{м}.$$

РАЗДЕЛ II. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Гидравлическими называются машины, которые сообщают энергию жидкости (насосы) или получают ее от потока жидкости (гидродвигатели). Гидравлические машины находят самое широкое применение в различных сферах технической деятельности. Применяются для подачи жидкостей к потребителям, управления рабочими процессами различных устройств, передачи механической энергии, транспортирования различных сыпучих и несыпучих материалов.

Гидравлические машины подразделяются на лопастные (центробежные и осевые насосы, гидротурбины и пр.), объемные машины, действующие по принципу вытеснения рабочей жидкости (поршневые, роторные, пластинчатые, шестеренные и др.) и водоподъемники различных типов.

Также к гидравлическим машинам относятся и некоторые специальные устройства, служащие, как и насосы, для перемещения жидкостей:

– гидравлические тараны, принцип действия которых — использование давления, получаемого при гидроударе;

– эжекторы (водоструйные и газоструйные насосы), в которых подъем жидкости, создание необходимой величины разрежения происходят за счет кинетической энергии потока.

В общем случае целесообразно различать гидравлические машины по признаку того, какую составляющую удельной

энергии потока они изменяют. Удельная энергия потока складывается из трех составляющих:

$$H = \frac{P}{\gamma} + z + \frac{\upsilon^2}{2g}.$$

Лопастные машины передают энергию потоку (случай работы насоса) или воспринимают кинетическую энергию потока с помощью рабочих колес, снабженных лопастями (случай гидродвигателя).

Основной принцип работы объемных гидромашин — изменение объема жидкости, находящейся в рабочих камерах. При этом насосы под воздействием внешних сил вытесняют жидкость из рабочих камер, а гидродвигатели изменяют внутренний объем рабочих камер под воздействием давления поступающей жидкости. Вытеснение жидкости из рабочих камер насосов и изменение внутреннего объема рабочих камер гидродвигателей происходит при изменении давления в них; таким образом, можно заключить, что при работе объемных машин изменяется потенциальная энергия давления.

Гидроподъемники не изменяют энергию давления или кинетическую энергию потока — их воздействие направлено только на изменение энергии положения жидкости, т.е. высоты ее расположения в поле гравитации Земли. Известны различные типы гидроподъемников, использующие для подъема жидкости различные физические принципы: черпаковые гидроподъемники непосредственно поднимающие жидкость; шнуровые и ленточные, использующие для подъема жидкости трение жидкости о рабочую поверхность; эрлифты, работающие за счет изменения плотности или удельного веса.

Впервые упоминание о водопроводном колесе как водопроводном механизме и цепных насосах (бесконечные цепочки с прикрепленными ковшами) относится к периоду 1700 лет до н.э. В это время в Каире уже был колодец глубиной 91,5 м, из которого добывалась питьевая вода при помощи цепного насоса.

Пожарный насос из Александрии, построенный примерно за 200 лет до н.э., можно рассматривать по египетским письменам как первый прототип поршневого насоса, а все элементы

классического поршневого насоса (плунжер, откидные клапаны и эксцентриковый привод плунжера) были использованы в этом насосе, созданном Ктесибием.

С ростом значения горного дела и для общей индустриализации возникла объективная необходимость добычи воды с больших глубин на поверхность земли. От «водяных искусств» средневекового горного дела, которые описал Агрикола, до первых водяных насосов с паровым приводом (около 1805 г.), разработанных и построенных англичанином Ньюкоменом, ощущается сильное влияние горного дела на развитие насосостроения.

Чтобы получить плавный, непрерывный поток воды, стали применять архимедовы винты (около 1000 лет до н.э.). Сегодня для орошения или осушения полей все еще используются такие насосы с приводом от ветродвигателя. Наклонно расположенный вал с винтовой нарезкой вращается в полуоткрытом лотке и обеспечивает высоту подъема жидкости от 2 до 5 м.

Классическим прообразом роторного насоса, представленным в настоящее время в модифицированной форме в виде шестеренных, винтовых, пластинчатых и коловратных насосов, можно считать пластинчатый насос Рамелли — около 1588 г.

Существуют эскизы, выполненные Леонардо да Винчи, по которым можно предположить использование центробежной силы во вращающемся канале для перекачки воды, что послужило прообразом лопастного (центробежного) насоса.

Известный французский физик Дени Папен тоже высказывал идею использования центробежного эффекта для перекачивания жидкостей. Первым центробежным насосом, опробованным на практике, является устройство, разработанное ле Демуром в 1732 г.

В 1838 г. русский инженер А.А. Саблуков построил центробежный насос на основе ранее созданного им вентилятора.

Считается, что первые промышленные центробежные насосы были созданы по проектам Эндрюса (иногда транслитерируется как Андреас, *W.D. And*rews) в первой половине XIX в. На основании его опытов был разработан первый двухпоточный спиральный насос с закрытым рабочим колесом и изогнутыми лопастями. В то время одноступенчатые насосы имели неболь-

шие величины создаваемого напора. Конечным результатом исследований было создание первого многоступенчатого центробежного насоса, который был запатентован в 1851 г. Этот насос без направляющих обратных подводящих лопаток был значительно улучшен Осборном Рейнольдсом, которому был выдан патент на многоступенчатый центробежный насос с направляющим аппаратом и обратными подводящими каналами. От этого насоса Рейнольдса до современных многоступенчатых центробежных насосов высокого давления сделан относительно небольшой шаг, который заключается по существу лишь в улучшении конструкции деталей и гидравлических характеристик проточной части насоса.

Усовершенствование лопастных насосов в 20 и 30-х гг. прошлого века тесно связано с именем профессора Пфлейдерера. После того как им была установлена зависимость между конечным числом лопастей и гидравлическими характеристиками насоса, лопастные насосы получили дальнейшее развитие.

4. Динамические насосы и вентиляторы

Н сосом называется машина, служащая для увеличения суммарной энергии потока. С этой точки зрения при работе насоса потоку жидкости добавляется некоторое дополнительное количество энергии от сторонних источников, какими могут быть электрическая сеть, различные механические или мускульные источники энергии. Энергия, сообщаемая насосом единице веса жидкости (1 Н), называется напором насоса.

Насосы делятся на две основные группы: объемные и динамические. Объемные насосы работают по принципу вытеснения, поэтому у них области нагнетания и всасывания резко разграничены. В динамических насосах области всасывания и нагнетания не имеют резкого разграничения, и давление жидкости повышается постепенно в процессе движения из области всасывания в область нагнетания между лопатками вращающегося рабочего колеса.

Объемные насосы используются для перекачки вязких жидкостей. В этих насосах одно преобразование энергии —

энергия двигателя непосредственно преобразуется в энергию жидкости (механическая => кинетическая + потенциальная). Это высоконапорные насосы, они чувствительны к загрязнению перекачиваемой жидкости. Рабочий процесс в объемных насосах неуравновешен (при работе создают высокий уровень вибрации), поэтому необходимо создавать для них массивные фундаменты. Также для этих насосов характерна неравномерность подачи. Большим плюсом таких насосов можно считать способность к сухому всасыванию (самовсасыванию).

Для динамических насосов характерно двойное преобразование энергии (1 этап: механическая => кинетическая + потенциальная; 2 этап: кинетическая => потенциальная). В динамических насосах можно перекачивать загрязненные жидкости, они обладают равномерной подачей и уравновешенностью рабочего процесса. В отличие от объемных насосов они не способны к самовсасыванию.

Классификация динамических и объемных насосов

По расположению продольной оси насоса: горизонтальный насос; вертикальный насос.

По расположению рабочих органов и конструкции опор: консольный насос; моноблочный насос; насос с выносными опорами; насос с внутренними опорами.

По расположению входа в насос: насос с боковым входом; насос с осевым входом; насос двухстороннего входа.

По числу ступеней и потоков: одноступенчатый насос; двухступенчатый насос; многоступенчатый насос; однопоточный насос; двухпоточный насос; многопоточный насос.

По конструкции и виду разъема корпуса: секционный насос; насос с торцевым разъемом; насос с осевым разъемом; двухкорпусный насос; насос с защитным корпусом; футерованный насос.

По расположению: погружной насос; скважинный насос; насос с трансмиссионным валом.

По требованиям эксплуатации: обратимый насос; реверсивный насос; регулируемый насос; дозировочный насос; ручной насос.

По условиям всасывания: самовсасывающий насос; насос с предвключенной ступенью; насос с предвключенным колесом.

По взаимодействию с окружающей средой: герметичный насос; взрывозащищенный насос; малошумный насос; маломагнитный насос; ударостойкий насос.

По необходимости поддержания температуры подаваемой среды: обогреваемый насос; охлаждаемый насос.

По месту установки: стационарный насос; передвижной насос; встроенный насос.

Виды динамических и объемных насосов

По расположению рабочих органов: односторонний насос; оппозитный насос; V-образный насос; звездообразный насос.

По числу плоскостей, в которых расположены оси рабочих органов: однорядный насос; многорядный насос.

По числу циклов вытеснения за один оборот ротора: однократного действия; двукратного действия; многократного действия.

По количеству поршней (плунжеров): однопоршневой насос; двухпоршневой насос; трехпоршневой насос; многопоршневой насос.

По количеству плунжеров: одноплунжерный насос; двухплунжерный насос; трехплунжерный насос; многоплунжерный насос.

По числу циклов нагнетания и всасывания за один двойной ход: насос одностороннего действия; насос двухстороннего действия; дифференциальный насос.

Динамические насосы могут быть центробежными, осевыми и вихревыми, объемные — поршневыми, шестеренчатыми, пластинчатыми, ротационными, импеллерными, перистальтическими, мембранными, винтовыми и др. (рис. 4.1).

Кроме того, насосы также классифицируются по целому ряду других признаков в зависимости от конструктивных особенностей и области их применения.

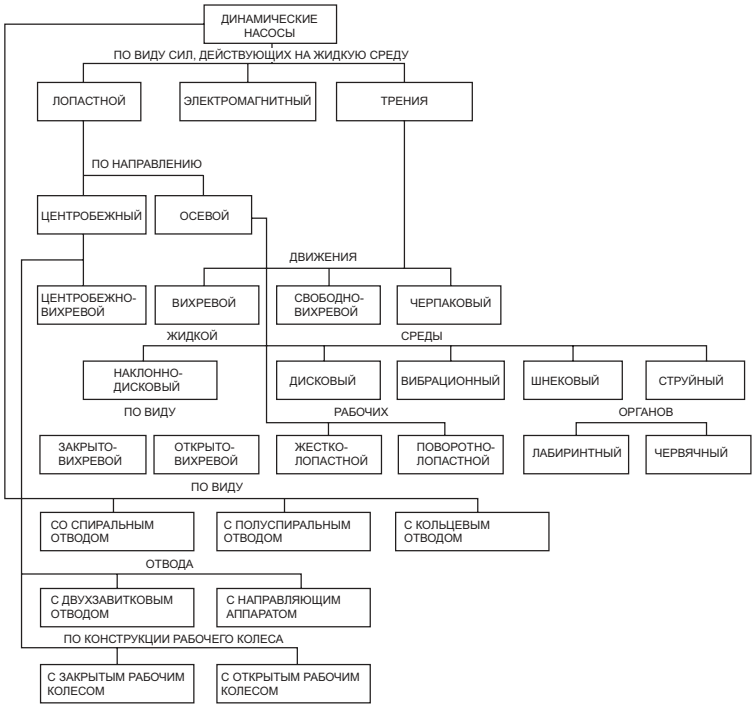


Рис. 4.1. Классификация динамических насосов

Насосы являются одним из наиболее распространенных видов гидравлических машин. Они различаются разнообразным конструктивным исполнением, что иногда затрудняет их классификацию. Поток жидкой среды в насосе создается в результате силового воздействия на жидкость в проточной камере или в рабочей камере насоса. По виду рабочей камеры и сообщения ее со входом и выходом насоса различают насосы динамические и объемные.

Классификация насосов может быть выполнена по различным классификационным признакам:

1. Для динамических насосов:

– по виду сил, действующих на жидкость;

– по направлению движения жидкой среды;

– по виду отвода;

– по конструкции рабочего колеса и др.
2. Для объемных насосов:
– по характеру движения рабочих органов;
– по характеру движения ведущего звена насоса;
– по направлению перемещения жидкости;
– по виду рабочих органов;
– по виду передачи движения к рабочим органам и др.

4.1. Центробежные насосы

Центробежный насос состоит из рабочего колеса *1* с лопатками, расположенными внутри корпуса (рис. 4.2,). Рабочее колесо *2* получает вращение от механизма и передает энергию жидкости, находящейся в корпусе насоса. Под действием центробежных сил жидкость перемещается от центра насоса в радиальном направлении и под действием сжимающих сил выталкивается в трубопровод *6*. Непрерывность работы насоса заключается в том, что при вращении рабочего колеса *1* жидкость, уходя от оси вращения, создает вакуум. Последний распространяется во всасывающий патрубок *3* насоса, помещенный в жидкость, чем достигается забор жидкости. Эта схема представляет собой систему сообщающихся сосудов, в одном из которых (насосное пространство) непрерывно создается вакуум, а в другом под действием атмосферного давления жидкость перемещается по трубопроводу в насосное пространство. В связи с этим при пуске насоса в корпусе должна быть жидкость, которая в момент начала вращения создает эффект всасывания в трубопроводе, и в дальнейшем с помощью поступающей жидкости будет поддерживаться непрерывность процесса ее перемещения через корпус и рабочее колесо насоса.

Центробежные насосы (см. рис. 4.1) классифицируются по числу и расположению рабочих колес, создаваемому напору, расположению вала рабочего колеса, способу подвода и отвода жидкости.

По числу и расположению рабочих колес различают одно- и многоколесные насосы, которые, в свою очередь, разделяются в зависимости от расположения колес на многоступенчатые и многопоточные.

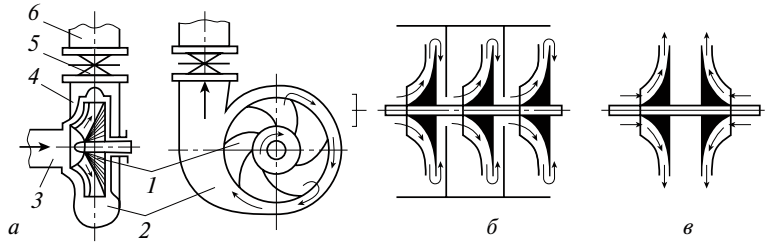


Рис. 4.2. Общая схема центробежного насоса (а) и схемы расположения рабочих колес многоступенчатых (б) и многопоточных (в) насосов:
1 — рабочее колесо; 2 — корпус; 3 — всасывающий патрубок;
4 — нагнетательный патрубок; 5 — задвижка; 6 — трубопровод

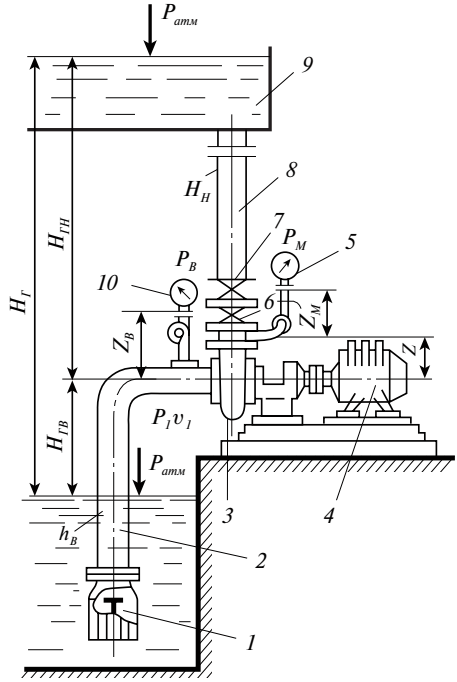


Рис. 4.3. Схема насосного агрегата: *1* — приемный клапан;
2 и *8* — всасывающий и напорный трубопроводы; *3* — насос;
4 — электродвигатель; 5 — манометр; *6* — обратный клапан сети;
7 — задвижка; 9 — резервуар сброса воды; *10* — вакуумметр

Многоступенчатые насосы работают последовательно, и создаваемый каждым колесом напор суммируется с последующим. Если обозначить число рабочих колес m, а создаваемый напор каждым колесом h, то общий напор

$$H = mh.$$

Многопоточные насосы могут также работать параллельно. При этом напор насоса остается таким же, как и у насоса с одним рабочим колесом, но расход (подача) увеличивается пропорционально числу колес, т.е. $Q = mq$, где q — подача одного рабочего колеса.

Центробежный насос, оборудованный соответствующей арматурой и приборами, представляет собой насосный агрегат. Он включает в себя приемный обратный клапан (рис. 4.3), предназначенный для удержания воды в корпусе насоса и всасывающем трубопроводе *2* при заливе ее перед пуском, и сетки для задержания крупных предметов, мальков рыб и т.п. На всасывающем трубопроводе также устанавливают вакуумметр *10*. На напорном проводе расположены обратный клапан *6*, задвижка *7* и манометр *5*, контролирующий давление в сети.

Насосные агрегаты могут быть оборудованы разными приборами автоматики. К гидравлическим параметрам насосного агрегата относятся: $H_{гв}$ — высота гидравлического всасывания; $H_{гн}$ — высота гидравлического нагнетания; $H_{г}$ — общая высота гидравлической подачи.

Однако двухколесный насос может быть выполнен в виде одноколесного с двусторонним входом (см. рис. 4.2, *в*).

К параметрам центробежного насоса относятся создаваемый напор, высота всасывания, расход (подача), коэффициент быстроходности и мощность привода насоса.

4.2. Основное уравнение центробежных насосов

Уравнение центробежного насоса впервые было выведено Л. Эйлером. Теоретически было принято, что жидкость движется в рабочем колесе в виде струек и без гидравлических потерь. На рис. 4.4 представлена схема рабочего колеса с указанием скоростей. Частицы жидкости между лопатками рабочего колеса совер-

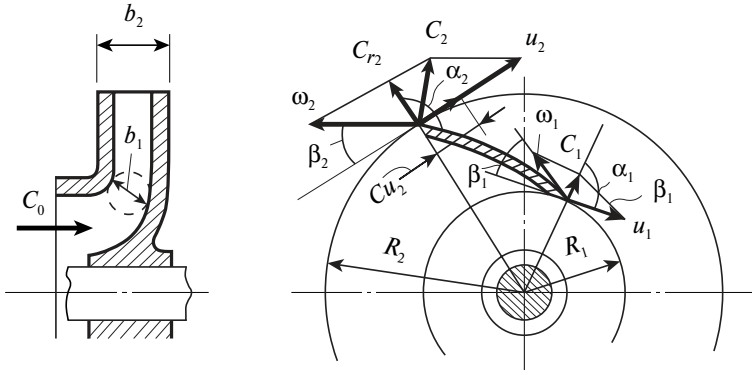


Рис. 4.4. Схема лопасти рабочего колеса

шают сложное движение. Введем обозначения: w — относительная скорость жидкости относительно рабочего колеса (лопатки), направление которой всегда совпадает с касательной к лопатке; u — окружная скорость, направленная по касательной к окружности рабочего колеса.

Абсолютная скорость c движения жидкости равна геометрической сумме переносной (окружной) и относительной скоростей, т.е.

$$\overline{c} = \overline{u} + \overline{w}\,.$$

На ободе рабочего колеса:
радиальная составляющая абсолютной скорости

$$\overline{c_{r2}} = \overline{c_2}\sin\alpha;$$

окружная составляющая абсолютной скорости

$$\overline{c_{u2}} = \overline{c_2}\cos\alpha,$$

где α — угол между направлением абсолютной скорости и касательной к окружности; u — индекс, обозначающий окружную составляющую.

Индексы 1 и 2 приняты для обозначения параметров соответственно на входе в рабочее колесо и на выходе из него.

Радиальная составляющая абсолютной скорости движения жидкости

$$c_{r_2} = \frac{Q_B}{w} = \pi D_2 b_2 \psi \ ,$$

где $Q_т$ — теоретический расход жидкости, проходящей через рабочее колесо, м^3/с; S — площадь живого сечения потока на выходе из рабочего колеса, м; D_2 и b_2 — диаметр и ширина рабочего колеса на выходе, м; ψ — коэффициент стеснения потока лопатками (для малых насосов ψ = 0,90...0,95); r — индекс, обозначающий радиальную составляющую.

Окружная скорость рабочего колеса на выходе

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} \ ,$$

где n — частота вращения колеса, мин$^{-1}$.

Применим теорему механики об изменении момента количества движения (изменение момента количества движения системы материальных частиц за некоторый промежуток времени равняется импульсу момента действующих на систему за это время сил) к установившемуся движению жидкости.

За промежуток времени dt на лопатку поступает и с лопатки сходит одинаковый объем dV, масса которого ρdV. Количество движения этой массы на входе равно ρdVc_1 и на выходе — ρdVc_2, момент количества движения — соответственно $\rho dVc_1 \cos\alpha_1 r_1$ и $\rho dVc_2 \cos\alpha_2 r_2$. Приращение момента количества движения струйки жидкости, движущейся по каналу между двумя лопатками, за dt:

$$\rho dV\left(r_2 c_2 \cos\alpha_2 - r_1 c_1 \cos\alpha_1\right).$$

Импульс момента:

$$dMdt = \rho dV\left(r_2 c_2 \cos\alpha_2 - r_1 c_1 \cos\alpha_1\right)$$

или

$$dM = \rho \frac{dV}{dt}\left(r_2 c_2 \cos\alpha_2 - r_1 c_1 \cos\alpha_1\right).$$

Подставим $\frac{dV}{dt} = dQ$ (расход рассматриваемой струйки) и $\rho = \gamma / g$, проинтегрируем выражение, тогда

$$M = \int \frac{\gamma}{g}(r_2 c_2 \cos\alpha_2 - r_1 c_1 \cos\alpha_1) dQ.$$

Так как α_1 и α_2 для всех каналов одинаковы, число лопаток принято бесконечно большим, и скорости c_2 и c_1 одинаковы. В результате интегрирования мы получим основное уравнение работы центробежного насоса, т.е.

$$M = \frac{\gamma}{g} Q_т \left(c_2 R_2 \cos\alpha_2 - c_1 R_1 \cos\alpha_1\right). \qquad (4.1)$$

Умножая обе части данного уравнения на угловую скорость, получим:

$$Mw = \frac{\gamma}{g} Q_B w \left(c_2 R_2 \cos\alpha_2 - c_1 R_1 \cos\alpha_1\right).$$

Выражение Mw представляет мощность N, развиваемую жидкостью на рабочем колесе. Мощность насоса как гидравлической машины может быть записана так:

$$N = \gamma Q_т H_т = \rho g Q_т H_т. \qquad (4.2)$$

Следовательно,

$$Mw = \rho g Q_т H_т.$$

Учитывая, что $R_1 w = u_1$ и $R_2 w = u_2$, можно записать:

$$Q H_т \gamma = \frac{\gamma}{g} Q_т \left(u_2 c_2 \cos\alpha_2 - u_1 c_1 \cos\alpha_1\right).$$

Поделим обе части уравнения на $Q_т \gamma$ и получим основное уравнение теоретического напора (уравнение Эйлера), т.е.

$$H_т = \frac{u_2 c_2 \cos\alpha_2 - u_1 c_1 \cos\alpha_1}{g}. \qquad (4.3)$$

Рабочее колесо имеет конечное число лопаток, которое можно оценить коэффициентом σ_z (σ_z = 0,75...0,90). Пусть $H = \eta_н H_т$, тогда получим: $H = \frac{\eta_н \sigma_z}{g}\left(u_2 c_2 \cos\alpha_2 - u_1 c_1 \cos\alpha_1\right)$.

Для уменьшения динамических ударов конструктивно делают лопатки рабочих колес таким образом, чтобы угол α_1 был равен 90°. Тогда тангенциальная скорость на входе равна нулю и теоретический напор

$$H = \frac{\eta_н \sigma_z u_2 c_2 \cos\alpha_2}{g}. \qquad (4.4)$$

В современных насосах соотношение углов и скоростей выдерживается таким образом, чтобы u_2 примерно было равно $c_2 \cos\alpha_2$, т.е. $u_2 \approx c_2 \cos\alpha_2$. Тогда для определения теоретического напора можно использовать выражение

$$H_т \approx u_2^2 g. \qquad (4.5)$$

Как отмечалось ранее, окружную скорость рабочего колеса определяют из геометрических размеров насоса и паспортных данных, т.е.

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60},$$

где D_2 и n — диаметр и частота вращения рабочего колеса.

Фактически создаваемый напор меньше теоретического, так как часть энергии расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений внутри рабочего колеса и вследствие того, что не все частицы жидкости совершают движение вдоль лопаток, а это вызывает уменьшение абсолютной скорости. Поэтому в теоретическую формулу вводят поправочный коэффициент k. При приближенных расчетах для определения напора можно пользоваться формулой:

$$H = k\frac{u_2^2}{g}, \qquad (4.6)$$

где k — коэффициент напора (в зависимости от формы и числа лопаток колеса k = 0,35...0,55).

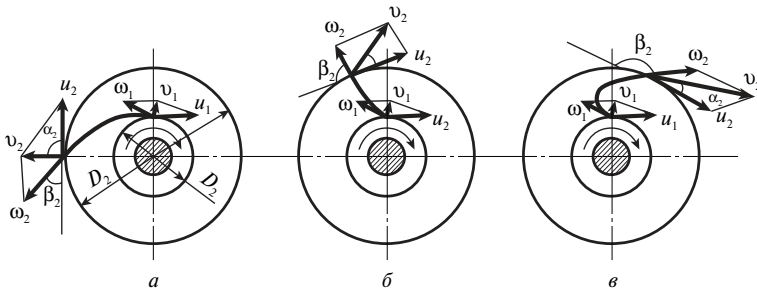


Рис. 4.5. Схема скоростей в зависимости от формы лопаток рабочих колес: — лопатки изогнуты в направлении движения воды; *б* — лопатки с радиальным направлением; *в* — лопатки изогнуты против направления движения воды

Нетрудно заметить, что развиваемый центробежным насосом напор зависит от формы лопаток (рис. 4.5) и создаваемого им соотношения скоростей.

При рабочих колесах с изогнутыми лопастями назад (рис. 4.5,), когда $\beta_2 < 90^\circ$ и $\alpha_2 = 90^\circ$, насос практически развивает очень маленький напор. При лопастях с радиальным направлением концевой части лопаток (рис. 4.5, *б*), когда $\beta_2 = 90^\circ$ и $\alpha_2 < 90^\circ$, насос развивает значительный напор. В процессе дальнейшего увеличения угла β_2 более 90° (рис. 4.5, *в*) возрастает напор, но резко снижается КПД насоса. Число лопастей рабочего колеса зависит от среды эксплуатации: для жидкости принимают 4...10, для фекальных смесей — 2...4. Толщина лопастей зависит от прочности их материала. Материал рабочего колеса определяется условиями эксплуатации.

Теоретическая производительность (расход) насоса

Расход определяют из выражения

$$Q_т = wc_r,$$

где w — площадь живого сечения потока на выходе из рабочего колеса; $c_г$ — средняя радиальная скорость жидкости.

Для центробежных насосов площадь живого сечения потока находят как произведение боковой поверхности цилиндра

с диаметром, равным диаметру колеса D_2, и ширины рабочего колеса b_2, т.е.

$$w = \pi D_2 b_2 .$$

Радиальная скорость жидкости:

$$c_{r_2} = c_2 \sin \alpha_2 .$$

При большом числе лопаток можно допустить, что скорость во всех точках одинакова и равна радиальной скорости на выходе, т.е. $c_2 = c_{r_2}$, можно записать $Q_т = \pi D_2 b_2 c_2$.

Ранее было отмечено, что конструктивно обеспечивается примерное равенство скоростей c_2 и u_2, поэтому для практического пользования можно применять формулу

$$Q = \eta_0 \pi D_2 b_2 u_2, \qquad (4.7)$$

где η_0 — объемный КПД насоса (η_0 = 0,85...0,95).

Высота всасывания

Высота всасывания $H_{ГВ}$ (см. рис. 4.2) зависит от разрежения (вакуума), которое создается центробежным насосом на всасывающей стороне рабочего колеса. Теоретически высоту всасывания (при полном вакууме) $h_{вак}$ для воды при нормальном атмосферном давлении находят по формуле

$$h_{вак} = \frac{p}{\gamma} = \frac{p_{атм} - p}{\rho g} = \frac{p_{абс}}{\gamma} ,$$

где p — показания вакуумметра на всасывающем трубопроводе; γ — удельный вес жидкости; $p_{абс}$ — абсолютное давление разрежения во всасывающей полости насоса.

Центробежные насосы не могут быть выполнены так, чтобы ими создавался абсолютный вакуум. Естественно, геометрическая высота всасывания несколько меньше вакуумметрической высоты вследствие потерь напора из-за трения. Кроме того, высота всасывания зависит от температуры. Заводы-изготовители в паспорте насоса указывают допустимую высоту всасывания при атмосферном давлении. Следовательно, при изменении давления ее нужно давать с поправками. Чем выше температура жидкости, тем выше упругость ее паров и меньше высота всасывания.

Допустимая высота всасывания (h_S) может быть определена из выражения

$$h_S = H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - \frac{\upsilon_1^2}{2g} - h_w, \qquad (4.8)$$

где $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ — допустимая вакуумметрическая высота всасывания; υ_1 — скорость движения жидкости во всасывающем патрубке; h_w — потери напора во всасывающем патрубке.

Допустимую высоту всасывания устанавливают на основании кавитационных показаний насоса.

Кавитация возникает тогда, когда давление в рабочем колесе становится ниже упругости насыщенных паров жидкости, а также вследствие большой высоты всасывания, низкого атмосферного давления, больших потерь на всасывающем трубопроводе и др. При кавитации в жидкости создаются пузырьки пара, конденсация которого приводит к значительному местному повышению давления, в результате чего появляются динамические нагрузки, потрескивание, вибрация, шум, и металл разрушается. При кавитации резко падает КПД насоса. Во избежание этого явления насос следует располагать как можно ниже к водозабору.

Коэффициент быстроходности

Конструкции центробежных насосов объединены в различные группы по принципу геометрического и кинетического подобия.

Геометрическое подобие — пропорциональность всех сходственных размеров проточной части насоса.

Кинематическое подобие характеризуется соответствием направления и пропорциональностью скоростей в сходных точках потока.

Оптимальность соотношения величин подобия оценивается коэффициентом быстроходности

$$n_S = 3{,}65\frac{n\sqrt{Q_{\text{опт}}}}{H_{\text{опт}}^{3/4}}, \qquad (4.9)$$

где n — частота вращения вала насоса; $Q_{\text{опт}}$ и $H_{\text{опт}}$ — соответственно оптимальные значения расхода и напора насоса.

По коэффициенту быстроходности n_s, критерию подобия I_s и соотношению диаметров D_2/D_0 лопатки составлена гидравлическая классификация насосов: тихоходные [n_s = 40...80; $I_s = 10^2(3...6)$; $D_2/D_0 = 3$]; нормальные [$n_s = 80...150$; $I_s = (6...12)10^2$; D_2/D_0 = 2]; быстроходные [n_s = 150...300; I_s = (12...25)10^2; D_2/D_0 = 1,6...1,2]; полуосевые [n_s = 300...500; I_s = (25...50)10^2; D_2/D_0 = 1,2...1,1]; осевые [n_s = 500...1200; I_s = (50...100)10^2; $D_2/D_0 = 0{,}8$].

Потребляемая мощность и КПД насосов

Вал рабочего колеса насоса приводится в действие от двигателя внутреннего сгорания (дизеля) или электродвигателя (электропривода). Потребляемая мощность на валу насоса

$$N = \frac{\gamma Q H}{10^3 \eta}, \qquad (4.10)$$

где η — КПД насоса, равный отношению полезной мощности N_n к мощности на валу насоса N, т.е. $\eta = N_n / N$.

При работе насоса имеют место следующие потери энергии: гидравлические, которые оцениваются гидравлическим ($\eta_г$), механические — механическим ($\eta_м$) и объемные — объемным ($\eta_о$) коэффициентами полезного действия.

Общий КПД насоса

$$\eta = \eta_г \eta_м \eta_о .$$

Он составляет 0,6...0,92. При выборе мощности электродвигателя N_m следует учитывать пусковые свойства. Тогда

$$N_{дв} = kN,$$

где k — коэффициент запаса, равный 1,05...1,5 (при меньшей мощности привода берется больший коэффициент запаса).

Частота вращения вала синхронного электродвигателя строго фиксирована (600, 750, 1000, 1500, 3000 мин$^{-1}$). Следовательно, при подборе привода необходимо учитывать режим работы насоса, а также характеристику трубопровода и рабочую точку.

Характеристики центробежных насосов, как правило, строят на основании данных испытаний насосов. Такие характеристи-

ки называются рабочими в отличие от теоретических, которые строятся по данным расчетов. Построение характеристик $Q–H$ теоретическим путем — довольно сложный процесс, и реальные характеристики получить не удается из-за большого количества факторов, которые не поддаются точному теоретическому определению. Скорость движения жидкости в канале рабочего колеса

$$\upsilon = Q_к / S_к \ ,$$

где $Q_к = Q/z$ — расход жидкости, приходящейся на канал (здесь z — число лопаток); $S_к$ — площадь сечения канала.

Тогда

$$\upsilon = \frac{Q_к}{zS_к} = kQ_к \ .$$

Подставив значение скорости в формулу напора H и преобразовав, получим:

$$H = \frac{\eta_н \sigma_z}{g} u_2^2 \left(1 - \frac{k_2}{u_2} \cos\beta_2\right) = \frac{\sigma_z}{g} u_2^2 - \frac{\sigma_z k_2}{g} \cos\beta_2 u_2 Q \ ,$$

т.е. $H = ax + b$ — это уравнение прямой линии, положение которой зависит от угла β_2 при постоянных значениях D_2, b_2, u_2.

Однако действительная характеристика $H = f(Q)$ имеет вид кривой.

Пересчет характеристик

На практике часто возникает необходимость изменить частоту вращения, при этом характеристика принимает иной вид. При $D_2 = \text{const}$ моделирование по частоте вращения позволяет получить значения для пересчета рабочих характеристик, т.е.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \ \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \ \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 . \qquad (4.11)$$

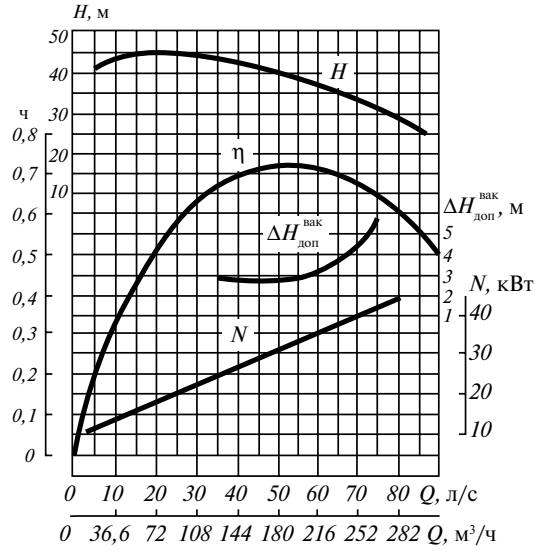


Рис. 4.6. Характеристика центробежного насоса

Изменение характеристик насоса возможно также путем обточки рабочего колеса, но не более чем на 20%. Пересчет рабочих характеристик может быть проведен по зависимостям

$$\frac{Q'}{Q}=\frac{D_2'}{D_2};\ \frac{H'}{H}=\left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^2;\ \frac{N'}{N}=\left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^3, \qquad (4.12)$$

где Q', H' и N' — параметры обточенного рабочего колеса.

На практике изготовляемые заводами насосы испытывают на специальных стендах, и приводят соответствующие характеристики (графики, таблицы). В результате испытаний получают зависимости при постоянной скорости вращения, т.е.

$$H=f_1(Q),\ \eta=f_2(Q),\ N=f_3(Q),\ h_{вс}=f_4(Q),\ N=f_5(Q).$$

Такие графики также строят и для различных скоростей вращения, и данные наносят на универсальную характеристику (рис. 4.6), что удобно для практического применения. Сводный график полей *(Q–H)* насосов, по которому производится предварительный выбор, приводится в справочниках.

4.3. Работа насоса на сеть

Для подачи воды в конечную точку трубопровода необходимо выбрать режим работы насоса совместно с трубопроводом (рис. 4.7). Полный напор, создаваемый насосом,

$$H = H_{\text{гв}} + H_{\text{с}} + h_{\text{п}}, \tag{4.13}$$

где $H_{\text{гв}}$ — геометрическая высота всасывания; $H_{\text{с}}$ — свободный напор в конечной точке трубопровода; $h_{\text{п}}$ — потери напора в трубопроводе.

Потери напора:

$$h_{\text{п}} = H_{\text{ст}} + \frac{\lambda\frac{l}{d} + \xi}{2g}u^2 = H_{\text{ст}} + kQ^2, \tag{4.14}$$

где $H_{\text{ст}}$ — статический напор.

Парабола изображает зависимость потерь напора от пропускаемого расхода трубопроводом, называемую характеристикой трубопровода. Точка пересечения характеристики трубопровода с кривой характеристики насоса $Q–H$ (точка *b)* называется рабочей точкой насоса. По этой точке определяют рабочие параметры насоса (Q, H, N, η). Подачу в этом случае можно регулировать дросселированием (регулированием задвижкой), остальные

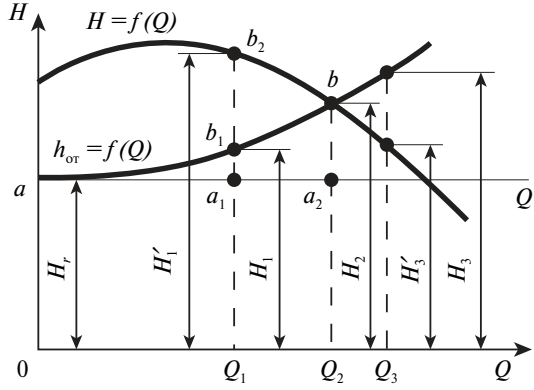


Рис. 4.7. Характеристика насоса и трубопровода (рабочая точка)

параметры будут принимать другие значения. При уменьшении подачи насоса прикрывают задвижку на напорном трубопроводе. Тогда повышается сопротивление, что вызывает увеличение потерь напора. Регулирование подачи может быть достигнуто путем изменения характеристик трубопровода или насоса. Изменить характеристику трубопровода можно, уменьшив или увеличив значение $k = \lambda \frac{l}{d} + \xi / 2g\mathrm{S}^2$ путем прикрытия задвижки. Но тогда потери напора на задвижке $h_{зад}$ приводят к снижению КПД, так как теряемая мощность $N_{зад} = \rho g h_{зад} / \eta$.

При открытии задвижки сопротивление и противодавление насосу уменьшаются, и в трубопроводе снижается давление. На характеристике рабочая точка смещается вправо. Увеличивать или уменьшать расход можно также и за счет изменения частоты вращения вала насоса и включения в трубопровод дополнительных насосов.

Последовательная работа насосов

Такую схему (рис. 4.8,) используют тогда, когда необходимо при неизменной подаче получить больший напор, чем может создать один насос. При этом комплектовать в такую схему следует насосы со сходными характеристиками по расходу.

Суммарную характеристику $Q - H_{\mathrm{I(II)}}$ двух одинаковых насосов строят следующим образом: проводят ряд вертикальных прямых параллельно *OH (a″ ′, b″b, cc″))*. От точек пересечения этих прямых *, b, c* с характеристикой насоса $Q - H_{\mathrm{I(II)}}$ откладывают отрезки ′ = ″ , $bb' = bb''$, $cc' = c''$, т.е. удваивают ординаты. Соединив полученные точки ′, *b′* и *c′*, получим суммарную характеристику последовательной работы насосов $Q - H_{\mathrm{I(II)}}$. Таким образом, при последовательной работе насосов напор увеличивается при любом расходе. При использовании трех и более насосов для подачи жидкости в один трубопровод суммарные характеристики строят аналогичным образом.

Используя отмеченные закономерности в целях производственной необходимости, комплектуют соответствующие схемы работы колес с целью получения необходимых параметров при их последовательной работе. Так конструируют глубинные

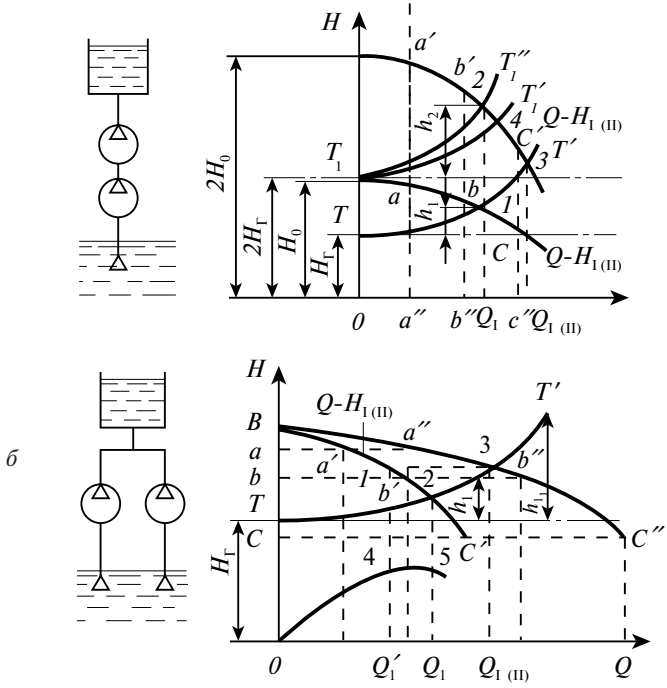


Рис. 4.8. Схема и характеристики последовательно *( )* и параллельно *(б)* работающих насосов

насосы для подачи воды из скважин, где необходимо обеспечивать достаточно большой напор. В современных глубинных насосах на валу последовательно работает до 15 рабочих колес. При этом обеспечивается суммарный напор насоса с глубины до 200 м.

Параллельная работа насосов

Схема параллельной работы насосов представлена на рисунке 4.8, *б*. Условие нормальной работы насосов по данной схеме — приблизительное свойство их характеристик по напору. В противном случае насос с более высоким напором будет перебивать насос с меньшим напором, и подача не увеличится. Кроме того, пропускная способность трубопровода (гребен-

ки), в которую входит подача каждого насоса, не должна быть меньше пропускной способности трубопроводов.

На рисунке 4.8, представлена суммарная характеристика насосного агрегата из двух одинаковых насосов $Q - H_{I(II)}$, работающих последовательно. Геодезическая высота подъема H_2 и характеристика трубопровода (кривые *T* и *T′)* построены в одном масштабе. Для построения суммарной характеристики $Q - H_{I(II)}$ проводят несколько горизонтальных прямых ′ ″, *bb′b″, cc′c′* и от точек пересечения *′b′c′* с характеристикой насоса *Q–H* откладывают отрезки ′ ″ (равный ′), *b′b″* (равный *bb′), c′c″* (равный *cc′*). Соединив точки *B,* ″, *b″, c″,* получим кривую характеристики $Q - H_{I(II)}$ при параллельной работе двух одинаковых насосов. Точка пересечения характеристики трубопровода *T–T′* и суммарной характеристики $Q - H_{I(II)}$ показывает предельные параметры работы двух насосов. Как следует из чертежа, суммарная подача всегда меньше суммы подач этих насосов, но работающих по отдельности. Чем больше насосов работает параллельно на общий трубопровод, тем меньше подача каждого насоса. Напор насосов при параллельной работе в трубопровод всегда больше напора, развиваемого насосами при отдельной работе в тот же трубопровод.

4.4. Применение центробежных насосов

В практике применяются центробежные насосы для перекачивания воды: консольного типа К, 1К, 2К, КМ; Иртыш-ЦМК; консольные моноблочно-линейные 1КМЛ, КМЛ; с двусторонним входом Д, 1Д, 2Д; погружные скважинные ЭЦВ; центробежные многоступенчатые секционные ЦНС, ЦНСг; вихревые ВК, ВКС, ВКО; промышленные для скважин *ESPA* и др.

Для пищевых продуктов применяют насосы пищевые центробежные ОНЦ1, молочные ОНЦ1М (ОНЦВ); насосы пищевые СНЦ, СНЦЕ, «Буран СХ»; роторно-пульсационные аппараты РПА, РПУ, А1РПА, А1РПУ.

Для перекачки загрязненных жидкостей применяют насосы: для сточных масс СМ; канализационные ЦМК и НПК; грязевые «Гном»; «ЦМФ», «Буран ПФ», 1СМ, 1НВ, «Иртыш ПФ»; «Иртыш НФ» (НК, НМ, НФс).

Консольные насосы типа IK — центробежные горизонтальные, консольные насосы с сальниковым уплотнением вала. Предназначены для перекачивания воды (кроме морской), жидкостей, сходных с водой по плотности, вязкости и химической активности. Материал основных частей — серый чугун. У насоса типа 2K уплотнение вала — сальниковое, с «жидкой» смазкой подшипникового узла.

Центробежные горизонтальные консольные **н сосы тип 1K** с сальниковым уплотнением вала состоят из корпуса в виде чугунной отливки, в которой выполнены входной и выходной патрубки, спирально-кольцевой отвод и опорные лапы.

Входной патрубок расположен по оси вращения, выходной патрубок направлен вертикально вверх и расположен в одной плоскости с осью вращения. К корпусу насоса крепится фланец кронштейна. В корпусе уплотнения выполнены отверстия для подачи охлаждающей (затворной) жидкости к сальниковому уплотнению. При перекачивании жидкости с температурой до 333 K (60 °C) подача затворной жидкости производится из корпуса насоса через отверстие в корпусе уплотнения (для насосов 1K80-50-200, 1K100-65-250, 1K150-125-315).

При перекачивании жидкости температурой свыше 333 K (60 °C) подача охлаждающей (затворной) жидкости производится от постороннего источника холодной воды (для насосов 1K80-65-160 и 1K100-80-160). Для насосов 1K80-50-200, 1K100-65-250 и 1K150-125-315 необходимо заменить пробку в корпусе уплотнения штуцером на длину 30...35 мм (для перекрытия отверстия в корпусе уплотнения со стороны корпуса).

Рабочее колесо насоса типа 1K — центробежное, одностороннего входа, закрытого типа. Подвод жидкости к рабочему колесу осевой. Рабочее колесо разгружено от действия осевой силы на насосах с условным диаметром рабочего колеса 200–315 мм разгрузочными отверстиями, выполненными на основном диске колеса, а на насосах с условным диаметром рабочего колеса 160 мм — импеллером, выполненным на основном диске колеса.

Ротор насоса приводится во вращение электродвигателем через соединительную втулочно-пальцевую муфту. Опорами

ротора служат два радиально-упорных подшипника, установленных в кронштейне. Для измерения температуры подшипников в кронштейне предусмотрены 2 отверстия М8х1-7Н. Рекомендуемые приборы — реле температуры РТ303-1 или РТК303. Подшипники смазываются консистентной смазкой «пресс-солидол Ж» (ГОСТ1033-79). Направление вращения ротора — по часовой стрелке, если смотреть со стороны привода.

Технические характеристики центробежных насосов представлены в Приложении.

Маркировка: 2К80-50-200 У3.1 ТУ 3631-096-05747979-97, где 2К — консольный, с «жидкой» смазкой подшипниковых узлов;

80 — диаметр входного патрубка, мм;

50 — диаметр выходного патрубка, мм;

200 — диаметр рабочего колеса (условный), мм;

У3.1 — климатическое исполнение и категория размещения.

При поставке насоса с одним из вариантов рабочих колес по внешнему диаметру добавляется индекс:

«м» — увеличенный диаметр;

«а», «б» — уменьшенный диаметр.

Насосы консольные моноблочно-линейные КМЛ

Центробежный горизонтальный консольный моноблочный насос типа 1КМЛ с линейным расположением патрубков предназначен для установки в системы циркулирования воды, в системы повышения давления и т.д. Материал основных частей — серый чугун.

Перекачиваемая среда: техническая вода (кроме морской) с pH = 6...9,5, содержащая механические примеси не более 0,1% по объему и размером частиц не более 0,2 мм, а также другие жидкости, сходные с водой по плотности и химической активности. Температура перекачиваемой жидкости от 263 до 393 К (от –10 до +120 °С).

Маркировка: Электронасос 1КМЛ 80-160-У3.1 ТУ 3631-206-05747979-2002, где 1 — модификация насоса; К — консольный; М — моноблочный; Л — линейный; 80 — диаметры входного и выходного патрубков, мм; 160 — диаметр рабочего

колеса, мм; У — климатическое исполнение; 3.1 — категория размещения.

Электронасосный агрегат типа К (КМ) с рабочим колесом одностороннего входа предназначен для подачи воды и других жидкостей, имеющих сходные с водой характеристики вязкости и химической активности, с температурой до 85 °С, с содержанием механических примесей по объему не более 0,1% и размером не более 0,2 мм.

Насосы данного типа могут применяться для диапазона подач Q = 1,5...100 л/с и напоров H = 30 — 60 м (для насоса К90/85 H = 85 м). Диапазон мощности электродвигателя для привода насоса равен N = 05 — 40 кВт. Насосы обозначают следующим образом, например, К20/30 означает: консольный насос типа К с подачей Q = 20 м^3/час, напором H = 30 м. Значения основных показателей указаны при работе насоса на воде с температурой 20 °С.

Насосы типа КМ имеют такие же технические показатели, как и насосы типа К. Насос КМ — консольный моноблочный — представляет собой особую конструкцию центробежного насоса. Рабочее колесо насоса закреплено на валу двигателя. Корпуса двигателя и насоса соединены непосредственно болтовыми соединениями. Такая конструкция дает экономию в габаритах и массе агрегата: масса агрегата КМ составляет 40—60% от массы насоса типа К. Характеристики некоторых типов консольных насосов типа К и КМ приведены в Приложении.

Центробежные скважинные электронасосные агрегаты с подачей от 0,63 до 1000 м^3/ч и напором от 12 до 680 м (далее агрегаты), предназначенные для подъема воды с общей минерализацией (сухой остаток) не более 1500 мг/л с водородным показателем (pH) от 6,5 до 9,5 с температурой до 25 °С, с массовой долей твердых механических примесей — не более 0,01%, с содержанием хлоридов — не более 350 мг/л, сульфатов — не более 500 мг/л, сероводорода — не более 1,5 мг/л, изготавливают для общего применения и для экспорта климатических исполнений У и Т по ГОСТ 15150.

Электронасосы центробежные герметичные (ЦГ) предназначены для перекачки жидкости плотностью от 600 кг/м^3 до 1800 кг/м^3, температурой перекачиваемой жидкости до 135 °С (группы Т1, Т2, Т3, Т4) и до 360 °С (группа Т1).

Переносные центробежные погружные электронасосы для загрязненных и производственных сточных вод с подачей от $1{,}1 \cdot 10^{-3}$ м^3/с (4...500 м^3/ч) и напором 5...50 м предназначены для откачки продукта температурой до 35 °С, плотностью до 1100 кг/м^3, водородным показателем pH = 5...10 и примесями размером до 5 мм до 10% по массе.

Насосы центробежные для пищевой промышленности во взрывозащищенном исполнении серии СНЦ(Е) предназначены для перекачивания слабоагрессивных и нейтральных жидкостей, не содержащих механических примесей, с водородным показателем pH = 5...10, плотностью до 1250 кг/м^3 (питьевая вода, спирт, вино, пиво, соки, химические реактивы), с температурой до 85 °С или до 140 °С в защитном исполнении. Пример условного обозначения насоса СНЦ(Е) — 25/32-5(55,55А)-5-1(2)-У3: С — для слабоагрессивных сред; Н — насос; Ц — центробежный; Е — для взрыво- или пожароопасных производств, 25 — номинальная подача, м^3/ч; 32 — номинальный напор, м; 5 — одинарное торцовое уплотнение; 55 — двойное торцевое уплотнение с подводом затворной жидкости в уплотнение от магистрали; 55А — двойное торцевое уплотнение с автономной системой охлаждения (для перекачивания жидкости с температурой до +140 °С); 35(50) — условный проход всасывающего и напорного патрубков по ТГЛ 7124; 1 — колесо рабочее из нержавеющей стали 12Х18Н10Т; 2 — колесо рабочее из алюминия АК12П; отсутствие цифры в конце — рабочее колесо из пластмассы; У3 — климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150-69.

4.5 Осевые и вихревые насосы

Осевые насосы

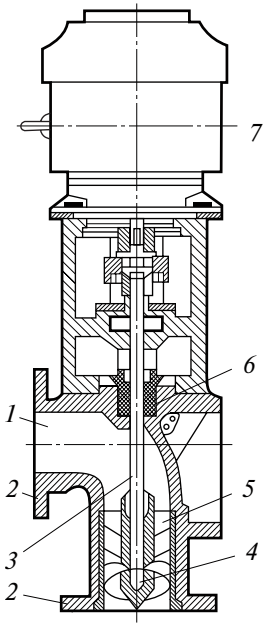
Конструктивно осевые насосы (рис. 4.9) выполнены таким образом: в цилиндрическом корпусе (обечайке) по его оси располагается с минимальным зазором рабочее колесо в виде втулки с радиальными профилированными лопастями, при вращении которого жидкость перемещается в направлении оси вращения. Такие насосы развивают небольшие давления,

но имеют высокий КПД, реверсивны и используются в качестве насосов и вентиляторов, а для газов при многоступенчатом соединении — и в качестве компрессоров.

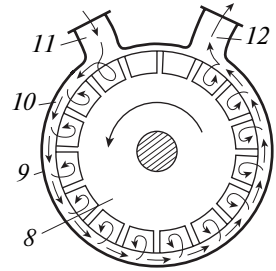
Осевые насосы бывают с поворотными и неповоротными лопатками, одно- и многоступенчатые. Изменяя угол наклона поворотных лопастей осевых насосов, можно легко регулировать подачу. Для получения больших напоров применяют многоступенчатые рабочие колеса.

Вихревые насосы

Вихревые насосы — динамические насосы, жидкость в которых перемещается по периферии рабочего колеса в тангенциальном направлении. Преобразование механической энергии привода в потенциальную энергию потока (напор)



а



б

Рис. 4.9. Схемы осевого ( ) и вихревого (*б*) насосов: *1* и *8* – отводное и рабочее колеса; *2* – соединительный фланец; *3* – вал привода; *4* – лопастное колесо; *5* – направляющая втулка; *6* – уплотнитель; *7* – электропривод; *9* – корпус насоса; *10* – лопасть рабочего колеса; *11* и *12* – всасывающий и нагнетательный патрубки

происходит за счет множественных вихрей, возбуждаемых лопастным колесом в рабочем канале насоса. В цилиндрическом корпусе с присоединенными по касательной двумя патрубками располагается ротор с радиально выступающими лопастями. Между конусами лопастей с внутренней поверхностью (рис. 4.9) корпуса образуется кольцеобразная полость, перекрываемая между патрубками перемычкой. При вращении ротора поступающая через один из патрубков жидкость увлекается и переносится по окружности к другому патрубку, сжимаясь при этом из-за неоднократного перетекания из полости на лопасти и обратно. У этих нагнетателей невысокий КПД ($\eta = 0{,}25...0{,}50$), но они реверсивны и создают значительные давления при ограниченных подачах. Их успешно используют в качестве насосов. Ввиду расположения всасывающего и нагнетательного патрубков в верхней части корпуса насоса жидкость при его остановке не выливается из корпуса, и отпадает необходимость в заливке насоса перед его пуском. Достоинства вихревых насосов — простота конструкции и малые габаритные размеры.

Вихревые насосы в многоступенчатом исполнении значительно расширяют диапазон рабочих давлений при малых подачах, снижая коэффициент быстроходности до значений, характерных для насосов объемного типа.

Вихревые насосы сочетают преимущества насосов объемного типа (высокие давления при малых подачах) и динамических насосов (линейная зависимость напора насоса от подачи, равномерность потока).

Вихревые насосы используются для перекачки чистых и маловязких жидкостей, сжиженных газов, в качестве дренажных насосов для перекачки горячего конденсата.

Вихревые насосы обладают низкими кавитационными качествами. Кавитационный коэффициент вихревых насосов $C = 100...110$.

Землесосы — это те же центробежные насосы, но предназначенные для подачи пульпы, т.е. смеси воды и грунта. При этом объем воды составляет 5...12 объемов грунта. Лопасти у рабочего колеса землесоса меньше. Такие насосы, как правило, имеют большую подачу, и их применяют при гидромеханизации земляных работ.

4.6. Водоподъемники

Эрлифты

Такие установки служат для подъема воды из скважин и представляют собой подъемную трубу *3* (рис. 4.10) для поднятия смеси воды с воздухом. Она опущена в скважину. К последней по другой трубе *4* подводится сжатый воздух. Обе трубы вставляют в обсадную трубу скважины и опускают до уровня воды.

Принцип действия эрлифта заключается в следующем. При погружении подъемной трубы в воду она заполняется водой. Подведенный в нее воздух образует водовоздушную смесь, имеющую меньшую плотность по сравнению с водой. Такая

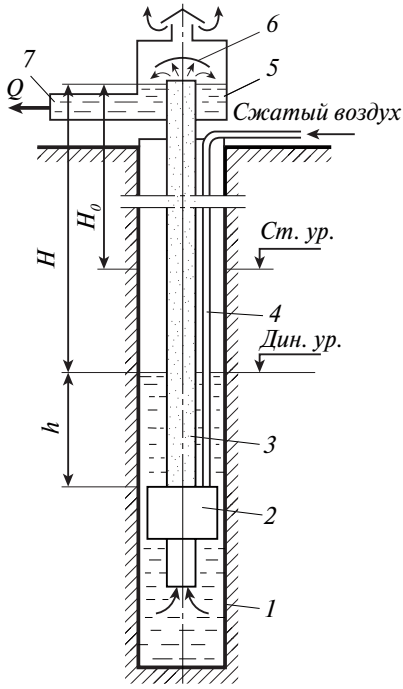


Рис. 4.10. Схема эрлифта: *1* — обсадная труба; *2* — воздухосборник с форсунками; *3* и *4* — подъемная и воздушная трубы; *5* — водовоздушный резервуар; *6* — водоотделитель; 7 — трубопровод

смесь поднимается на более высокий уровень. Таким образом, вода транспортируется из скважины в водовоздушный резервуар *5*. Здесь она освобождается от воздуха и самотеком уходит к потребителю.

Гидравлический расчет эрлифтовой установки состоит в определении необходимой глубины погружения форсунки h, количества воздуха, необходимого для подъема заданного расхода воды Q. Данные параметры находят по соответствующим формулам, однако чаще на практике используют таблицы, составленные по экспериментальным данным.

Производительность эрлифтовой установки — до 120 л/с, диаметр подъемной трубы — до 250 м.

Несмотря на то что эрлифты проще глубинных насосов, где требуется подвод электрической энергии к ним в скважине, первые применяют реже из-за низкого КПД, а также из-за особых условий функционирования (большое заглубление скважины под уровень воды — на 3...5 м ниже форсунки).

Гидравлические тараны

Гидротаранный насос, или гидравлический таран, — механическое устройство для подъема воды на значительную (до нескольких десятков метров) высоту. Не требует для работы каких-либо внешних движителей, благодаря чему может быть весьма полезно в местности, где нет электроснабжения либо в местности малообжитой и редко посещаемой. Энергию для работы насос получает из потока воды, перетекающего под действием силы тяжести из так называемого «питающего» резервуара (например, из запруды на реке) по «питающей» трубе в какой-либо нижерасположенный сток (например, в ту же реку ниже по течению).

Пропуская через себя большую часть воды с небольшой высоты h (разница высот между стоком и уровнем воды в питающем резервуаре), насос поднимает меньшую часть воды на большую высоту H (разница высот между верхней точкой отводящей трубы и уровнем воды в питающем резервуаре). Эти устройства представляют собой автоматические водоподъемники, использующие для подъема воды силу гидравлического удара. Гидравлический таран располагают ниже уровня воды в

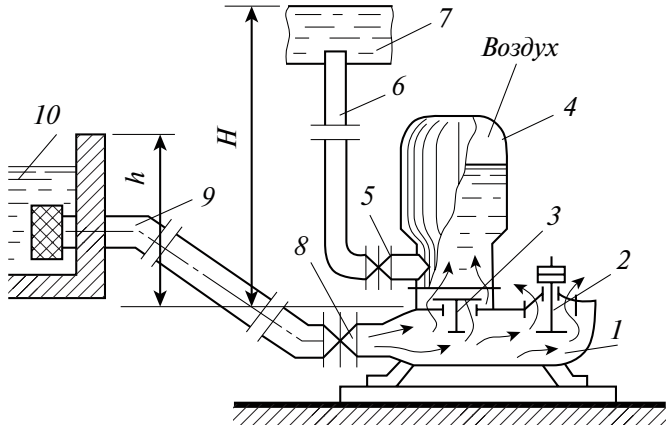


Рис. 4.11. Схема гидравлического тарана: *1* — емкость стока воды; *2* — перепускной клапан; *3* — клапан колпака; *4* — колпак для воздуха и воды; *5* — задвижка с обратным клапаном; *6* — нагнетательная труба; *7* — резервуар подъема воды; *8* — задвижка водостока; *9* — трубопровод водостока; *10* — резервуар

источнике, причем подают воду выше этого уровня без затрат энергии, т.е. $H > h$ (рис. 4.11).

Принцип действия заключается в том, что вода из резервуара *10* самотеком устремляется по трубопроводу *9* к перепускному клапану *2*. Поток воды, преодолев сопротивление клапана, сначала откроет его, но, как только произойдет сброс воды через клапан, уменьшится давление, и он закроется. В это время под действием гидравлического удара клапан *3* открывается, и порция воды заполняет колпак *4*. В колпаке воздух постоянно сжимается от динамических толчков, действуя на свободную поверхность воды, и по трубе *6* подает ее в резервуар *7*. После завершения гидравлического удара, когда давление в колпаке *4* станет ниже атмосферного, клапан *3* закроется, после чего весь рабочий цикл снова повторится в том же порядке.

КПД гидравлического тарана:

$$\eta = \frac{qH}{Qh}, \qquad (4.15)$$

где q — подача тарана; H — высота подъема воды; Q — расход рабочей воды; h — высота падения (перепад).

Для увеличения водоподачи устанавливают несколько гидравлических таранов, работающих самостоятельно и нагнетающих воду в один и тот же запасной резервуар. Такие установки называются гидротаранными батареями. Гидравлические параметры в этом случае определяют аналогично.

Ротационные водоподъемники

Эти установки служат для подъема воды за счет энергии водостока реки на высоту выше уровня этой реки. Водоподъемники состоят из витков трубопровода *2* (рис. 4.12,), конец которой периодически погружается в воду, захватывает и при вращении перегоняет ее в резервуар *3*. Трубопровод вращается от водяного колеса *1*. Давление, достигаемое в конце спирального трубопровода, зависит от числа витков n и диаметра витков D. Так как каждый отдельный виток частично заполнен водой, то давление складывается из суммы витков. Воздух перемещается с водой по витку, сжимается, и под давлением сил сжатия порция воды поднимается по трубопроводу в резервуар *3*.

Для увеличения высоты подъема воды сжатый воздух из воздушного колпака по трубопроводу пропускается в водоподъемный трубопровод *7* в виде пузырьков, которые, смешиваясь с водой, образуют водовоздушную смесь. При этом создается такой же эффект, как в эрлифте. Подача ротационного водоподъемника зависит от глубины погружения оголовка (начального спирального витка) в воду. Если заданы глубина погружения оголовка, диаметр спирального трубопровода d, диаметр витка D и частота вращения n, то подача установки:

$$q = \frac{W - W'}{60} n = \frac{\pi d^2 D n}{240}\left(1 - \frac{\alpha}{360}\right),$$

где W — емкость одного витка; W' — емкость части витка трубы, заполненного воздухом; $\alpha = a\dfrac{360}{D}$ — центральный угол, зависящий от глубины погружения a оголовка в воду.

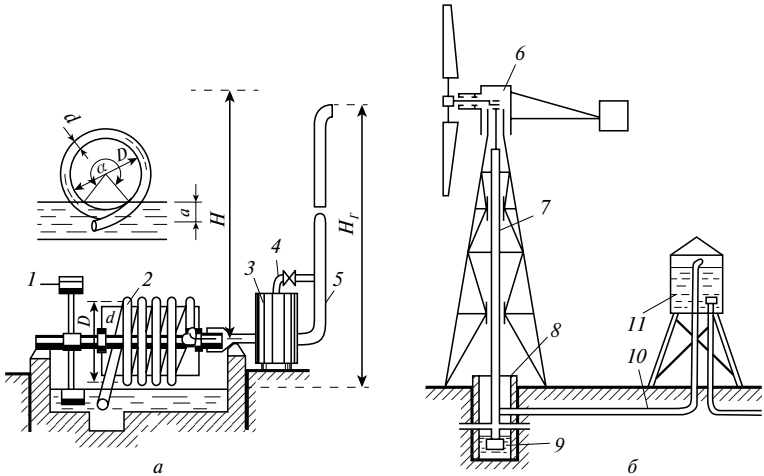


Рис. 4.12. Схемы ротационного ( ) и инерционного (*б*) подъемников: *1* — водяное колесо; *2* и *7* — водозаборная и водоподъемная трубы; *3* и *11* — резервуары; *4* и *5* — трубопроводы; *6* — ветродвигатель; *8* — шахтный колодец; *9* — обратноприемный клапан; *10* — нагнетательный трубопровод

Несмотря на низкую подачу, ротационную установку можно использовать для орошения небольших участков, а также для подачи воды на более высокий уровень, чем водоподъемники.

Инерционные водоподъемники

Принцип действия заключается в том, что водоподъемный трубопровод *7* (рис. 4.13, *б*) от привода совершает возвратно-поступательное движение. В тот момент, когда трубопровод движется вниз, вода по инерции еще перемещается вверх и, преодолевая обратный клапан *9,* заполняет ее. Инерционный водоподъемник в данном случае приводится в действие от ветродвигателя. Такая установка может поднимать воду из колодцев глубиной до 15 м, обеспечивая подачу воды до 20 м^3/сут.

Водоструйные насосы

Насосы работают по принципу действия эжектора (гидроэлеватора). Это происходит за счет действия одного потока жидкости с большим запасом энергии на другой без каких-либо промежуточных механизмов.

Струйные насосы (рис. 4.13) характеризуются наличием трубы Вентури, в центр которой подводится струя рабочей среды (вода, пар или газ). Рабочая струя образует пограничный слой и вследствие высокой скорости вначале захватывает частички окружающего воздуха, а затем вследствие обменных процессов всасывает перекачиваемую жидкость из подводящего трубопровода. Пневматические насосы (газлифты) подают жидкость в результате образования водовоздушной смеси малой плотности при поступлении воздуха под давлением в заглубленную под уровень жидкости трубу. Окружающая жидкость большей плотности проникает во всасывающую трубу, обеспечивая, тем самым, процесс подъема жидкости.

В особых производственных условиях используют и другие водоподъемные устройства.

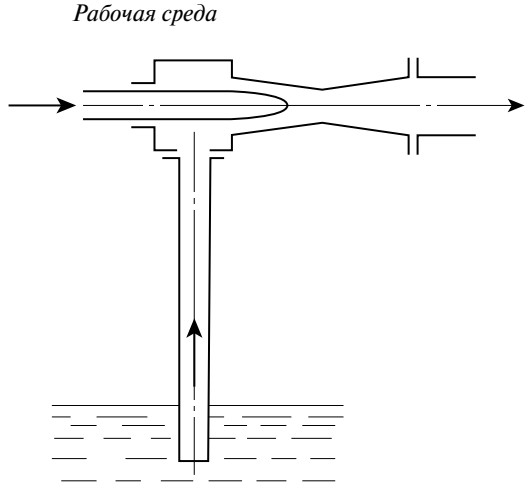


Рис. 4.13. Струйный насос

4.7. Вентиляторы

Широкое применение находят разнообразные вентиляторы с развиваемым давлением до 30 кПа. Помимо наиболее распространенных радиальных (центробежных) вентиляторов применяют осевые, прямоточные, смерчевые, дисковые, вихревые и диаметральные.

Радиальный вентилятор представляет собой лопастное рабочее колесо турбинного типа, расположенное в спиральном корпусе. При вращении колеса воздух, поступающий через входное отверстие, попадает в каналы посредством лопастей колеса. Под действием возникающих центробежных сил он перемещается по этим каналам, собирается в спиральном корпусе и переходит в выпускное отверстие. Радиальный вентилятор состоит из трех основных элементов: лопастного радиального колеса *1* (рис. 4.14,), спирального корпуса *2* и станины с валом и подшипниками. Вентиляторы, у которых колеса вращаются по ходу часовой стрелки при наблюдении со стороны всасывания, называются правыми, а против хода часовой стрелки — левыми. При обратном вращении колеса производительность

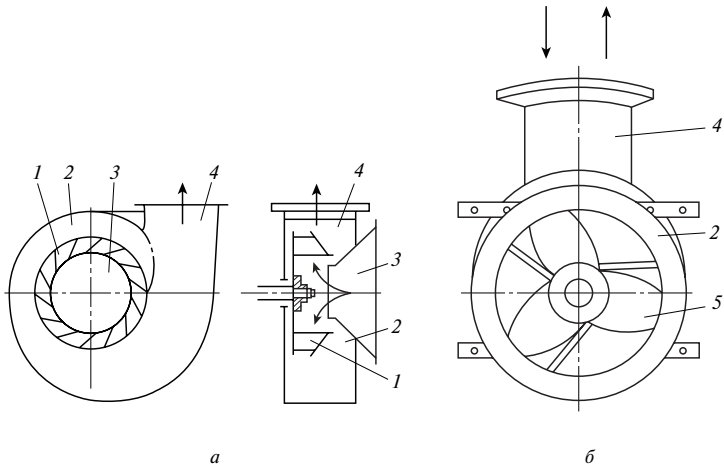


Рис. 4.14. Схемы радиального ( ) и осевого (*б*) вентиляторов:
1 — рабочее колесо; *2* — корпус; *3* — входное отверстие;
4 — нагнетательный патрубок; *5* –пропеллер

вентилятора резко уменьшается, но реверсирования не происходит.

Радиальные вентиляторы разделяются на вентиляторы низкого (до 100 мПа), среднего (до 3000 Па) и высокого (более 3000 Па) давления. Кроме давления, вентиляторы классифицируют по производительности и удельной быстроходности на оптимальном режиме работы. Установлена определенная маркировка. Тип вентилятора обозначается индексом, который для радиальных вентиляторов состоит из буквы Ц (для пылевых — ЦП) и округленного при оптимальном режиме числа, равного пятикратному значению коэффициента полного давления. После дефиса указаны удельная быстроходность и номер вентилятора (например, Ц4-70-4). К корпусу каждого вентилятора прикрепляют табличку, на которой указываются предприятие-изготовитель, типоразмер, частота вращения, год выпуска и заводской номер. Такие вентиляторы широко используют для транспортирования сыпучих грузов.

Устройства, приспособленные для перемещения дымовых газов, называются дымососами, а засоренного воздуха — пылевыми вентиляторами.

Осевой вентилятор (рис. 4.14, *б*) представляет собой расположенное в цилиндрическом корпусе лопастное рабочее колесо пропеллерного типа. При его вращении поступающий через входное отверстие воздух под действием лопастей перемещается, при этом давление увеличивается. Обычно такие вентиляторы используют при давлении 30...300 Па. Осевые колеса реверсивны. При изменении направления вращения изменяется и направление движения воздуха.

Осевые вентиляторы целесообразно использовать при проветривании помещений и т. п.

Контрольные вопросы и задания

1. Из открытого источника водоснабжения, имеющего отметку уровня воды $H = 10$ м, вода подается в открытый резервуар с отметкой уровня воды $H_р = 24$ м. Требуется подобрать центробежный насос типа К, обеспечивающий подачу $Q = 22$ л/с.

Всасывающий и напорный трубопроводы имеют размеры соответственно: $l_в = 16$ м, $l_н = 125$ м и $d_в = 170$ мм, $d_н = 135$ мм. Принять коэффициент гидравлического трения во всасывающем и напорном трубопроводах $\lambda_в = \lambda_н = 0{,}027$. Местные потери напора во всасывающем трубопроводе составляют 100% и в напорном — 10% потерь по длине.

2. Вода температурой $t = 10$ °С из артезианской скважины с отметкой динамического уровня воды $H = 35$ м подается насосом типа ЭЦВ в проходную башню с отметкой уровня $H_р = 18$ м по стальному трубопроводу диаметром $d = 64$ мм и длиной $l = 180$ м и после нескольких лет эксплуатации. Подобрать насос, обеспечивающий подачу $Q = 5$ л/с.

3. Рабочее колесо лопастного насоса типа Д диаметром $D_н = 320$ мм имеет частоту вращения $n = 1500$ мин$^{-1}$. Проекция абсолютной скорости C_2 на направление радиуса лопатки рабочего колеса $C_{2и} = 37$ м/с. Определить рабочий напор насоса.

4. Для полива растений в теплице используют резервуар, в который вода подается из водохранилища с помощью центробежного насоса типа К. Разность отметок уровней воды в источнике и в резервуаре равна $\Delta h = 15$ м. Для нормального полива насос должен обеспечивать подачу $Q_н = 2{,}5$ л/с. Подобрать насос, если на всасывающем трубопроводе длиной $l_{вс} = 15$ м и диаметром $d_{вс} = 52$ мм установлен клапан с сеткой и имеются два резких поворота под 90°. При расчетах принять коэффициент гидравлического трения $\lambda_н = \lambda_в = 0{,}030$. Местные потери напора в нагнетательном трубопроводе размерами $l_н = 180$ м и $d_н = 40$ мм принять равными 15% потерь по длине.

5. Рабочее колесо центробежного насоса, диаметр которого $D = 170$ мм, вращается с угловой скоростью $\omega = 300$ с$^{-1}$. Проекция абсолютной скорости на направление окружной скорости вращения рабочего колеса $C_{2и} = 18$ м/с. Определить рабочий напор насоса.

6. Рабочее колесо центробежного насоса, диаметр которого $D_к = 130$ мм, при ширине между дисками на выходе $b = 12$ мм, вращается с угловой скоростью $\omega = 300$ с$^{-1}$. Проекция абсолютной скорости на радиус рабочего колеса $C_2 = 1$ м/с. Определить рабочую подачу насоса.

5. Объемные гидромашины

Объемными гидромашинами называют насосы и гидромоторы, в которых периодически изменяются объем камеры, занимаемый жидкостью, и ее сообщение с впускным или выпускным трубопроводом.

Насосы направляют рабочую жидкость в систему с повышенной энергией, значение которой зависит от давления. Они должны обеспечить такие подачу и количество жидкости, чтобы преодолеть сопротивления, возникшие в системе.

Гидромоторы потребляют энергию рабочей жидкости и передают ее рабочему органу, а жидкость через выходной патрубок уходит в резервуар.

Принципиально насосы и гидромоторы — обратимые машины. Однако отдельные узлы, например системы распределения рабочей жидкости, уплотнения узлов, могут быть разными.

Объемные гидромашины подразделяют по следующим признакам (рис. 5.1):

– по принципу действия — с постоянным объемом и регулируемые, с постоянным и реверсивным потоком;

– по конструкции — одно-, двух- и многократного действия (зависит от числа циклов за один оборот вала), шестеренные, пластинчатые, поршневые (радиально-поршневые, аксиально-поршневые, рядные), планетарные.

Рабочий процесс в гидромашинах проходит в камерах. Рабочая камера — это пространство, ограниченное рабочими поверхностями элементов, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщающееся с местами входа и выхода рабочей жидкости.

Рабочий цикл включает в себя следующие процессы: в насосах — всасывание и нагнетание; в гидромоторах — нагнетание и вытеснение. Камеры высокого и низкого давления, нагнетания и всасывания (вытеснения) различают по распределению рабочей жидкости, которое может быть торцевым, цапфенным, клапанным и клапанно-щелевым. К основным параметрам объемных гидромашин относятся: рабочий объем q_0, давление p (номинальное $p_{ном}$, максимальное p_{max}), частота вра-

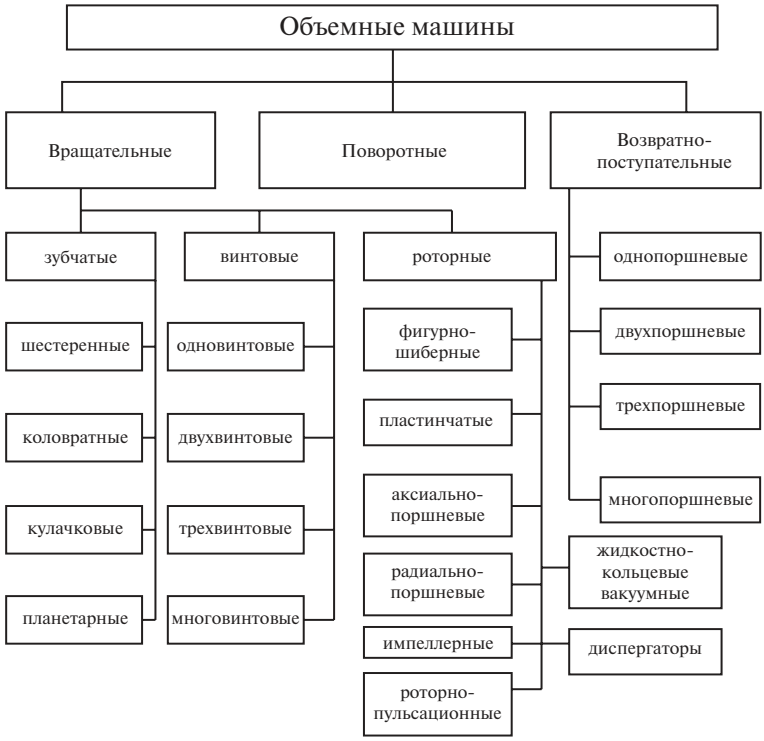


Рис. 5.1. Классификация объемных гидромашин

щения n (номинальная $n_{ном}$, минимальная n_{min} и максимальная n_{max}), крутящий момент $M_{кр}$ и КПД (объемный η_O, механический $\eta_м$, гидравлический $\eta_г$).

Рабочий объем q_0 — основная характеристика любой объемной гидромашины непрерывного действия — показывает, какой объем рабочей жидкости проходит через гидромашину за один оборот вала. Величина q_0 определяется отношением расхода рабочей жидкости Q к частоте вращения n выходного вала, т.е.

$$q_0 = Q/n.$$

Момент на валу гидромашины

$$M = 0{,}159 q_0 \Delta p \eta , \qquad (5.1)$$

где q_0 — рабочий объем, см^3/об.; $\Delta p = p_н - p_с$ (здесь $p_н$ и $p_с$ — давление нагнетания и слива, МПа); η — КПД гидромашины.

КПД гидромашины:

$$\eta = \eta_0 \eta_м \eta_г . \qquad (5.2)$$

Объемный КПД:

$$\eta = \frac{Q_н}{Q_т} , \qquad (5.3)$$

где $Q_н$ – действительный расход жидкости; $Q_т$ — теоретический расход (подача):

$$Q_н = Q_т - Q_{сум} ,$$

где $Q_{сум}$ — суммарные объемные потери в гидромашине.

Гидравлический КПД

$$\eta_г = p_н / p_т ,$$

где $p_н$ и $p_т$ — действительное и теоретическое давления.

Механический КПД

$$\eta_г = N_г / N_т ,$$

где $N_г$ — снимаемая (подводимая) мощность; $N_т$ — теоретическая мощность.

Мощность на валу гидромашины

$$N = \Delta p Q_т \eta . \qquad (5.4)$$

5.1. Поршневые и плунжерные насосы

Поршневой насос (плунжерный насос) — один из видов объемных гидромашин, в котором вытеснителями являются один или несколько поршней (плунжеров), совершающих возвратно-поступательное движение.

В отличие от многих других объемных насосов, поршневые насосы не являются обратимыми, то есть они не могут работать в

качестве гидродвигателей из-за наличия клапанной системы распределения.

Принцип работы поршневого насоса заключается в следующем (рис. 5.2). При движении поршня вправо в рабочей камере насоса создается разрежение, нижний клапан открыт, а верхний клапан закрыт, — происходит всасывание жидкости. При движении в обратном направлении в рабочей камере создается избыточное давление, и уже открыт верхний клапан, а нижний закрыт — происходит нагнетание жидкости.

Поршневые (плунжерные) насосы по принципу действия могут быть разделены на три вида (рис. 5.2): одинарного, двойного и тройного действия. У насоса одинарного действия за один оборот приводного вала совершается по одному такту всасывания и нагнетания.

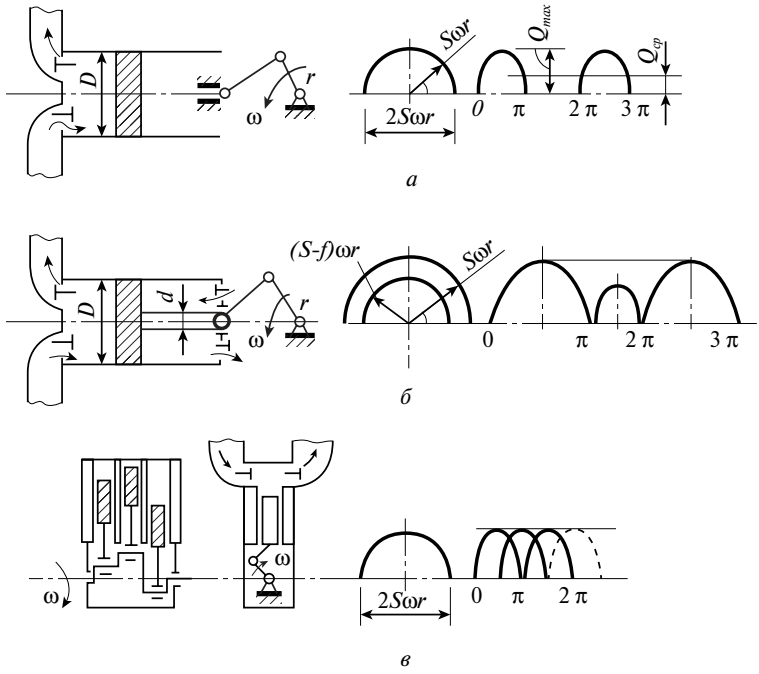


Рис. 5.2. Схемы поршневых гидромашин одинарного ( ), двойного (*б*) и тройного (*в*) действия

Рабочий объем поршневого насоса:

– одинарного действия

$$q_0 = \eta_0 Sh\,,$$

где S — площадь поршня; h — ход поршня; η_0 — объемный КПД;

– двойного действия

$$q_0 = \eta_0 (2S - f)h\,,$$

где f — площадь сечения штока;

– тройного действия

$$q_0 = 3\eta_0 Sh\,.$$

Другие параметры определяют по общим зависимостям.

К достоинствам поршневых насосов относятся высокий КПД, независимость напора от подачи и хорошая всасывающая способность.

Недостатки поршневых насосов — неравномерная работа и резкие колебания давления, тихоходность машин и высокая металлоемкость. Мгновенная теоретическая подача $Q_т$ (производительность) поршневого насоса в зависимости от угла поворота кривошипа α, угловой скорости ω и радиуса r определяется по формуле:

$$Q_т = S\omega r \sin\alpha\,. \qquad (5.5)$$

Степень неравномерности (отношение максимальной подачи к средней) уменьшается для насосов двойного и тройного действия. Для устранения этого явления применяют воздушные колпаки и другие демпфирующие устройства.

Пульсации можно уменьшить, расположив несколько поршней в ряд и соединив их с одним валом таким образом, чтобы циклы их работы были сдвинуты друг относительно друга по фазе на равные углы. Другим способом борьбы с пульсацией является использование дифференциальной схемы включения насоса, при которой нагнетание жидкости осуществляется не только во время прямого хода поршня, но и во время обратного хода.

Насос высокого давления трехплунжерный ГМ-03.00.000 — кривошипный горизонтальный предназначен для перекачивания жидкостей в пищевой промышленности с температурой до 90 °С и кинематической вязкостью до 100 м^2/с, не содержащих твердых частиц, химически нейтральных к материалам гидроблока.

5.2. Диафрагменные насосы

Мембранный насос, диафрагменный насос, диафрагмовый насос — объемный насос, рабочий орган которого — гибкая пластина (диафрагма, мембрана), закрепленная по краям; пластина изгибается под действием рычажного механизма (механический привод) или в результате изменения давления воздуха (пневматический привод) или жидкости (гидравлический привод), выполняя функцию, эквивалентную функции поршня в поршневом насосе. Насосы находят применение в:

– химической промышленности;

– нефтехимической промышленности (перекачивание кислот, щелочей, нефтепродуктов);

– лакокрасочной промышленности (краски, лаки, растворители и др.);

– пищевой промышленности.

Преимущества мембранных насосов: надежная простая конструкция, отсутствие двигателя и редуктора, нет вращающихся деталей. В качестве привода используется энергия сжатого воздуха, что исключает искрообразование и обеспечивает безопасность при работе с горючими жидкостями. Насос имеет компактные размеры и малый вес. Универсальность применения насосов: перекачка воды, вязких жидкостей, жидкостей с твердыми включениями до 12–15 мм в диаметре. В насосах нет уплотнений и подшипников, отсутствуют утечки и износ основных деталей, достигается простота регулирования производительности от нуля до максимума посредством изменения количества подаваемого воздуха, для работы насоса не требуется смазка механизмов.

Принцип работы: сжатый воздух, проникающий за одну из мембран, заставляет ее сжиматься и продвигать жидкость в от-

верстие выхода. В это время вторая мембрана, напротив, создает вакуум, всасывая жидкость. После прохождения импульса пневматический коаксиальный обменник меняет направление сжатого воздуха за вторую мембрану, и процесс повторяется с другой стороны.

5.3. Шестеренные гидромашины

Широкое применение получили роторные шестеренные насосы с внешним зацеплением в пищеперерабатывающей промышленности. Они просты по конструкции и имеют постоянный расход.

В корпусе *2* (рис. 5.3,) размещены ведомая *1* и ведущая *3* шестерни. Рабочая камера образуется ротором — ведущей шестерней *3* с валом *4,* ведомой шестерней *1* и статором — корпусом *2* с боковыми крышками.

Шестерни установлены в корпусе с высокой точностью. При вращении впадины за счет разрежения наполняются рабочей жидкостью, которая перемещается вместе с зубьями, а у выхода последние входят в зацепление и выталкивают жидкость в нагнетательную магистраль. Так как насос подает жидкость под высоким давлением (до 20...50 МПа), для исключения потерь расхода применяют специальные уплотнения — втулки, уста-

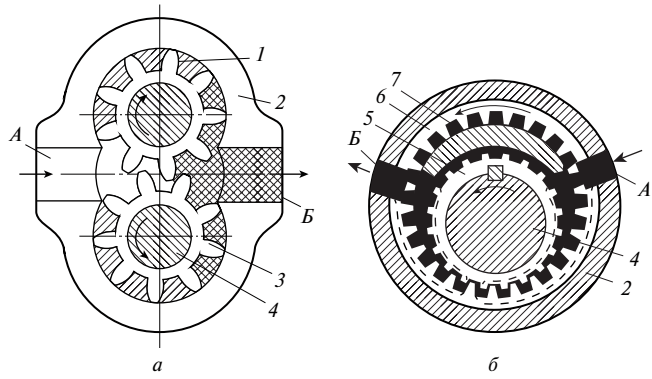


Рис. 5.3. Схема шестеренных гидромашин с зацеплением:
— наружным; *б* — внутренним; *1* и *3* — ведомая и ведущая шестерни; *2* — корпус; *4* — вал; *5* и *6* — внутренняя и подвижная шестерни; *7* — разделитель; *А* и *Б* — всасывающая и нагнетательная полости

новленные на оси шестерни. В зависимости от номинального рабочего давления и объема все шестеренные насосы разделены на четыре группы.

В шестеренных насосах с внутренним зацеплением (рис. 5.3, *б*) в корпусе *2* установлена подвижная шестерня *6* с внутренними зубьями, а на валу *4* закреплена шестерня *5* меньшего диаметра с наружными зубьями. Шестерня *5* смещена относительно оси симметрии и входит в зацепление с зубьями шестерни *6*. В пространстве между выступами зубьев наружной и внутренней шестерен находится разделитель *7*. Рабочая камера образуется пространством между зубьями наружной и внутренней шестерен, разделителем *7* и боковыми крышками.

В процессе работы обе шестерни вращаются в одном направлении. Жидкость, поступающая из полости всасывания, заполняет пространство между зубьями. Поток перекрывается корпусом и разделителем при дальнейшем вращении шестерен и транспортируется к полости нагнетания. В точке зацепления зубьев шестерен жидкость выдавливается и поступает под давлением к исполнительным рабочим элементам. При выходе шестерен из зацепления создается вакуум, и жидкость всасывается.

При подводе рабочей жидкости под высоким давлением эти гидромашины способны работать в режиме гидромотора.

Рабочий объем шестеренного насоса, см^3, зависит от геометрии зубчатого зацепления и может быть определен по формуле:

$$q_0 = 2\eta m^2 z b \eta_0, \qquad (5.6)$$

где m — модуль зацепления; z — число зубьев; b — ширина шестерни.

Мгновенная подача жидкости шестеренным насосом, см^3/с,

$$q_t = \frac{dq_н}{dt} = \eta_0 bnz\left(R^2 - r^2 - \chi^2\right)\cos\omega t, \qquad (5.7)$$

где η_0 – объемный КПД; n — частота вращения; R — радиус окружности головок; r — радиус начальной окружности; χ — расстояние от точки зацепления шестерни до полюса; ωt — угол поворота шестерни.

Среднее значение расхода жидкости, см^3/с,

$$Q = q_0 n .$$

Насос подает рабочую жидкость неравномерно: мгновенная подача насоса — периодическая функция угла поворота $\cos\omega t$ ведущей шестерни. Частота колебаний подачи пропорциональна частоте вращения и числу зубьев шестерни. Период колебания подачи определяется временем поворота шестерни на угол, соответствующий одному шагу: $T = 1/nz$. Как показали опыты, неравномерность подачи для насоса составляет 20...25% и отрицательно сказывается на работе как самого насоса, так и элементов гидропривода.

Коэффициент неравномерности подачи σ зависит от максимального Q_{max} и минимального Q_{min} значений расхода, т.е.

$$\sigma = \left(\frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{ср}} \right) 100\% . \qquad (5.8)$$

Снижение пульсаций расхода возможно с увеличением числа зубьев ($z = 6...14$), скорости и установки демпфирующих устройств.

Крутящий момент на валу насоса

$$M_н = m^2 z b \left(p_н - p_с \right) = \left(R - r \right)^2 z b \Delta p . \qquad (5.9)$$

Теоретический момент, развиваемый шестеренным гидромотором,

$$M_г^т = p_н b \left(R_i^2 - m^2 \cos\alpha \right), \qquad (5.10)$$

где R_i — радиус окружности впадин зубьев; α — угол зацепления зубьев.

Однако, несмотря на простоту конструкции, шестеренные гидромоторы не находят широкого применения, так как могут работать только при номинальной частоте вращения и имеют низкий КПД.

Выпускаемые промышленностью шестеренные гидромашины и насосы с рабочим объемом 6...250 см^3/об. рассчитаны на рабочее давление до 25 МПа.

Насос состоит из корпуса *1* (рис. 5.4), крышки *2,* ведущей *12* и ведомой *13* шестерен с опорными цапфами. Зона высокого

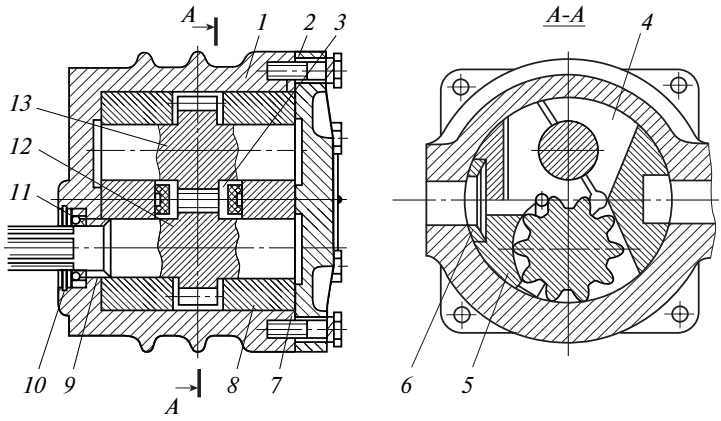


Рис. 5.4. Схема шестеренного насоса НШ-67: *1* — корпус; *2* — крышка; *3* — торцевой уплотнитель; *4* — подшипник; *5* — уплотнитель; *6* и *10* — манжеты; *7* — кольцо; *8* — подшипниковый блок; *9* и *11* — распорное и запорное кольца; *12* и *13* — ведущая и ведомая шестерни

давления уплотнена торцевыми уплотнителями *3,* а со стороны вершин зубьев — уплотнителем *5.* Подшипниковый блок *8,* состоящий из подшипников *4,* служит зоной замыкания высокого давления и торцевым уплотнителем.

Вокруг выходного отверстия насоса расположена компенсационная камера, уплотненная эластичной манжетой *6.* Между крышкой и корпусом находится уплотнительное кольцо. На ведущем валу насоса установлены распорное *9* и запорное *11* кольца, манжета *10.*

Жидкость из зоны высокого давления по сверлениям и проточкам поступает в зону низкого давления, омывает цапфы и, тем самым, охлаждает и смазывает их поверхности. Корпусные детали насосов изготавливают из алюминиевых сплавов. Шестерни выполняют из стали 20Х (18ХГТ, 12ХН3А и др.) с цементацией на глубину 0,5...0,9 мм и закалкой до твердости *HRC* 56...62. Для изменения скорости вращения можно изменять передаточное число редукторного привода или число оборотов двигателя или использовать какой-либо регулируемый привод или инвертор. Регулирование удельной подачи может

производиться только путем изменения диаметра или высоты шестерен, а это означает изменение модели насоса. Осевое положение ротора может регулироваться без разборки на всех насосах серии *V* (кроме *V*6, *V*12, *V*20, *V*25).

Насосы нового поколения серии *V* имеют модульную конструкцию; под этим имеется в виду то, что компоненты каждого насоса являются взаимозаменяемыми с другими компонентами, имеющими иные характеристики. В частности, корпуса, а также передние и задние крышки могут заменяться на компоненты, заключенные в кожухи, перепускной предохранительный клапан может устанавливаться и сниматься, а уплотнение вала может заменяться одним из широкого спектра сальников и механических уплотнений путем замены уплотнительного узла. Помимо замены некоторых компонентов на другие компоненты иного типа, для выбора доступен широкий спектр материалов для различных областей применения.

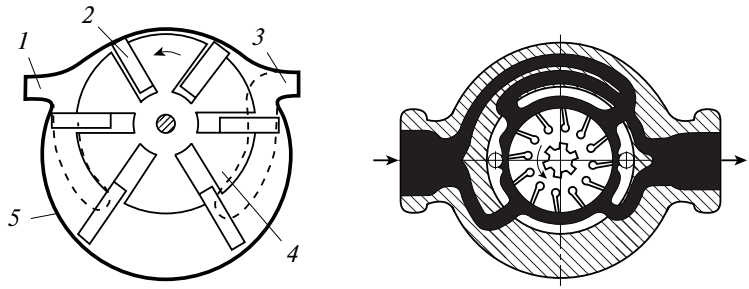
5.4. Роторно-пластинчатые насосы и моторы

В пластинчатых шиберных гидромашинах рабочие камеры образуются поверхностями ротора, статора, двух смежных пластин (шиберов) и боковых крышек. Пластинчатый насос (рис. 5.5,) состоит из вала, статора *5* и ротора *4,* в пазах которого расположены пластины *2.* Ротор размещен эксцентрично статору. На боковых крышках имеются всасывающее *1* и нагнетательное *3* окна. При вращении ротора от действия центробежной силы или пружины пластины прижимаются к стенке корпуса и совершают сложное движение, т.е. вращаются вместе с ротором и совершают возвратно-поступательное движение в пазах.

Правые рабочие камеры сообщены с нагнетательным окном, а левые — со всасывающим. Вследствие вращения за счет вакуума, создавшегося в левой камере, жидкость всасывается, перемещается в замкнутом объеме и под давлением нагнетается в правое окно.

У пластинчатого насоса двукратного действия (рис. 5.5, *б*) внутреннее пространство выполнено в виде эллипса и разделено на две всасывающие и две нагнетательные камеры.

Гидромашины могут быть одностороннего действия или реверсивными. Рабочая жидкость подводится в рабочие камеры



а *б*

Рис. 5.5. Пластинчатые насосы однократного ( )
и двукратного (*б*) действия: *1* — всасывающее окно; *2* — пластина;
3 — нагнетательное окно; *4* — ротор; *5* — статор

и отводится через распределительные окна, которые совпадают с переходными участками профиля статора. Зона нагнетания перекрывается от зоны всасывания (слива) самими лопатками. При номинальной работе гидромашины ее лопатки должны быть постоянно прижаты к профилю статора.

Пластинчатые насосы и гидромоторы могут обеспечить высокую мощность (до 85 кВт) и работать при давлении до 18 МПа с частотой вращения вала ротора до 30 $с^{-1}$.

Пластины могут быть расположены под углом 7...15° к радиусу. При этом исключается защемление пластин в пазах, снижается трение, но вращение допускается только в одну сторону. Равномерность подачи жидкости зависит от частоты вращения ротора и числа пластин. Одно из преимуществ таких машин — способность обеспечить большой расход при давлении до 20 МПа и высоком КПД.

Подача пластинчатого насоса зависит от перемещения лопаток в пазах, их толщины и числа, ширины ротора и частоты его вращения. Объем рабочей жидкости, $см^3$/об., подаваемой лопатками за один оборот ротора для насоса, составит

$$q_0 = \eta_0 b\left[\left(R^2 - r^2\right)\pi - zh\left(R - r\right)\right], \qquad (5.11)$$

где b — ширина ротора; R — внутренний радиус статора; r — радиус ротора; z — число лопаток; h –толщина пластины.

Роторно-пластинчатый гидромотор работает следующим образом. Рабочая жидкость под давлением действует на пластины. За счет эксцентриситета площадь пластин в камере разная, поэтому появляются разность сил, действующих на пластины, и момент $(M = \Sigma M_i)$, равный сумме составляющих моментов рабочих камер, соединенных с окном нагнетания.

Полный крутящий момент

$$M = \eta_{\text{м}} \frac{(p_{\text{н}} - p_{\text{сл}})q_0}{2\pi}. \qquad (5.12)$$

Пластина при вращении ротора нагружена силой, поджимающей ее к статору, т.е.

$$R_{\text{п}} = R + R_{j1} + R_{j2} + R_F,$$

где $R = pbS$ — сила давления жидкости, действующая на торец пластины шириной b и толщиной S; $R_{j1} = mp\omega^2$ — центробежная сила пластины массой m с центром масс на радиусе ρ; $R_{j2} = mp\omega^2$ — центробежная сила при движении по профилю; $R_F = f\left(R + R_{j1} + R_{j2}\right)$ — сила трения, зависящая от коэффициента трения f и силы нормального давления.

5.5. Кулачковые насосы

Кулачковые (роторные) насосы *Jec Pumps* серии *ZL* часто используются европейскими производителями для оснащения производственных линий для кондитерских, молочных, фруктоперерабатывающих и прочих производств. Насосы перекачивают сахарный сироп, карамельную массу, патоку, фруктовые концентраты и др.

Высокое качество насосов, универсальность конструкции, позволяющей использовать промывку торцевых уплотнений или обогрев перекачиваемой жидкости без замены корпуса, делают кулачковые насосы *ZL* востребованными при решении многих производственных задач.

Кулачковый (роторный) насос — один из самых сложных в изготовлении типов насосов, так как требует высокого каче-

ства материалов и комплектующих, обработки поверхности и профессиональной сборки. Сложность изготовления и высокая стоимость кулачковых насосов по сравнению с объемными насосами других типов оправдана низкой стоимостью эксплуатации.

В насосе практически отсутствуют изнашиваемые части, он рассчитан на постоянную работу, конструкция позволяет проводить обработку насоса острым паром, температурой до 120 °С, что важно в пищевой и фармацевтической промышленности.

5.6. Импеллерные насосы

Импеллерный насос — насос с гибкой крыльчаткой, предназначен для мягкого перекачивания разнообразных жидкостей вязкостью до 6000 *cPs*, содержащих разнообразные включения, твердые частицы, и температурой до 80 °С.

Эффект самовсасывания достигается благодаря конструкции импеллерного насоса, максимальная глубина самовсасывания — 5 м.

Конструкция насоса позволяет производить его обслуживание очень быстро, не снимая с трубопровода.

Насосы с гибким импеллером нашли широкое применение в молочной, хлебопекарной, пищевой промышленности, при перекачивании пищевых масел, вина, концентратов и напитков в целом. Они также используются для перекачки как вязких пищевых продуктов, например джема, кондитерского крема, так и косметических препаратов — мыла, геля, крема, зубной пасты. Спектр применения насосов с гибкой крыльчаткой также включает приложения лакокрасочной, текстильной и химической промышленности.

5.7. Роторно-поршневые гидромашины

Роторно-поршневые гидромашины могут быть низкомоментными высокооборотными, высокомоментными однократного действия и высокомоментными многократного действия.

Аксиально-поршневые (плунжерные) насосы

Такие устройства находят широкое применение в гидротрансмиссиях, они отличаются большим постоянством параметров и характеристик при длительной эксплуатации с переменными внешними условиями, высокими объемным и механическим КПД при давлении 15...25 МПа.

Рабочие камеры гидромашин образованы рабочими поверхностями цилиндров и поршней, а оси поршней параллельны оси блока цилиндров или составляют с ней углы не более 45°.

В зависимости от расположения вала ротора гидромашины могут быть с наклонными диском и блоком.

Гидромашина с наклонным диском состоит из корпуса, блока цилиндров *2* (рис. 5.6,), поршней *3,* шарнирно связанных с наклонным диском *4.* Блок цилиндров *2* с поршнями *3* приводится во вращение от вала *5.* Для подвода и отвода рабочей жидкости к рабочим камерам в торцевом распределительном диске выполнены два окна (нагнетания и всасывания).

Объем жидкости, заполняющей цилиндры, зависит от угла установки диска к оси вала. Если угол равен нулю, то расход жидкости отсутствует, т.е. в этом случае гидромашина выключена. В процессе работы (в режиме насоса) крутящий момент передается блоку цилиндров. Поршни *3* при наклонном положении диска *4* совершают сложное движение: вращаются вместе с блоком и перемещаются в возвратно-поступательном направлении. При перемещении поршня от распределительного диска жидкость всасывается и нагнетается при повороте вала и уменьшении объема камеры.

Аксиально-поршневые гидромашины могут быть с ручным изменением подачи, со следящим регулированием подачи, с электрогидравлическим управлением.

В корпусе установлен роликовый подшипник для опоры блока цилиндров и снятия радиальной нагрузки при контакте толкателя поршня с диском. Такой контакт между толкателем и упорным диском выполнен с помощью завальцованных бронзовых подпятников, которые разгружаются за счет подвода рабочей жидкости.

Приводной вал сопряжен с ротором посредством эвольвентного шлицевого соединения. Рабочая жидкость подводится и

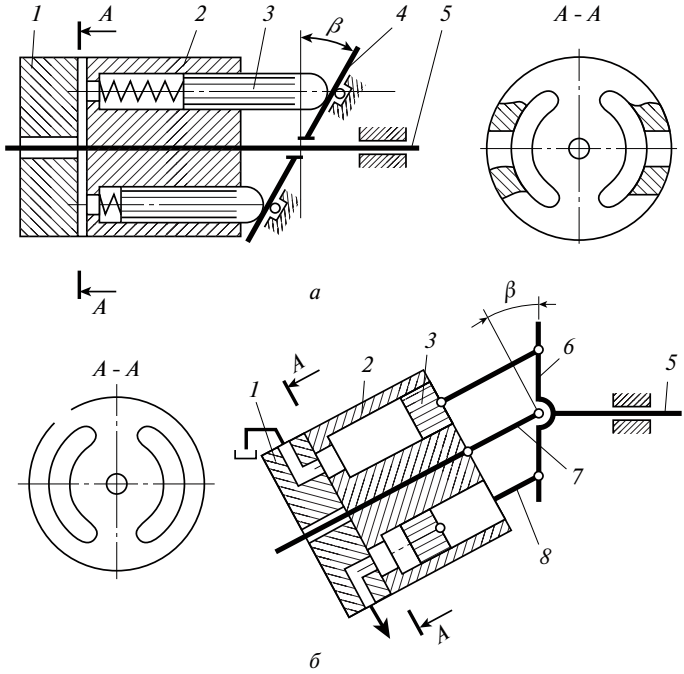


Рис. 5.6. Схемы аксиально-поршневых гидромашин с наклонными диском (*а*) и блоком *(б): 1* — распределительный диск; *2* — блок цилиндров; *3* — поршень; *4* — наклонный диск; *5* — вал; *6* — фланец; *7* — центрирующий валик; *8* — шатун

отводится через фланцы передней крышки и распределительный диск. Положение наклонной шайбы изменяется в цилиндрической направляющей с помощью механизма регулирования. В задней крышке насоса размещены два клапана для обеспечения всасывания и нагнетания.

Гидромашина с наклонным блоком показана на рисунке 5.6, *б*.

В корпусе на трех подшипниках установлен вал *5*, а в торцевой части вала расположен фланец с шарнирным креплением, где находятся центрирующий валик *7* и головки шатунов. Блок цилиндров *2* установлен под углом на подшипниках в корпусе и вращается вместе с валом.

Поршни *3* расположены в блоке цилиндров *2* и шарнирно соединены шатунами *8* с фланцем *6* вала *5*. Для подвода и отвода рабочей жидкости к рабочим камерам служит распределительный диск *1*.

Принцип работы гидромашины (в режиме насоса) заключается в следующем. При вращении вала насоса поршни *3* совершают сложное движение: вращаются вместе с блоком цилиндров и движутся возвратно-поступательно в цилиндрах. При этом происходят циклы всасывания и нагнетания. Возникает осевое усилие давления жидкости на поршни. Скорость движения поршня складывается из скорости вращательного движения вокруг оси вместе с блоком цилиндров и поступательного движения в цилиндре.

При проверочных расчетах можно допустить, что шатуны поршней перемещаются параллельно, их оси совпадают с осями цилиндров и угловая скорость постоянна. Тогда $\bar{\upsilon}_{\text{п}} = \bar{\upsilon}_{\text{отн}} + \bar{\upsilon}_{\text{окр}}$.

Относительная скорость поршня

$$\upsilon_{\text{отн}} = \frac{dx}{dt} = R\omega\cos\beta\sin\omega t,$$

где R — радиус окружности блока, на котором расположены оси цилиндров; $\upsilon_{\text{окр}} = \omega R$ — угловая скорость; β — угол наклона блока.

Скорость вращательного движения поршня $\upsilon_{\text{окр}} = \omega R$. Рабочий объем аксиально-поршневой гидромашины:

$$q_0 = \frac{\pi d_{\text{п}} n^2}{2} zRtg\beta, \qquad (5.13)$$

где $d_{\text{п}}$ — диаметр поршня; z — число поршней.

Расход жидкости зависит от угла наклона диска (блока). Предельно допустимый угол наклона из расчета работы поршней под влиянием боковых сил не превышает 20...30°.

Для обеспечения работы аксиально-поршневых гидромашин между блоком и передней крышкой установлен плоский распределитель. В нем выполнены два дугообразных канала, которые сообщаются с отверстиями подвода жид-

кости. Зазор между блоком и распределителем должен быть минимальным для исключения утечек. В распределительном диске поверхность во избежание чрезмерного износа смазывается принудительно. Для этих целей на поверхности выполнены проточки, периодически соединяющиеся с магистралями всасывания и нагнетания. Давление жидкости в зазоре по уплотнительным пояскам меняется от p_0 до $p_н$. Ширина уплотнительного пояска должна быть больше 0,15 см, а радиус окна в распределительном диске и торце блоков цилиндров $\rho_0 = (0{,}2...0{,}25)d_п$. Для обеспечения герметичности необходимо, чтобы усилие прижима распределительного диска $F_{пр}$ было не менее чем на 3% выше отжимающего усилия $F_{от}$, действующего на торец блока цилиндров, т.е.

$$F_{пр} / F_{от} \geq 1{,}03 ,$$

где $F_{пр} = p_н \dfrac{d_п^2 \pi}{4}$; $F_{от} = \dfrac{2\pi R}{z}\left(d_п + 2\right) p_н$.

При работе поршневых гидронасосов в системе с замкнутой циркуляцией рабочая жидкость из сливной магистрали гидродвигателя направляется во всасывающую магистраль насоса. Вследствие упругих деформаций рукавов высокого давления и утечки поступающее к насосу количество жидкости меньше, чем необходимо для бескавитационной работы. Поэтому устанавливают дополнительный насос подпитки, который под некоторым давлением подает жидкость во всасывающую магистраль. В случае работы поршневого насоса без подпитки кавитация будет зависеть от скорости движения жидкости в узких каналах, давления и коэффициента расхода.

Скорость протекания жидкости υ_1 через отверстие в блоке можно определить из уравнения:

$$\upsilon_1 = f \upsilon_{отн} / S,$$

где $\upsilon_{отн}$ — максимальная скорость поршня; f — площадь сечения цилиндра; S — площадь сечения отверстия в донышке цилиндра.

Скорость жидкости $\upsilon_1 = \mu \sqrt{\dfrac{2p}{\rho}}$ при давлении $p_в$ во всасывающей магистрали, где μ = 0,58...0,6 — коэффициент расхода.

Тогда для бескавитационного режима работы при всасывании необходимо, чтобы $\upsilon_2 \geq \upsilon_1$ или

$$\mu\sqrt{\frac{2''p}{\rho}} \geq \frac{\upsilon_{\text{отн}} f}{S}. \qquad (5.14)$$

Мгновенная подача жидкости одним цилиндром

$$q = \upsilon_{\text{отн}} f = R_{\text{п}} \cos\beta \sin\omega t f,$$

где $R_{\text{п}}$ — радиус окружности, на которой расположены оси цилиндров (радиус кривошипа).

Суммарная мгновенная подача

$$Q_{\text{м}} = q_1 + q_2 + \ldots + q_n = fR_{\text{п}} \cos\beta \sum_{i=1}^{n} \sin\omega t. \qquad (5.15)$$

Средняя подача насоса:

$$Q = 7{,}5\,\eta_0 d^2 hzn, \qquad (5.16)$$

где η_0 — объемный КПД; $h = 2R\cos\beta$ — ход поршня; z — число поршней; n — частота вращения кривошипа.

Усилие давления жидкости p на поршень можно разложить на тангенциальное T и радиальное N. Тангенциальное усилие $T = p\sin\alpha$, где α — угол поворота кривошипа ($\alpha = \omega t$).

Момент на валу от одного поршня:

$$M_1 = PR_{\text{п}} \sin\omega t = \Delta pfR_{\text{п}} \sin\omega t.$$

Для пространственного расположения кривошипа суммарный момент на валу насоса:

$$M = \Delta pfR_{\text{п}} \cos\beta \sin\omega t. \qquad (5.17)$$

На рисунке 5.7 показан аксиально-поршневой насос с наклонным диском. Блок цилиндров *3* установлен на валу *4* и поджат пружиной *2* к распределительному диску *1.* В цилиндрах блока размещены поршни *5*, которые башмаками *7* опираются на опорное кольцо *9* наклонного диска *10.* Башмаки прижаты к опорному кольцу пружинами *11* через втулку *6* и сепаратор *8.* Наклонный диск поворачивается на угол β через тягу *12* перемещением поршня *13* механизма управления.

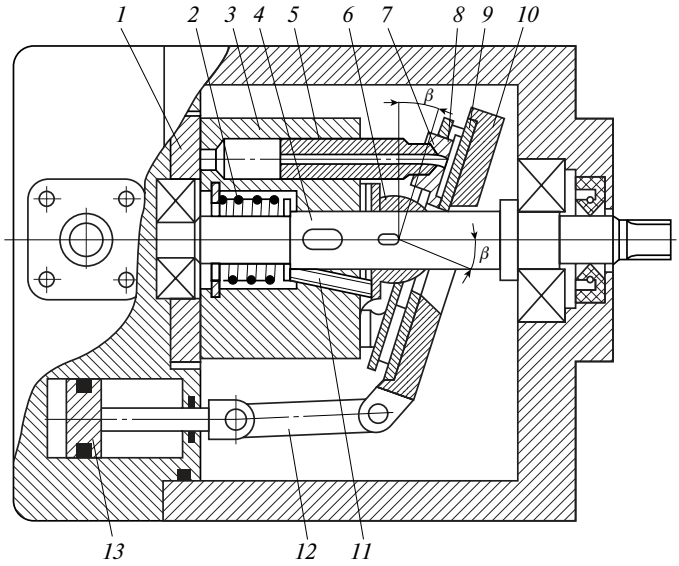


Рис. 5.7. Схема аксиально-поршневого насоса с наклонным диском: *1* — распределительный диск; *2* и *11* — пружины; *3* — блок цилиндров; *4* — вал; *5* и *13* — поршни; *6* — втулка; *7* — башмак; *8* — сепаратор; *9* — опорное кольцо; *10* — наклонный диск; *12* — тяга

При работе вращаются вал *4,* блок цилиндров *3* с поршнями *5* и втулка *6.* Поршни совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах и одновременно вращаются с блоком. Рабочая камера поршня, движущегося от распределительного диска, заполняется жидкостью, происходит процесс всасывания. В момент соединения рабочих камер с полостью нагнетания поршни движутся к распределительному диску — происходит процесс нагнетания.

Аксиально-поршневой гидродвигатель с наклонным блоком цилиндров состоит из корпуса *7* (рис. 5.8), в расточках которого на подшипниках *8* и *9* установлен вал *13.* Последний соединен через центральный шип *15* с блоком цилиндров *4.* В блоке размешены поршни *5.* Они навальцованы на сферические головки шатунов. Большие сферические голов-

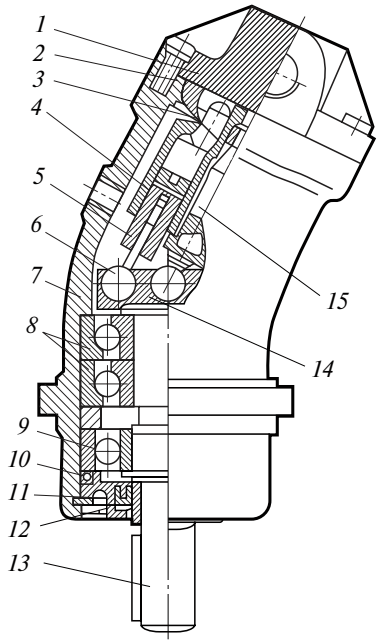


Рис. 5.8. Схема аксиально-поршневой гидромашины с наклонным блоком: *1* и *11* – крышки; *2* и *10* — уплотнительные кольца; *3* — распределительный диск; *4* — блок цилиндров; *5* — поршень; *6* — головка шатуна; *7* — корпус; *8* и *9* — подшипники; *12* — манжета; *13* — вал; *14* — приводная шайба; *15* — центральный шип

ки *6* шатунов завальцованы во фланце приводной шайбой *14*. Распределительный диск *3* имеет два дугообразных канала, которые соединены с отверстиями нагнетания и слива крышки *1*. Гидродвигатель герметизирован с помощью уплотнительных колец *2* и *10* и манжеты *12,* установленной в крышке *11*.

В процессе работы жидкость под давлением поступает в рабочую камеру нагнетания и перемещает поршень. Сила давления, действующая на поршни по оси, через шатуны передается на фланец вала под углом. Ее можно разложить на осевую и вертикальную (радиальную и тангенциальную) силы. Радиальная сила воспринимается подшипниками вала, а тангенциальная создает момент относительно оси вала. Этот мо-

мент нагрузки и трения и сообщает валу вращение, которое связано с вращением блока цилиндров, что приводит к соединению следующих рабочих камер с полостью нагнетания и слива. Следует отметить, что КПД аксиально-поршневых гидромашин составляет $\eta = 0{,}85...0{,}95$, их выпускают с рабочими объемами 32...250 см^3/об. Металлоемкость m/V_0 гидромашин постоянной производительности колеблется от 0,5 до 0,625 кг · об/см^3, а регулируемых — от 0,8 до 0,97 кг · об/см^3.

Радиально-поршневые гидромашины

Такие устройства различают по числу рабочих ходов за один оборот выходного вала (многоходовые и одноходовые) и по относительному расположению профилированной направляющей.

В гидромашинах рабочие камеры выполнены в блоках цилиндров *1* (рис. 5.9) и замыкаются поршнями *2,* взаимодействующими с направляющей *3.* Рабочие поверхности направляющих в гидромашинах многократного действия (см. рис. 5.9, *б*) представляют собой определенным образом спрофилированные участки. Направляющие гидромашин однократного действия (см. рис. 5.9, *в* и *г*), как правило, выполняют в виде цилиндров, расположенных эксцентрично относительно оси блока цилиндров. При внешнем расположении такая направляющая имеет форму кольца, а при внутреннем — эксцентрика, связанных с валом гидромотора.

В гидромашинах многократного действия усилие от поршней на направляющую передается с помощью катков *4,* а в гидромашинах однократного действия для этого используют скользящие опорные башмаки, связанные с поршнем посредством шатунов (см. рис. 5.9, *г*), или кривошипно-кулисные механизмы. Рабочая жидкость распределяется цапферными распределителями *5* через систему осевых и радиальных каналов, через всасывающую и нагнетательные полости. Характер движения поршней определяется профилем направляющей.

Сила нормального давления к профилю направляющей в любой точке, кроме «мертвых точек», составляет с осью порш-

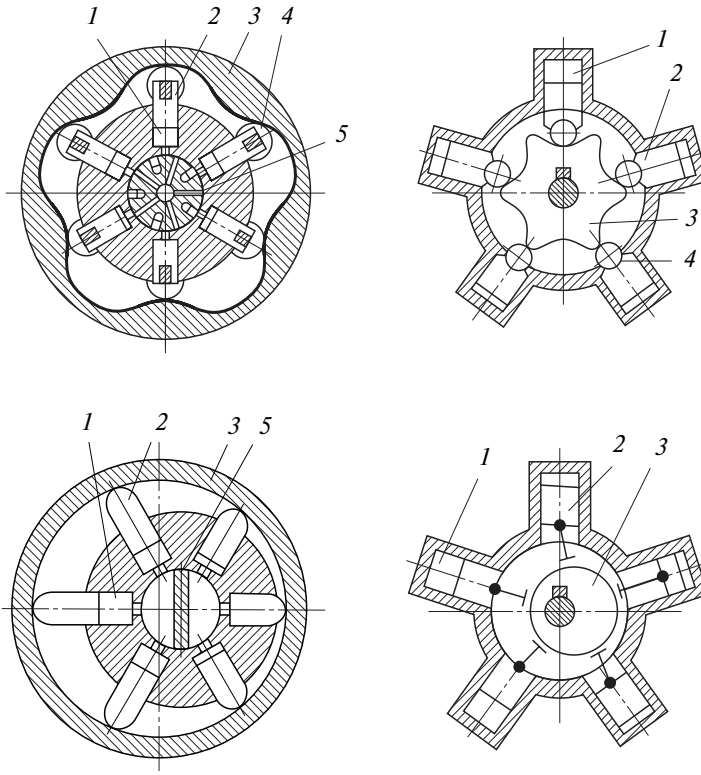


Рис. 5.9. Схемы радиально-поршневых гидромашин с внешним (и *в*) и внутренним (*б* и *г*) расположением направляющей: *1* — блок цилиндров; *2* — поршень; *3* — направляющая; *4* — каток; *5* — распределитель

ня отличный от нуля угол. Вследствие этого при взаимодействии поршня с направляющей возникает тангенциальная составляющая силы, которая и определяет вращающий момент, формирующийся на каждом из поршней.

У радиально-поршневых гидромашин многократного действия рабочий объем — до $65 \cdot 10^3$ см^3/об. и развиваемый момент — $30 \cdot 10^3$ Н · м.

Рабочий объем радиально-поршневой гидромашины однократного действия:

$$q_0 = \eta_0 \frac{\pi d^2}{4} 2ezk \,, \qquad (5.18)$$

где η_0 — объемный КПД; d — диаметр поршня; e — эксцентриситет; z — число поршней; k — число рядов поршней.

Рабочий объем гидромашины многократного действия:

$$q_0 = \eta_0 \frac{\pi d^2}{4} xzb \,, \qquad (5.19)$$

где x — перемещение поршня кулачком; b — число кулачков профиля направляющей.

Мгновенное значение частоты вращения $n = Q/q_0$, где Q — подведенный расход рабочей жидкости. Скорость регулируют изменением эксцентриситета e, диаметра поршня, числа поршней в ряду и числа рядов поршней.

В основу кинематического расчета радиально-поршневого насоса или гидромотора положена схема вращающейся кулисы, которая включает в себя неподвижный кривошип O_1O_2 (рис. 5.10), шатун O_2A и направляющий цилиндр O_1A. Точка O_1 соответствует оси вала, точка O_2 — оси опорной поверхности гидромашины ($O_1O_2 = e$). При вращении направляющей вокруг точки O_1 ползун совершает вращательное движение вокруг точки O_1 и возвратно-поступательное — по направляющей. Положение поршня определяется углом φ и переменным радиусом $\rho = R\cos\beta + e\cos(180° - \varphi)$ или, при значении $\cos\beta = 1$, $\rho = R - e\cos\varphi$.

Перемещение поршня $x = e = 1 - \cos\varphi$, а полный ход — $x = 2e$.

Относительная скорость поршня

$$\upsilon_{\text{п}} = \frac{dx}{dt} = 5\sin\varphi \frac{d\varphi}{dt} = en\sin\varphi \,,$$

где n — частота вращения направляющей.

Мгновенный расход (подача) жидкости определяется произведением площади поршня $\pi d^2/4$ на относительную скорость перемещения:

$$q_{\text{м}} = \frac{\pi d^2}{4} en\sin\varphi \,.$$

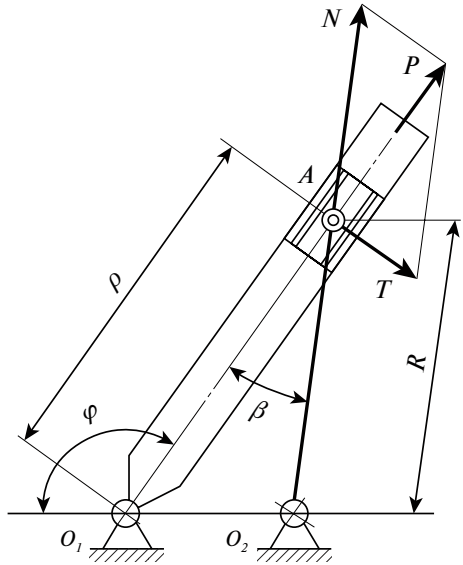


Рис. 5.10. Схема вращения вала гидромашины

Радиально-поршневой насос обеспечивает неравномерную подачу рабочей жидкости. Амплитуда колебаний подачи уменьшается с увеличением числа поршней.

В процессе работы радиально-поршневой гидромашины на каждый поршень действуют сила давления рабочей жидкости $P = p_{\text{н}} \dfrac{\pi d^2}{4}$ и сила инерции $P_{\text{ин}} = m\omega^2\rho$. Силу P можно разложить на составляющие: радиальную $N = P/\cos\beta$ и тангенциальную $T = P\operatorname{tg}\beta$.

Тангенциальная составляющая создает момент на валу:

$$M_i = T_i\rho_i = P\operatorname{tg}\beta\left(R - e\cos\varphi_i\right). \qquad (5.20)$$

Полный крутящий момент для гидромотора равен сумме моментов ΣM_i от поршней, на которые действует давление нагнетания.

В конструкциях радиально-роторных гидромашин к основным параметрам относятся следующие: внутренний диаметр

опорной поверхности статора $D_0 = D_р + 2l$; диаметр цапферного распределителя $D = (4{,}5...5)d_п$; длина поршня $l = 2(e + d_п)$; диаметр ротора $D_р = 12{,}5\ d_п$, где $d_п$ — диаметр поршня.

Рабочая жидкость гидромашин распределяется индивидуальным или групповыми распределителями. Все распределители делятся по форме поверхности на плоские, цилиндрические и сферические, а по способу относительного перемещения — с вращательным, колебательным, возвратно-поступательным и сканирующим (планетарным) движением.

Данный тип гидромашин чаще используют в режиме работы гидродвигателя, чем насоса.

5.8. Жидкостно-кольцевые вакуумные насосы

Жидкостно-кольцевой насос — разновидность пластинчатых газовых насосов, в котором рабочий объем изменяется за счет погружения пластин ротора в жидкость. Жидкость прижимается к стенкам рабочего цилиндра за счет центробежных сил, получая импульс вращения от ротора.

Как правило, насосы используются в качестве вакуумного насоса низкого вакуума 90–95% (80–40 мм рт.ст.), при двух ступенчатых моделях возможно довести давление до 10 мм рт.ст. При замене жидкости (с более высокой точкой кипения) и охлаждении откачиваемого воздуха возможно довести давление до еще более высокого вакуума. Рабочей жидкостью чаще всего выступает вода, иногда другие жидкости. Критерий выбора жидкости — давление паров. Вода хорошо испаряется, мешая достижению высокого вакуума, поэтому иногда используют машинное масло или другие жидкости.

Лопастное колесо расположено эксцентрично относительно оси корпуса насоса (рис. 5.11). Жидкостное кольцо концентрически вращается относительно оси корпуса. Перерабатываемые газы всасываются через впускной патрубок в ячейки лопастного колеса, где газ сжимается и выбрасывается через выхлопное отверстие. Рабочая жидкость, формирующая жидкостное кольцо, подается под давлением, равным выпускному давлению насоса, что позволяет насосу автоматически воспол-

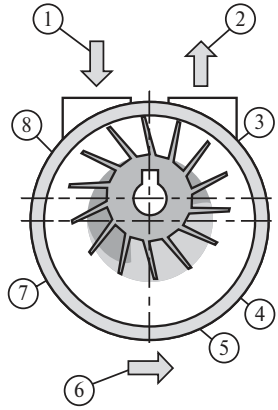


Рис. 5.11. Жидкостно-кольцевые вакуумные насосы: *1* — впуск; *2* — выхлоп; *3* — выхлопное отверстие; *4* — литой корпус; *5* — жидкостное кольцо; *6* — направление вращения; *7* — всасывающее отверстие; *8* — лопастное колесо

нять количество жидкости, выбрасываемой через выхлопное отверстие, и отводить тепло, выделяющееся при сжатии.

Вакуумная водокольцевая установка УВВ-1,5 предназначена для откачки воздуха, инертных газов или паров неагрессивных жидкостей и применения в пищевой промышленности для вакуумной сушки и выпаривания.

Вакуумный водокольцевой насос ВВН с сальниковым уплотнением вала состоит из крышки, корпуса, диска, кронштейна, вала. При вращении диска вода под действием центробежных сил отбрасывается к периферии крышки, образуя водяное кольцо. Между ступицей рабочего диска и внутренней поверхностью водяного кольца создается разреженная среда, которая обеспечивает всасывание газа через серповидный вырез в корпусе насоса. Дальнейшее вращение диска приводит к сжатию перекачиваемого газа. Через малый серповидный вырез в корпусе газ и излишняя вода выбрасывается в нагнетательный патрубок насоса. Насосы 2ВВН1-0,8 могут быть использованы для создания предварительного разрежения для высоковакуумных установок. Вакуумные насосы ВВН используются в химической и нефтяной промышленности, сельском хозяйстве на доильных установках, для сушки в производстве бумаги и обработки кож,

для транспортировки сыпучих и жидких продуктов, для сушки и стерилизации в медицине, в установках удаления пыли, на очистных сооружениях.

Насос вакуумный типа ВВН и агрегат электронасосный на его основе, предназначенный для создания вакуума при работе на воздухе или на инертных газах, нерастворимых в воде. Вакуумные насосы с масляным уплотнением предназначены для откачки воздуха, неагрессивных газов, паров и парогазовых смесей, предварительно очищенных от капельной влаги и механических загрязнений, из замкнутых герметичных объемов в стационарных установках, размещаемых в помещениях, а также для создания предварительного разрежения в высоковакуумных установках.

Маркировка: **н сос ВВН1-0,75 У4.2**, где ВВН1 — вакуумный водокольцевой насос с номинальным давлением всасывания 0,04МПа; 0,75 — производительность, м^3/мин; У4.2 — климатическое исполнение и категория размещения. **Н сос 2ВВН1–0,8 У4.2**, где 2 — порядковый номер модернизации; ВВН1 — вакуумный водокольцевой насос с номинальным давлением всасывания 0,04 МПа; 0,8 – производительность, м^3/мин; У4.2 — климатическое исполнение и категория размещения.

5.9. Планетарные (героторные) гидромашины

Для перекачивания жидкостей небольших объемов используют гидромашины героторного типа. Качающий узел этих гидромашин представляет собой шестеренную пару внутреннего зацепления с эпитрохоидным профилем зубьев внутренней шестерни — ротора *1* (рис. 5.12,) и круговыми зубьями охватывающей кольцевой шестерни статора *2*. Число зубьев статора на единицу превышает число зубьев ротора. Зубья шестерен находятся в непрерывном взаимном контакте и образуют ряд замкнутых рабочих камер без каких-либо дополнительных разделительных элементов, что позволяет осуществить планетарное движение одной из шестерен с передачей относительной (замедленной) составляющей этого движения на выходной вал.

Для исключения скольжения зубьев ротора по поверхности статора и улучшения технологии изготовления гидромашин

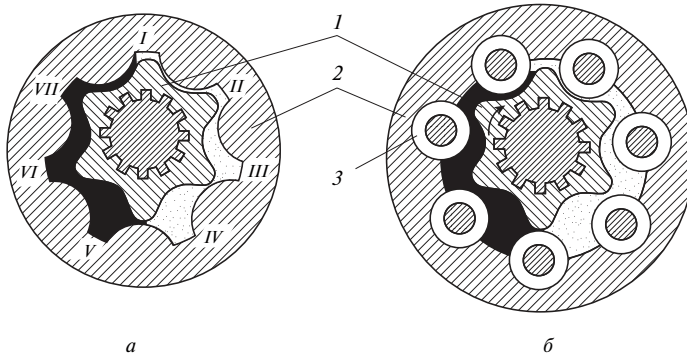


Рис. 5.12. Схема планетарных (героторных) гидромашин: — с кольцевой шестерней; *б* — с роликами; *1* — ротор; *2* — статор; *3* — ролик; *I...VII* — камеры

вместо зубьев статора используют ролики (рис. 5.12, *б*). При вращении ротора объем рабочих камер левой и правой сторон гидромашины постепенно меняется. После поворота ротора на угол, равный $\left(25\frac{5}{7}\right)^{\circ}$, распределитель переключает камеры нагнетания *II, III, IV* (см. рис. 5.12,) и всасывания (слива) *V, VI, VII*. Распределитель расположен на валу статора и имеет по шесть сливных (всасывающих) и нагнетательных каналов. Таким образом, одна впадина статора в процессе работы разобщена с линиями нагнетания и слива, она находится при положении зуба внутри шестерни. При повороте вала на один оборот происходит переключение каналов по следующему циклу: *I—IV—VII—VI—II—V—I*. Следовательно, за один оборот ротора у гидромашин происходит шесть рабочих циклов при семи циклах распределителя.

Конструкции таких гидромашин отечественного и зарубежного производства имеют общую схему: неподвижную кольцевую шестерню (статор) и ротор, совершающий сложное планетарное движение. У гидромашин с цапфенным распределителем имеется карданный вал, который передает относительное вращение ротора на выходной вал и служит для синхронного по скорости и фазе привода распределителя.

В гидромашинах с торцевым распределителем движение передается на подвижный диск распределителя дополнительным карданным валом или от основного вала при планетарном движении статора.

Рабочий объем можно определить из выражения:

$$q_0 = 2e\pi D_e \left(\frac{z_2}{z_1} \right) b\eta_0 , \qquad (5.21)$$

где $2e$ — высота зуба; D — диаметр делительной окружности зацепления; z_1 и z_2 — число зубьев ротора и статора; b — ширина ротора.

Насос-дозатор обеспечивает подачу рабочей жидкости пропорционально повороту вала. В корпусе *11* (рис. 5.13) установлен вал *13,* хвостовик которого соединен через карданную передачу с механизмом поворота. Вал, вращающийся на игольчатом *12* и упорном *14* подшипниках, связан с помощью штифтов с вращающимся распределителем *3.* К основным рабочим элементам насоса относятся обойма (статор) *6* с роликами *9* и сателлит (ротор) *8.* Обойма, ролики и сателлит установлены между пластиной *10* и крышкой *4* и закреплены болтами 5. Так как толщина обоймы больше толщины роликов и сател-

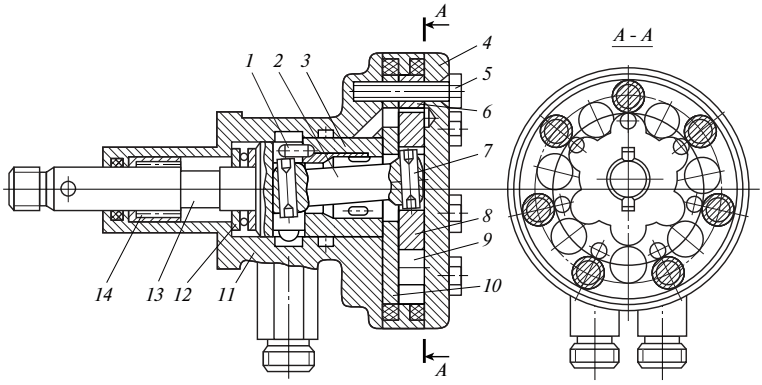


Рис. 5.13. Схема насоса-дозатора: *1* и *7* — штифты; *2* — карданный вал; *3* — распределитель; *4* — крышка; *5* — болт; *6* — статор; *8* — ротор; *9* — ролик; *10* — пластина; *11* — корпус; *12* и *14* — игольчатый и упорный подшипники; *13* — вал

литов, то в процессе работы ролики и сателлит вращаются без заедания. Приводной вал связан с сателлитом с помощью карданного вала *2* и штифтов *7*. Распределитель *3* имеет овальные отверстия, которые соединяются с центральным каналом, и пазы, сообщающиеся с расточкой в корпусе посредством промежуточного.

Обойма, сателлит и ролики образуют семь рабочих камер. При вращении рулевого колеса, например против хода часовой стрелки, движение через валы передается сателлиту, у которого зубья, скользя по роликам, уменьшают или увеличивают рабочий объем камер.

Если при вращении сателлита рабочий объем камеры уменьшился, то жидкость вытесняется из камеры и по осевому каналу вращающегося золотника распределителя поступает в одну из полостей гидроцилиндра.

5.10. Винтовые гидромашины

Особенностью конструкции винтовых насосов объемного действия является то, что в одном корпусе *1* (рис. 5.14) размещено несколько ходовых винтов *4* и *5*. Средний винт *5* с

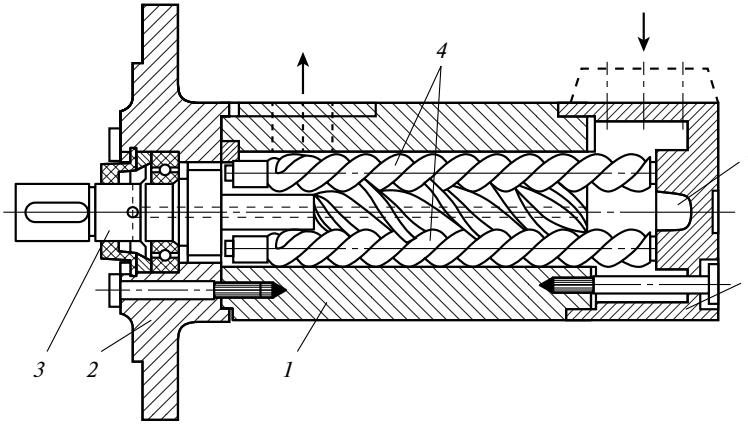


Рис. 5.14. Схема винтового насоса объемного действия: *1* — корпус; *2* и *6* — крышки; *3* — вал; *4* и *5* — винты

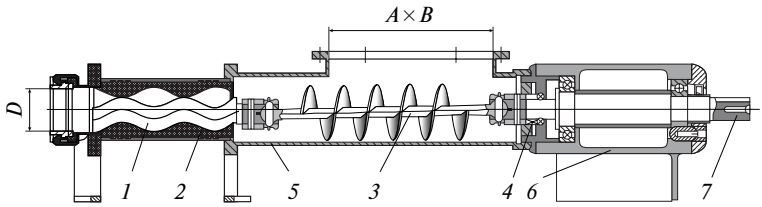


Рис. 5.15. Схема одновинтового насоса серии ОНВ: *1* – винт; *2* — обойма; *3* — торсион-питатель; *4* — торцевое уплотнение; *5* — корпус насоса; *6* — подшипниковый корпус; *7* — приводной вал

правосторонней нарезкой приводится в движение с помощью вала *3* и передает вращающее движение на внешние винты *4* с левой нарезкой. Корпус *1,* два шага внешних винтов и один шаг ведущего винта образуют замкнутую камеру. Всасывающая и нагнетательная камеры ограничены крышками *2* и *6.* При вращении винтов замкнутая камера постоянно движется из стороны всасывания в сторону нагнетания, не меняя своего объема.

Винтовые насосы обеспечивают равномерную подачу жидкости при невысоких рабочих давлениях.

Одновинтовые насосы серии ОНВ (рис. 5.15) для пищевой промышленности служат для перекачивания молока, сливок, сгущенного молока, йогурта, сливочного сыра, сливочных десертов, сырного зерна, плавленого сыра, мороженого, майонеза, томатной пасты, кетчупа, горчицы, соуса, масла, жира, маргарина, жидкого сахара, фруктового сока, ароматизаторов, вина, виноградного и пивного сусла, пива, фруктовых пюре, варенья, джемов, барды, патоки, заквасок и дрожжей, теста, начинок, фарша, паштета, мясной эмульсии.

5.11. Перистальтические насосы

Перистальтический насос — насос для перекачки жидкостей, текущих по гибким трубкам. Принцип действия основан на том, что ролики передавливают трубку с жидкостью и, дви-

гаясь вдоль трубки, проталкивают жидкость вперед. Обычно насос состоит из гибкой трубки, нескольких роликов и поверхности (трека), к которой ролики прижимают трубку. Встречаются конструкции и без опорной поверхности, в них трубка пережимается на роликах благодаря ее натяжению.

Благодаря своим преимуществам перистальтические насосы нашли свое применение в самых различных сферах: медицина, фармацевтика, биотехнологии, дозирование и транспортировка химикатов, водоподготовка и водоочистка, окраска и пигментирование, целлюлозно-бумажное производство, горное дело и обогатительные фабрики, строительство, пивоварение, печатное дело и упаковка, изготовление пищевых продуктов и напитков, молочные заводы, хлебопекарни, работа с приправами и добавками (работа с системами *CIP* — чистка на месте), текстильная промышленность, производство чистых химикатов, *OEM*-системы (использование индивидуальных решений для установки в существующие системы заказчика). Перистальтические насосы успешно используются при работе с «суровыми» средами, демонстрируя неприхотливость в промышленных условиях. Еще один пример применения перистальтических насосов — в медицине, где они используются для перекачки крови, поскольку позволяет равномерно прокачивать кровь с малой скоростью, не разрушает клеток крови, позволяет легко обеспечить стерильность.

По конструктивному исполнению корпуса перистальтические насосы могут быть моноблочными (*Cased pump*) и модульными (*Close-coupled pump*). В моноблочном насосе привод, редуктор и элементы управления находятся внутри одного монолитного корпуса-кожуха, в то время как у модульного насоса модули также соединены между собой, но кожух отсутствует. Производительность насоса зависит от скорости вращения вала и количества роликов. Количество роликов определяет также равномерность потока жидкости. Их количество варьируется от 2 до 8 и выше. Головки перистальтических насосов различают прямого и поворотного типа. В головках прямого типа трубка огибает ротор сверху дугой, в ней ролики прижимают трубку к жесткому треку сверху. Разновидностью головки прямого типа является го-

ловка *FlipTop*, позволяющая осуществлять замену трубки в течение 1 минуты. В головках поворотного типа трубка огибает ротор по *C*-образной форме. Соответственно ролики прижимают трубку к треку по всей *C*-образной поверхности прилегания трубки.

5.12. Бытовой насос «Ручеек»

Н сос бытовой БВОД2-40 «Ручеек» предназначен для подачи воды из скважин диаметром не менее 100 мм, колодцев, открытых водоемов, различных емкостей и может использоваться для питьевого водоснабжения жилых домов, дач, ферм, коммунальных и промышленных объектов, полива, осушения подвальных помещений. Обеспечивает подачу воды по горизонтали на расстояние свыше 100 м.

Условные обозначения:

БВ0Д2-40 «Ручеек», где: Б — бытовой; В — вибрационный; 0,12 — объемная номинальная подача, л/с; 40 — напор, м; Ручеек — торговая марка.

5.13. Бочковые насосы, насос-дозатор

Бочковые насосы центробежного и винтового принципа действия предназначены для выкачивания агрессивных сред или жидкостей с повышенной вязкостью.

Насосы-дозаторы — специальный вид насосов, которые позволяют максимально точно дозировать жидкость, к примеру, если требуется перекачивание заданного объема жидкости за отведенное время. Насосы-дозаторы втягивают предварительно заданный объем жидкости во время обратного хода толкателя и выталкивают этот объем жидкости в дозировочную линию в цикле нагнетания.

Производительность дозирующих насосов может регулироваться путем изменения длины и частоты хода. Это позволяет достичь максимально точного дозирования насосом даже при постоянно меняющемся противодавлении.

5.14. Гидроцилиндры и вспомогательное гидравлическое оборудование

Гидроцилиндр — это гидравлический двигатель возвратно-поступательного движения. В конструкциях технологических машин применяют поршневые, плунжерные, телескопические и мембранные гидроцилиндры одно- и двустороннего действия. Поршневые гидроцилиндры используют для перемещения рабочих органов, плунжерные — для управления рабочими органами с невысокой металлоемкостью, телескопические — для разгрузки самосвальных прицепов и выполнения операций и погрузчиках, мембранные — для управления тормозами, муфтами и т. п.

Поршневые и плунжерные гидроцилиндры одностороннего действия состоят из корпуса *2* (рис. 5.16, и *б*), внутри которого находится поршень *5*, соединенный со штоком *1* (см. рис. 5.16,), или плунжер *1* (см. рис. 5,16, *б*). Поршень герметизирован двумя манжетами, а шток или плунжер — резиновыми и защитными уплотнительными кольцами *3* и манжетой. Цилиндр имеет поршневую, или рабочую, А и штоковую Б полости.

При работе гидравлического цилиндра одностороннего действия поршневая полость А соединяется с напорной линией насоса, и под действием давления рабочей жидкости поршень (шток, плунжер) перемещается, поднимая какой-либо рабочий орган. Штоковая полость Б поршневого гидроцилиндра одностороннего действия сообщается через сапун *4* с атмосферой. Поршень (плунжер) перемещается в обратном направлении под действием силы тяжести рабочего органа или пружины. Такие гидроцилиндры применяют как с подвижным штоком, так и с подвижным корпусом.

В гидроцилиндрах двустороннего действия (рис. 5.16, *в*) имеются две рабочие полости: поршневая и штоковая.

Перемещение поршня со штоком под действием давления рабочей жидкости возможно в двух направлениях. В таких гидроцилиндрах могут быть два или один шток *1,* герметизированный уплотнительными манжетами и кольцами *3,* установленными в крышках гидроцилиндра. В проушинах штока *1* и нижней крышки *8* установлены подшипники скольжения или качения. Рабочая жидкость подводится и отводится

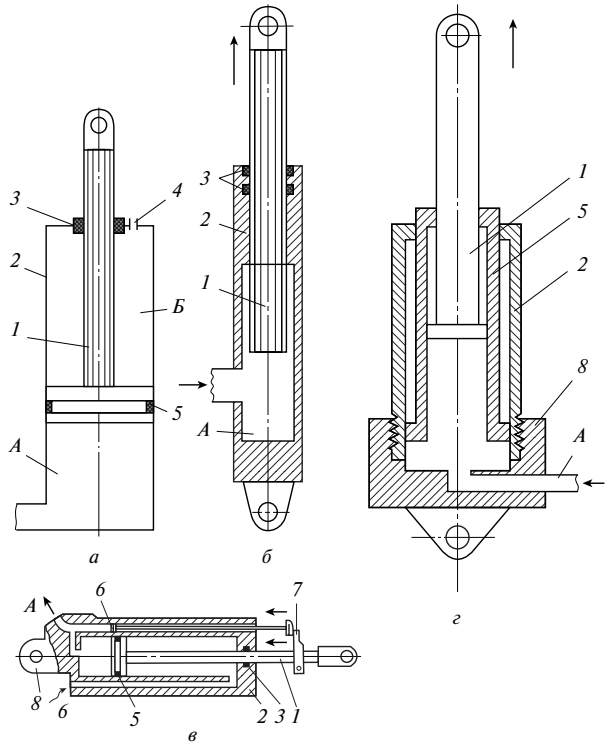


Рис. 5.16. Схемы гидравлических цилиндров: — поршневой одностороннего действия; *б* — плунжерный; *в* — поршневой двустороннего действия; *г* — телескопический; *1* — плунжер (шток поршня); *2* — корпус; *3* — уплотнительное кольцо; *4* — сапун; *5* — поршень: *6* — запорный клапан; *7* — упор; *8* — нижняя крышка; *А* и *Б* — рабочая и штоковая полости

по каналам А и Б. В некоторых гидроцилиндрах для ограничения хода поршня (штока) в сливном канале А установлен запорный клапан *6,* связанный с упором *7,* закрепленным на штоке.

Принцип работы гидроцилиндра двустороннего действия заключается в следующем. При подводе рабочей жидкости под давлением в полость Б поршень *5* со штоком *1* перемещается влево. Одновременно происходит вытеснение рабочей жидкости из полости А. В тот момент, когда упор *7* достигнет штока

клапана и клапан *6* перекроет сливную магистраль А, за счет повышения давления в линии нагнетания произойдет автоматическое выключение золотника управления (распределителя) и остановка гидроцилиндра. Шток может перемещаться под действием давления рабочей жидкости в двух направлениях. Реже применяют гидроцилиндры двустороннего действия с подвижным корпусом.

Телескопический цилиндр (рис. 5.16, *г*) состоит из корпуса *2,* нижней крышки *8* с проушиной или опорной пятой, концентрично расположенных поршней *5* разного диаметра, перемещающихся относительно друг друга, и штока *1.* При подводе рабочей жидкости в подпоршневую магистраль А происходит последовательное выдвижение поршней *5* и штока *1.* В этом случае максимальное перемещение (подъем) осуществляется на длину, равную сумме ходов всех поршней штока.

Гидроцилиндры должны обеспечить плавную работу рабочих органов и машин, и при этом не допускаются утечки жидкости через уплотнения и внутренние перетечки. С целью уменьшения ударных воздействий при подходе поршня в крайнее положение в конструкциях предусматривают демпфирующие устройства.

При расчете гидроцилиндров необходимо учитывать номинальное давление рабочей жидкости $p_н$, диаметры цилиндра D и штока d, ход штока l.

Усилие, которое может развить гидроцилиндр,

$$R = p_н S_н \eta_ц , \qquad (5.22)$$

где $p_н$ — давление нагнетания рабочей жидкости; $S_н$ — эффективная площадь поршня в полости нагнетания; $\eta_ц$ — коэффициент, учитывающий трение подвижных частей ($\eta_ц = 0{,}85...0{,}95$).

Площадь поршня со стороны бесштоковой полости определяют как $S_1 = \pi D^2/4$, а площадь со стороны штока $S_2 = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right)$.

При работе гидроцилиндра двустороннего действия усилие

$$R = \left(p_н S_н - p_с S_с\right)\eta_ц ,$$

где $p_с$ — давление слива рабочей жидкости; $S_с$ — площадь поршня в полости слива.

Усилие, развиваемое гидроцилиндром, идет на преодоление силы тяжести орудия G, силы трения $R_{тр}$ в конструктивных элементах и шарнирах, силы инерции $R_{и}$, т.е.

$$R = kG + R_{тр} + R_{и}, \qquad (5.23)$$

где k — коэффициент, учитывающий длину рычагов, передающих движение.

Тогда

$$G = mg,$$

где m — масса орудия.

Сила трения в шарнирах:

$$R_{тр} = fN,$$

где f — коэффициент трения; N — сила нормального давления.

Сила инерции движущихся частей:

$$R_{и} = \pm Ma,$$

где M — масса движущихся частей, приведенных к штоку цилиндра; — ускорение (+) или замедление (–) движения.

Во время разгона сила инерции:

$$R_{и} = \upsilon kG/gt = km\upsilon/t,$$

где υ — максимальная скорость хода штока; t — время разгона.

Расчетная скорость движения штока

$$\upsilon_{р} = Q/S_{н},$$

где Q — расход рабочей жидкости.

При подборе гидроцилиндра по известной нагрузке R диаметр поршня цилиндра:

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi p_{н} \eta_{ц}} \left(kmg + fN + \frac{km\upsilon}{t} \right)}. \qquad (5.24)$$

Во время работы гидроцилиндра шток работает на растяжение или сжатие.

При заданном соотношении скоростей прямого и обратного ходов ($\upsilon_1 < \upsilon_2$) и постоянном расходе жидкости диаметр штока:

$$d = D\sqrt{1 - (\upsilon_{10} / \upsilon_2)}.$$

Допустимое давление в цилиндре при условии устойчивости:

$$p_{д} \le \frac{4R_{э}}{\pi\left(D^2 - d^2\right)}, \tag{5.25}$$

где $R_{э}$ — допустимая эксплуатационная нагрузка.

Необходимую толщину стенок цилиндра определяют по формуле Ляме, т.е.

$$\delta_{c} \ge \frac{D}{2}\sqrt{\frac{[\sigma]+1,2p_{max}}{[\sigma]-1,2p_{max}}},$$

где $[\sigma]$ — допустимое напряжение растяжения материала цилиндра; p_{max} — максимальное давление нагнетания.

Деформация стенок цилиндра при циклической нагрузке

$$\Delta D = \frac{pD^2}{2E\delta_{c}}\left(1-0,5\mu_{п}\right),$$

где E — модуль упругости (для стали $E = 21 \cdot 10^{10}$ Н/см^2); $\mu_{п}$ — коэффициент Пуассона ($\mu_{п} = 0,29$).

Крышки цилиндра должны обеспечить прочность конструкции из условия

$$[\delta] = \frac{1,2p_{max}}{W},$$

где W — момент сопротивления (здесь $W = 4\delta^2/\pi D^2$, где δ — толщина плоского дна цилиндра).

Теоретическая мощность гидроцилиндра

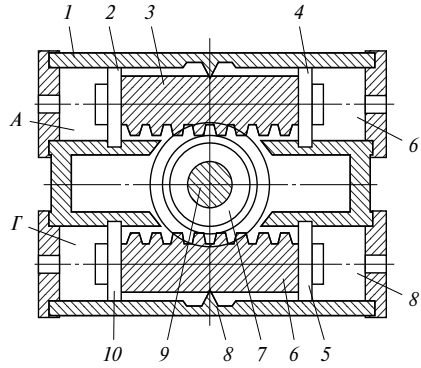
$$N_{т} = \left(p_{н}S_{н} - p_{c}S_{c}\right)\upsilon. \tag{5.26}$$

С целью снижения динамических ударов при опускании рабочего органа или орудия в сливной полости устанавливают замедлительный клапан.

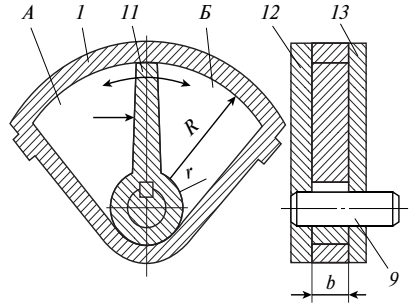
Гидродвигатель с ограниченным углом поворота выходного вала называется поворотным гидродвигателем. Его применяют в конструкциях технологических машин (привод рабочих органов при повороте в пределах 0...360°).

По конструкции поворотные гидравлические двигатели могут быть пластинчатыми и поршневыми. На практике чаще применяют двух- или четырехпоршневые, а также одно- или двухпластинчатые гидравлические двигатели.

Четырехпоршневой поворотный гидравлический двигатель состоит из корпуса *1* (рис. 5.17,) цилиндров, поршней *2, 4, 5* и *10,* жестко соединенных с зубовыми рейками *3* и *6.* Рейки входят в зацепление с шестерней *7*, закрепленной на выходном



а



б

Рис. 5.17. Схема поворотных гидродвигателей: — поршневой; *б* — пластинчатый; *1* — корпус; *2, 4, 5* и *10* — поршни; *3* и *6* — рейки; *7* — шестерни; *8* — упор; *9* — вал; *11* — пластина; *12* и *13* — крышки; *А, Б, В, Г* — камеры

валу *9*. Зазор в зацеплении и определенное положение реек во избежание поворота устанавливаются упорами *8*.

При подаче жидкости под определенным давлением в рабочие камеры А и В поршни *2* и *5*, рейки *3* и *6* перемещаются в противоположные стороны, поворачивая шестерни *7* с валом *9* по ходу часовой стрелки.

Из камер Б и Г жидкость поршнями *4* и *10* вытесняется в сливную магистраль. Управление потоком рабочей жидкости и реверсирование механизма производятся распределительным устройством.

Крутящий момент на валу поршневого поворотного гидравлического двигателя

$$M = \Delta p S_{\text{п}} \frac{D_{\text{к}}}{2} z \,, \qquad (5.27)$$

где Δp — перепад давления; $S_{\text{п}}$ — площадь поршня; $D_{\text{к}}$ — диаметр делительной окружности шестерни; z — число одновременно работающих поршней.

Угловая скорость вала:

$$\omega = 8Q / \pi D^2 D_k z \,,$$

где d — диаметр поршня.

Пластинчатый поворотный гидравлический двигатель (рис. 5.17, *б)* состоит из корпуса *1* с боковыми крышками *12* и *13,* пластины *11,* жестко установленной на валу *9*. При подводе под давлением рабочей жидкости в одну из камер *А* или *Б* пластина с валом будет поворачиваться на заданный угол.

Крутящий момент на валу двигателя:

$$M = \Delta p S l \,,$$

где S — площадь рабочей части пластины; l — плечо приложения силы давления (здесь $l = (R+r)/2$).

Отсюда

$$S = (R - r) b \,,$$

где R и r — большой и малый радиусы пластины; b — ширина пластины.

Угловая скорость поворота вала:

$$\omega = \frac{2Q}{b\left(R^2 - r^2\right)} \,.$$

5.15. Гидроаккумуляторы

Гидроаккумулятор — это гидравлическая машина, предназначенная для накопления и возврата в гидросистему энергии рабочей жидкости. Накопление или аккумулирование энергии жидкости под давлением происходит в процессе зарядки аккумулятора, а возврат энергии — в процессе разрядки. Гидроаккумуляторы применяют как основные или дополнительные источники энергии жидкости в гидросистемах управления, линиях нагнетания для сглаживания пиковых перегрузок вращательных и возвратно-поступательных рабочих органов, в индивидуальных и групповых предохранительных устройствах.

Гидроаккумуляторы используют также для уменьшения пульсаций расхода жидкости в напорных гидравлических магистралях и для защиты гидросистем от гидравлических ударов. В зависимости от способа накопления энергии аккумуляторы могут быть пружинными и пневматическими. В пружинных аккумуляторах возврат энергии рабочей жидкости происходит сжатой пружиной, а в пневматических — в результате расширения сжатого газа.

Гидроаккумулятор пружинного типа состоит из неподвижного наружного *4* (рис. 5.18) и подвижного внутреннего *5* цилиндров, между которыми размещена работающая на сжатие пружина *3.* В полости подвижного цилиндра находится непо-

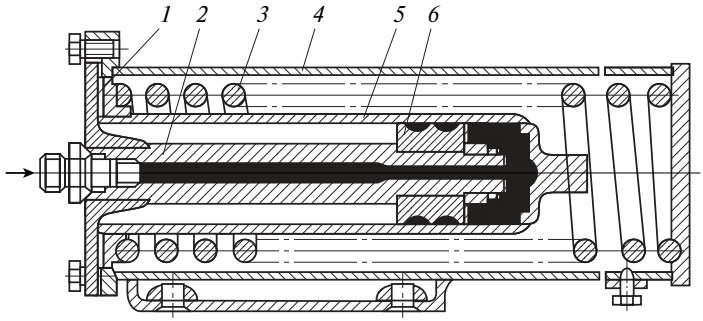


Рис. 5.18. Схема пружинного гидроаккумулятора: *1* — крышка; *2* — шток; *3* — пружина; *4* и *5* — наружный и подвижный внутренний цилиндры; *6* — поршень

движный поршень *6* с полым штоком *2,* который жестко связан с передней крышкой *1* наружного цилиндра *4.* Гидравлическая полость аккумулятора при монтаже соединена с напорной линией гидросистемы.

Принцип работы такого аккумулятора заключается в следующем. При увеличении давления рабочей жидкости в линии нагнетания подвижной цилиндр *5* перемещается относительно поршня вправо и сжимает пружину, т.е. аккумулятор заряжается. Если давление рабочей жидкости в линии нагнетания по любой причине уменьшится, то под действием силы пружины цилиндр *5* переместится влево и вытеснит часть жидкости под давлением из полости гидроаккумулятора в напорную магистраль, т.е. аккумулятор разрядится.

Объем пружинных гидроаккумуляторов:

$$V = Sh,$$

где S — площадь поршня; h — деформация (усадка) пружины после зарядки.

Давление жидкости в пружинных гидроаккумуляторах

$$p_{\text{а}} = \frac{c(h_1 + h) - R_{\text{г}} - R_{\text{п}}}{S}, \qquad (5.28)$$

где c — жесткость пружины; h_1 — предварительная деформация пружины; $R_{\text{г}}$ — сила сухого (учитывающая гистерезис) трения пружины; $R_{\text{п}}$ — сила трения поршня.

Пневматические гидроаккумуляторы классифицируют по форме корпусов на цилиндрические и сферические, а по форме элемента, разделяющего среды, — на поршневые, мембранные и баллонные.

Поршневой пневматический гидроаккумулятор состоит из цилиндрического корпуса *4* (рис. 5.19,), нижней и верхней крышек. Внутри корпуса установлен разделительный поршень *6* с уплотнительными кольцами *7.* Верхняя пневматическая полость *2* аккумулятора заполняется через клапан *1* сжатым газом (азотом) с некоторым первоначальным давлением. Нижняя полость аккумулятора соединяется с гидравлической магистралью.

Принцип работы аккумулятора заключается в следующем. Предварительно полость *2* заряжается газом с определенным

давлением. При увеличении давления рабочей жидкости в гидросистеме поршень поднимается, происходит сжатие инертного газа, т.е. зарядка аккумулятора. При снижении давления жидкости в гидросистеме поршень под действием давления газа перемещается вниз и вытесняет часть рабочей жидкости в магистраль, т.е. аккумулятор разряжается.

Мембранный сферический гидроаккумулятор состоит из корпуса, двух полусфер или сплошной сферы, эластичной мембраны *10* (рис. 5.19, *б*), крышки *9* и накидной гайки *8*. В верхней крышке находится штуцер для заправки полости Б газом, а в нижней части сферического корпуса — штуцер *11* для соединения полости А аккумулятора с нагнетательной магистралью гидросистемы. Рабочий процесс мембранных сферических аккумуляторов протекает аналогично рассмотренным выше гидроаккумуляторам.

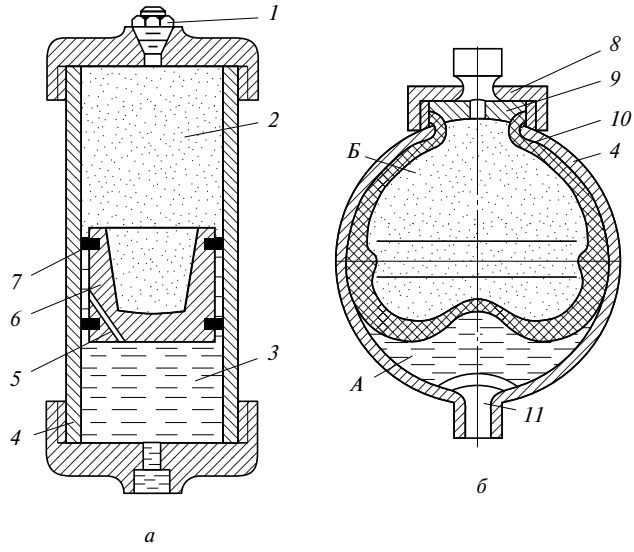


Рис. 5.19. Схемы пневматических гидроаккумуляторов: — поршневой; *б* — мембранный; *1* — клапан; *2* и *3* — пневматическая и гидравлическая полости; *4* — корпус; *5* — канал; *6* — поршень; *7* — кольцо; *8* — гайка; *9* — крышка; *10* — мембрана; *11* — штуцер; *А* и *Б* — полости

В процессе работы сжатие газа в гидравлическом пневмоаккумуляторе представляет собой политропный процесс, который может быть описан уравнением:

$$p_1 V_1^n = p(V_1 - V)^n, \qquad (5.29)$$

где V_1 — объем газа в гидроаккумуляторе при давлении p_1; n — показатель политропы сжатия; p — текущее значение давления; V — текущее изменение объема.

Давление наполнения газа $p_г$ с учетом предварительного напряжения должно составлять 0,7...0,9 минимального рабочего, т.е. $p_г \le (0{,}7...0{,}9)\, p_{min}$, что позволит предохранить эластичную камеру от возможных повреждений.

Относительное падение давления при отборе определенного объема жидкости по сравнению с исходным давлением p, соответствующим объему газа V, до давления p_1:

$$\Delta p = (1 - p / p_1)100.$$

Полезный объем гидроаккумулятора:

$$V_п = \left[(p_г / p_{max})^{1/n} - (p_г / p_{min})^{1/n} \right] V_c, \qquad (5.30)$$

где p_{min} и p_{max} — давление при минимальном и максимальном объеме газа; V_c — полный объем гидроаккумулятора.

6. Сельскохозяйственное водоснабжение

6.1. Особенности сельскохозяйственного водоснабжения

Сельскохозяйственное водоснабжение — это отрасль водного хозяйства, в задачи которой входит удовлетворение производственных и бытовых потребностей в воде объектов сельского хозяйства.

Основное отличие сельскохозяйственного водоснабжения состоит в рассредоточенности потребителей и сезонной цикличности сельскохозяйственного производства.

Вода в сельском хозяйстве расходуется на хозяйственно-питьевые нужды населения, на коммунальных предприятиях (бани,

прачечные, больницы, столовые), в животноводческих комплексах и на фермах, на предприятиях по первичной переработке сельскохозяйственной продукции, в ремонтных мастерских и т.д.

Сельское хозяйство ведется на обширных территориях, что обусловлено рассредоточенностью населенных пунктов и различных потребителей воды по площади землепользования. Кроме того, потребители воды (люди, животные, машины), выполняя производственные операции, перемещаются по территории. Все это увеличивает дальность транспортировки воды, усложняет системы водоснабжения и затрудняет их эксплуатацию.

Растениеводство и животноводство тесно связаны с непрерывно изменяющимися агроклиматическими факторами, которыми обусловливается циклическое чередование видов сельскохозяйственных работ. Эти обстоятельства приводят к неравномерной загрузке систем водоснабжения, влияют на размещение сооружений, их типы и конструкции и на технико-экономические показатели.

Системой водосн бжения называется комплекс сооружений для получения воды из природных источников, ее очистки, транспортирования и подачи потребителям.

Система водоснабжения (рис. 6.1) состоит из водозаборных сооружений, насосных станций, очистных сооружений и водопроводной сети.

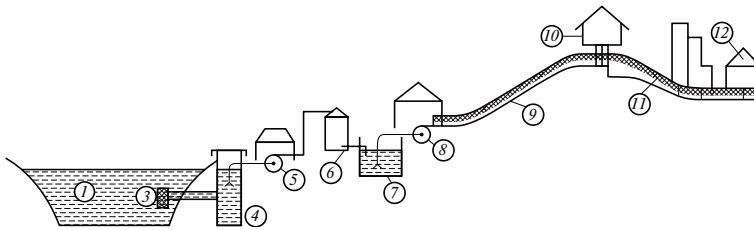
Водопроводом называют централизованную систему водоснабжения, в которой подача и распределение воды осуществляется по трубопроводам.

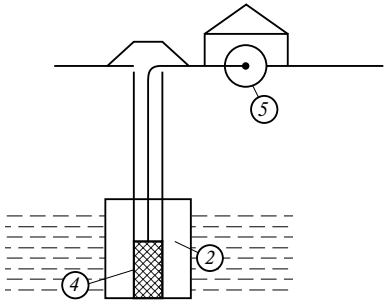
Водопроводы различают (по назначению):

– хозяйственно-питьевые;
– производственные;
– противопожарные;
– поливочные;
– комбинированные.

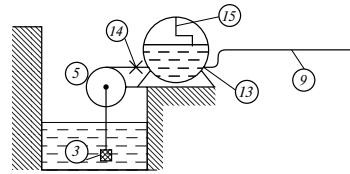
Схемы водоснабжения можно классифицировать:

• по виду источника:
  – поверхностное;
  – подземное;
• по способу подачи воды:
  – самотечное;
  – механизированное;
  – комбинированное;



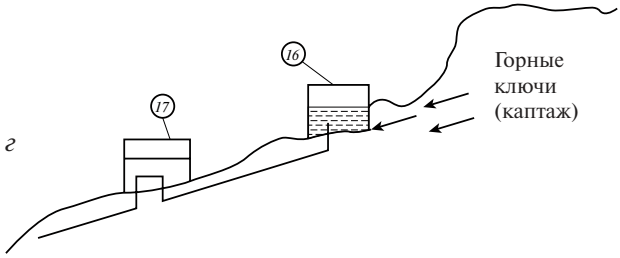


б



в

• по способу регулирования расхода:



г

Рис. 6.1. Схемы водоснабжения: *1* – источник; *2* – водосборник; *3* – фильтр грубой очистки; *4* – береговой колодец; *5* – насосная станция первого подъема; *6* – очистные сооружения; *7* – резервуар чистой воды; *8* – насосная станция второго подъема; *9* – водовод; *10* – водонапорная башня; *11* – водопроводная сеть; *12* – потребитель; *13* – водовоздушный резервуар; *14* – обратный клапан; *15* – датчик включения насоса; *16* – водосборное сооружение; *17* – напорный резервуар: – с открытым источником (3 зоны охраны); *б* – с подземным источником; *в* – автоматический безбашенный водопровод; *г* – самотечный водопровод

– башенное (напорный резервуар);
– безбашенное (пневматические установки);
- по кратности использования воды:
  – прямоточное;
  – оборотное (системы охлаждения);
- по степени централизации:
  – децентрализованное;
  – централизованное;
  – комбинированное.

6.2. Требования к качеству воды

К системе водоснабжения и питьевой воде предъявляются определенные требования.

Качество воды определяется наличием в ней различных веществ неорганического и органического происхождения и микроорганизмов.

Вещества могут находиться в воде в виде взвешенных частиц, мельчайших частиц коллоидов и растворенных солей и газов.

В зависимости от назначения воды к ее качеству предъявляют различные требования (питьевая, коммунальных предприятий, нужд полива).

Для хозяйственно-питьевых целей вода должна быть безвредна для здоровья, иметь хорошие органические свойства (ощущаемые нашими органами) и быть пригодной для использования в быту. Качество воды определяется государственным стандартом путем физического, химического и бактериологического анализа.

При физическом анализе определяют: температуру, мутность (прозрачность), цветность, вкус и запах.

– *темпер тур* — рекомендуется 4...15 °С (8-12 °С — для питья, 7–15 °С — животным), для достижения заданной температуры воду охлаждают или подогревают;

– *мутность* — характеризуется содержанием в ней взвешенных частиц (мг/л). Стандартом допускается мутность питьевой воды 1,5 мг/л, в исключительных случаях не более 3 мг/л. Природные источники бывают маломутные (50 мг/л), средней мутности, мутные и высокомутные (2500 мг/л). Мутность опреде-

ляют, применяя стеклянный цилиндр с водой, под дно которого помещается лист с шрифтом определенного размера; после отстоя воды считывается степень мутности;

– *цветность* — определяют сравнением испытываемой воды с эталонами искусственно подкрашеной воды (солями кобальта и платины). Цветность выражается в градусах платино-кобальтовой шкалы (допустимо 20°). Природные воды бывают малоцветные (до 35°) и цветные (свыше 35°);

– *з п х и привкус* зависит от растворенных в воде солей, газов и других веществ. Оценивается по 5-балльной шкале при $t = 20$ °С. Питьевая вода должна быть не более 2 баллов. Эта оценка весьма субъективна.

При химическом анализе определяют сухой остаток, кислотность, жесткость, щелочность, содержание газов (углекислота, кислород):

– *сухой ост ток* — характеризует общее количество вещества в растворенном виде. Определяют выпариванием и просушиванием, допустимое значение 1000 мг/л;

– *кислотность* или активную реакцию воды (pH) определяют химическим путем, если pH < 7 — кислая, pH = 7 — нейтральная, pH > 7 — щелочная;

– *жесткость воды* обусловливается количеством растворенных в ней солей кальция и магния. Различают карбонатную жесткость воды (или временную), которая характеризуется наличием двууглекислых солей кальция и магния, и некарбонатную (или постоянную), которая характеризуется наличием сульфатов, хлоридов, нитратов и других солей. Суммарную жесткость воды (карбонатную и некарбонатую) называют общей жесткостью. Жесткость воды измеряется в миллиграмм-эквивалентах на 1 литр воды. Допускается до 7 мг-экв/л для питья;

– *щелочность* — присутствие гидратов, карбонатов, бикарбонатов и солей слабых кислот (Fe, Mn, Cu и др.), допускается не более 0,3 мг-экв/л.

При б ктериологическом н лизе проводится оценка загрязненности воды микроорганизмами, которая характеризуется общим числом бактерий в 1 л, а также содержанием в 1 л воды кишечных палочек (коли-индекс), допускается до 3 коли-индекс в 1 л воды.

6.3. Подготовка и очистка воды

Содержащиеся в воде примеси можно разделить на четыре группы. Примеси первых двух групп (кроме высокомолекулярных соединений) образуют устойчивые гетерогенные системы, а двух других — термодинамические равновесные и обратимые гомогенные системы.

Группа I — нерастворимые в воде взвеси, которые кинетически неустойчивы и удерживаются во взвешенном состоянии тепловым движением и силами водного потока. В состоянии покоя взвеси медленно осаждаются. К этой группе относятся также бактерии и планктон.

Группа II — гидрофильные (смачиваемые водой) и гидрофобные (несмачиваемые водой) минеральные и органоминеральные коллоидные частицы почв и грунтов, нерастворимые и недиссоциированные гумусовые вещества, вирусы и другие микроорганизмы. Кинетическая устойчивость гидрофобных примесей характеризуется соотношением сил гравитационного поля и броуновского движения.

Группа III — молекулярнорастворенные соединения — газы и органические вещества, например биологического происхождения. В водной среде возможно протекание двух процессов: соединение разнородных молекул (гидратация) и соединение однородных молекул (ассоциация).

Группа IV — электролиты — вещества с ионной или сильнополярной связью, которые под влиянием полярных молекул воды распадаются на ионы.

Очистка воды в большинстве случаев является сложной технической задачей, требующей разнообразного, а порой и уникального, водоочистного оборудования. В зависимости от характера примесей, содержащихся в исходной воде, водоочистное оборудование можно разделить на следующие группы.

Оборудов ние для очистки от р створенных примесей. Представителями этой группы оборудования являются: испарители морской воды; электролизные и обратноосмотические опреснительные установки; ионитные фильтры; фильтры-дезодораторы; электрофильтры, и др.

Оборудов ние для очистки от дисперсных примесей. Для этой цели применяются отстойники, фильтры, контактные освет-

лители, камеры хлопьеобразования, коагуляторы и т.д. Оборудование характеризуется большим разнообразием. Например, фильтры могут быть медленные и скорые, с песчаной, керамзитовой, шлаковой, пенополистирольной и другими видами загрузки; мембранные; электрофильтры; магнитные; патронные и др.

Оборудов ние для очистки от эмульгиров нных примесей. Основные разновидности оборудования: магнитные сепараторы; механические флотаторы; электрофлотаторы; отстойники; сорбционные фильтры и др.

Оборудов ние для минер лиз ции и ст билиз ции применяют в схемах питьевого и технического водоснабжения на базе опресненной воды (дистиллята).

Оборудов ние для обезз р жив ния и консерв ции. Данное оборудование характеризуется большим разнообразием. На базе физических, химических и комбинированных методов обработки созданы хлораторы, бактерицидные установки ультрафиолетового излучения, озонаторы, ионаторы серебра, ультразвуковые генераторы, сверхвысокочастотные аппараты, аппараты комплексных электрических воздействий и другие виды оборудования для обеззараживания воды.

Оборудов ние для биологической очистки. Представителями данной группы являются, например, биофильтры, аэротенки, отстойники и другие виды оборудования.

Оборудов ние для обезвожив ния ос дк . В качестве обезвоживающего оборудования применяют центрифуги, фильтр-прессы, ленточные прессы, аппараты электроосмоса и др.

Технология обеззараживания воды основывается на следующих процессах: аэрация воды (насыщение кислородом воздуха) на простейших устройствах и последующее фильтрование на скорых фильтрах. По конструктивному оформлению фильтры бывают в напорном и безнапорном варианте. Аэрация может осуществляться перед каждым фильтром или в аэрационном устройстве, общем для всех фильтров станции.

Вода в этом фильтре насыщается кислородом воздуха при изливе ее из воронки с высоты 500–600 мм. При падении воды с этой высоты концентрация кислорода в ней достигает 5–7 мг/л. Одновременно частично удаляется растворенная

двуокись углерода. Воронка располагается в кармане фильтра. Кроме схемы подачи воды, фильтр отличается от осветлительных фильтрующей загрузкой.

После аэрации начинаются реакции окисления и гидролиза. При окислении 1 мг железа выделяется 1,6 мг свободной двуокиси углерода, и на 0,043 мг-экв, мг-экв/л снижается общая щелочность воды.

Метод упрощенной аэрации основан на окислении ионов двухвалентного железа в толще загрузки фильтра и задержании образующихся соединений. При этом на зернах фильтрующего слоя одновременно происходят реакции окисления и гидролиза.

Метод рекомендуется применять при следующем качестве подземных вод: общее содержание железа — не более 10 мг/л; содержание двухвалентного железа — не менее 70%; щелочность — не менее (1 + $[Fe^2]$/28) мг-экв/л; содержание сероводорода — не более 2 мг/л; pH — не менее 6,8. Фильтрация при очистке воды производится обычно сверху вниз.

В качестве загрузки используется кварцевый песок, дробленые горные породы и другие материалы. Для загрузки следует применять тяжелые материалы, так как только в этом случае удается обеспечить разделение в восходящем потоке промывной жидкости хлопьев железа от зерен загрузки.

Для обезжелезивания воды применяют крупнозернистые скорые фильтры с водовоздушной промывкой.

При производительности до 5000 $м^3$/сут. в производстве применяют обезжелезивание воды в напорных фильтрах.

При применении этого метода очистки вода аэрируется в напорном смесителе в трубопроводе, перед которым подается воздух от компрессора. Рекомендуемый расход воздуха для окисления железа составляет 2 $дм^3$ на 1 г закисного железа. Воздух подается от компрессора через ресивер с давлением, на 10–15% превышающим давление подаваемой воды. Для поддержания постоянства давления на трубопроводе перед смесителем устанавливается редукционный клапан. К верхней части фильтра подключается воздушная трубка для сброса воздуха и выделяющейся двуокиси углерода, при эксплуатации вентиль на ней постоянно открыт.

При содержании железа до 5 мг/л применяют одну ступень фильтрования, более 5 мг/л — две. В двухступенчатых схемах

первый фильтр обычно называют контактным, второй — осветлительным, хотя процесс обезжелезивания протекает на обеих ступенях. Технологическая схема очистки воды по этому методу приведена на рисунке 6.2, .

В напорных фильтрах, по сравнению с открытыми, обеспечивается более высокая степень очистки воды от железа. Это объясняется более высоким давлением вводимого в фильтры

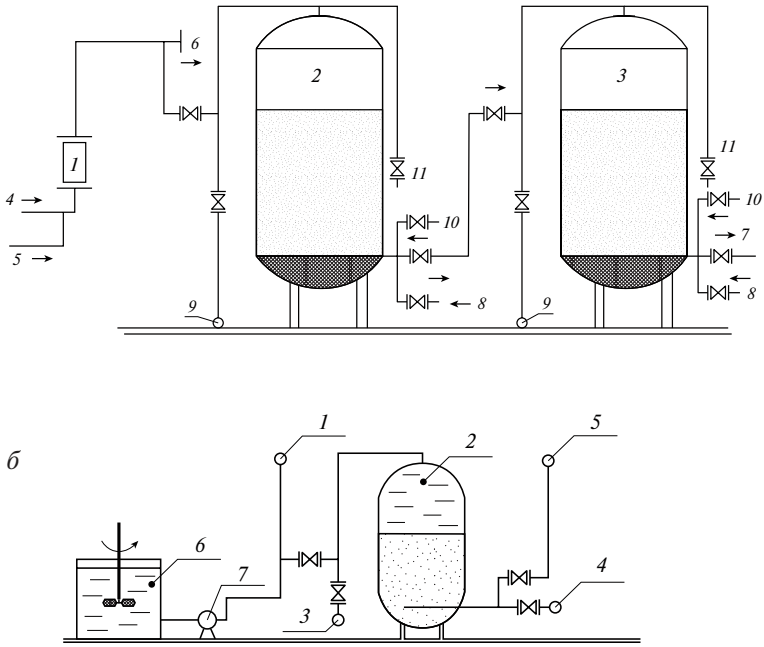


Рис. 6.2. Принципиальные схемы обезжелезивания воды:
— фильтрованием в двух ступенях напорных фильтров: *1* — смеситель воды и воздуха; *2* — фильтр первой ступени; *3* — то же второй ступени; *4* — подача воды от водозабора; *5* — сжатый воздух от ресивера; *6* — поток воды на параллельные фильтры; *7* — очищенная вода; *8* — подача воды на промывку фильтра; *9* — отвод промывных вод; *10* — воздух; *11* — воздушная трубка;
б — окислением гипохлоритом натрия: *1* — исходная вода; *2* — напорный фильтр; *3*, *14* — сброс и подача промывных вод; *5* — фильтрат; *6* — раствор гипохлорита натрия; *7* — насос-дозатор.

воздуха. Поскольку растворимость газов пропорциональна их давлению над поверхностью жидкости, достигается более высокая растворимость кислорода в воде и больший его избыток в реакции окисления железа.

Реагентные методы очистки воды от растворенного железа применяются в случаях, когда при опытном обезжелезивании аэрационными методами не удается достигнуть требуемого эффекта. Обычно это происходит при больших концентрациях железа и присутствии его в трудноокисляемых формах. Реагенты в обрабатываемую воду вводятся с целью повышения pH и, следовательно, ускорения гидролиза железа и хлопьеобразования, коагуляции хлопьев, окисления закиси железа.

Процесс обезжелезивания воды хлорированием проводят фильтрованием в открытых или напорных фильтрах, но вместо воздуха перед фильтрами вводят хлор. При вводе избытка хлора перед резервуаром чистой воды требуется подача нейтрализующих хлор веществ: бисульфита натрия N_2SO_3 или сернистого газа SO_2, либо сорбционная очистка воды.

Ультрафиолетовое обеззараживание воды

История УФ-облучения как метода уничтожения бактерий насчитывает более 100 лет. Способность УФ-излучения дезактивировать бактерии была впервые определена еще в 1877 г. Основы УФ-технологии были заложены в начале XX в. после создания газоразрядных ламп с парами ртути в 1901 г. и их помещения в кварцевый кожух для устранения влияния температурных изменений. Было установлено влияние интенсивности и времени облучения на степень обеззараживания, а также на ограничения, связанные с прозрачностью воды. В 1910 г. первые УФ-установки по очистке воды были пущены в Германии и Франции.

С конца 70-х годов в ряде развитых стран Европы и в США в результате поисков альтернативы хлорированию возрос интерес к ультрафиолету. В первую очередь это было связано с проблемами обеззараживания сточной воды. Необходимость повлекла за собой стимуляцию научных изысканий и вложение средств в развитие этой технологии. Благодаря значительному улучшению качества источников излучения и конструкции реакторов, а так-

же их удешевлению УФ-технология достигла стадии, когда стало возможным создание экономичных и эффективных установок УФ-обеззараживания. Все это позволило с новой точки зрения взглянуть на проблемы обеззараживания при водоподготовке и серьезно рассматривать возможность широкого применения УФ-облучения на крупных станциях очистки питьевой воды.

Значительные различия в микробиологическом составе подземных и поверхностных вод требуют различного подхода к их очистке и обеззараживанию. Подземные воды традиционно считаются свободными от микробных загрязнений в результате фильтрации через почву. Поэтому они либо не обеззараживаются, либо в крайнем случае слабо хлорируются перед подачей в распределительную систему водопровода. Исследования показали, что хотя подземные воды свободны от крупных микроорганизмов (таких, как протозоа или гельминты), более мелкие микроорганизмы (вирусы) могут проникать сквозь почву в подземные источники воды. Поэтому даже если бактерии не обнаружены в воде, оборудование для обеззараживания должно быть установлено как фактор безопасности в тех местах, где есть возможность сезонного или аварийного заражения. Для обеззараживания подземной воды УФ-оборудование может быть наилучшим выбором. В отличие от химических реагентов процесс облучения абсолютно не изменяет вкусовых качеств воды.

Поверхностные воды обычно подвержены большему загрязнению и имеют химические и физические параметры, меняющиеся в широких пределах. Кроме бактерий и вирусов, в них присутствуют возбудители паразитарных заболеваний. Очистка воды из таких источников традиционно включает в себя первичное хлорирование, коагуляцию, отстаивание, фильтрацию и заключительное хлорирование.

На практике эффективность обеззараживания в ряде случаев пытаются обеспечить за счет увеличения доз хлора (главным образом, первичного хлорирования) до значений намного больших, чем требуется по нормам. Однако и такие меры зачастую не обеспечивают необходимой степени инактивации вирусов и простейших, а подача первичного хлора в чрезмерно больших количествах является причиной возникновения хлорсодержащих органических соединений.

В настоящее время в мировой практике наметилась тенденция полной либо частичной замены хлорирования на УФ-облучение. Более того, поскольку ультрафиолет не образует побочных продуктов реакции, его доза может быть увеличена до значений, обеспечивающих эпидемиологическую безопасность как по бактериям, так и по вирусам.

Известно, что УФ-излучение действует на вирусы намного эффективнее, чем хлор. Проведенные на реальной воде исследования по обеззараживанию зараженной вирусами подземной воды показали, что УФ-облучение при дозе 25 мДж/см^2 — является более вируцидным, чем хлорирование, даже если доза остаточного хлора составляет 1,25 мг/л при времени контакта 18 мин. Применение УФ-обеззараживания при подготовке питьевой воды позволяет, в частности, во многом решить проблему удаления вирусов гепатита *A*, которая не всегда решается при традиционной технологии хлорирования.

Современная установка водоподготовки (см. рис. 6.2) содержит фильтр обезжелезивания, фильтр сорбционной очистки, фильтр тонкой очистки, сборник-смеситель, установку мембранной очистки, фильтр бактерицидный и систему управления.

Установка водоподготовки работает следующим образом. Вода подается системы водоснабжения в фильтр грубой очистки, где происходит отделение наиболее крупных механических примесей, содержащихся в воде. Далее производится хлорирование воды гипохлоридом натрия с целью перевода растворимой формы железа в нерастворимую форму. Затем вода поступает в фильтр обезжелезивания, где нерастворимые соединения железа задерживаются кварцевым песком. После чего вода поступает в сорбционный фильтр, где, проходя через слой активного угля, она очищается от органических соединений и хлора. После сорбционного фильтра вода направляется в фильтр тонкой очистки, где происходит очистка воды от механических примесей с размером частиц свыше 10 мкм.

Очищенная таким образом вода поступает в сборник смесительно-расходный, откуда с помощью насоса высокого давления подается в мембранный контур. Проходя через обратноосмотические мембраны, размеры пор которых сопоставимы с размерами ионов солей, вода очищается, тем самым уменьшается жесткость воды и ее общее солесодержание. При этом

вода, обессоленная таким образом, называется пермиатом, а поток, проходящий транзитом над поверхностью мембраны, — концентратом. Концентрат частично (около 25%) сливается в канализацию, частично смешивается с пермиатом на выходе из мембранного контура, а остальная часть направляется в сборник смесительно-расходный, образуя тем самым кругооборот через мембранный контур. Из мембранного контура вода направляется в бактерицидный фильтр, где происходит обеззараживание воды с помощью ультрафиолетового излучения, что является последней стадией водоподготовки. Очищенная таким образом вода направляется в накопительный сборник.

6.4. Сооружения для забора поверхностных и подземных вод

Вода из источников водоснабжения забирается с помощью водозаборных сооружений. В зависимости от вида источника эти сооружения делятся на водозаборные сооружения подземных вод и сооружения для забора воды из поверхностных источников. Подземные воды забираются посредством колодцев. Колодцы делятся на шахтные (рис. 6.3), применяемые при глубине до 25...30 м, и трубчатые (рис. 6.4) — при глубине залегания водоносного горизонта до 150 м и более.

Шахтные колодцы широко используют для массового и индивидуального пользования. Их строят механизированным способом с применением колодцекопателей. По своей конструкции шахтные колодцы состоят из шахты (ствола), оголовка, фильтра и отстойника. Перед устройством колодца должны быть исследованы наличие водоносных горизонтов и качество воды.

Основной элемент колодца — ствол, выполненный из железобетонных колец, дерева, трубы и т.д. Фильтр подбирают в зависимости от грунтово-гидрологических условий, притока воды и производительности применяемой водоподъемной установки. Обычно на шахтных колодцах применяются фильтры из пористого бетона, гравия и др. при крупнопесчаных водоносных грунтах колодцы могут быть и без фильтров. Шахтные колодцы вследствие подбора фильтров без должно-

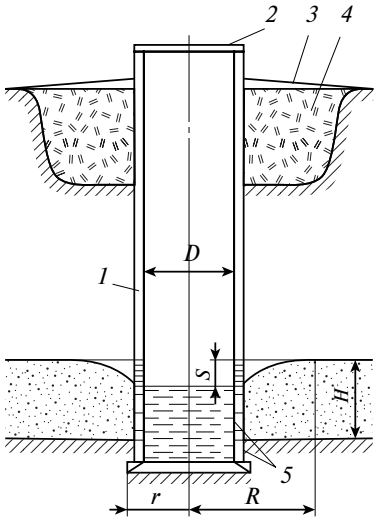


Рис. 6.3. Схема шахтного колодца: *1* — ствол; *2* — крышка; *3* — отсыпка; *4* — глиняный замок; *5* — боковые отверстия и щели; *R* — радиус влияния; *H* — водоносный слой; *S* — понижение уровня; *r* — радиус колодца; *D* — диаметр ствола

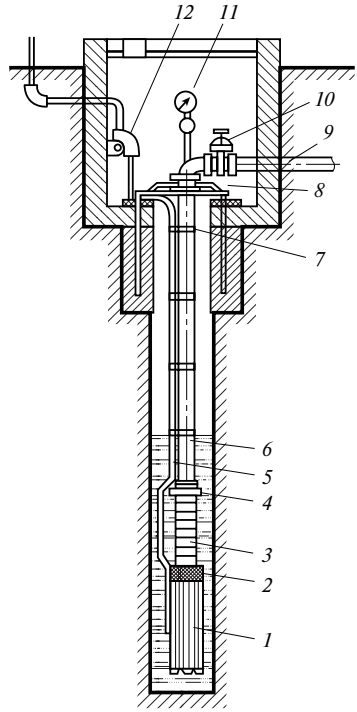


Рис. 6.4. Схема трубчатого колодца (скважины): *1* — электродвигатель; *2* — сетка-фильтр; *3* — насос; *4* — нагнетательный патрубок; *5* — электрокабель; *6* — водоподъемная труба; *7* — крепление электрокабеля; *8* — опорная рамка; *9* — напорный трубопровод; *10* — вентиль; *11* — манометр; *12* — ввод электросети

го учета грунтово-гидрологических условий и несоответствия производительности водоподъемной установки дебиту воды в колодце подвергаются заиливанию.

Воду поднимают из шахтных колодцев вручную (ведрами), а также с использованием ленточных водоподъемников, плава-

ющими насосами, пневмонасосами и в некоторых случаях лопастными насосами и ветронасосными агрегатами. Следует заметить, что глубина всасывания насосов не превышает 7...8 м.

Трубчатые колодцы (скважины) состоят из оголовка, эксплуатационной колонны, водоприемной части (фильтра) и отстойника (см. рис. 6.4). Скважина сооружается буровыми установками с применением ударно-канатного, роторного и вращательного бурения. Имеются установки для бурения водных скважин различных глубин (от 50 до 500 м и более). Используют различные водяные фильтры, применяемые в скважинах. Широкое распространение находят следующие фильтры: трубчатые с круглой и щелевой перфорацией, трубчатые стержневые, каскадно-стержневые, проволочные, гравийные обсыпные, гравийные кожуховые, гравийно-блочные и др. Вода поднимается из скважин центробежными, поршневыми, штанговыми и другими насосами.

Вода забирается из открытых источников (рек, озер, прудов) насосами: лопастными, объемными и объемно-инерционными.

6.5. Насосные станции

Выбор типа водозаборных сооружений в большой степени зависит от особенностей используемого природного водоема, пределов сезонных колебаний уровня воды в реках, степени загрязненности воды источника, ледовых условий, характера грунта русла реки. Водозаборные сооружения из поверхностных источников, кроме обеспечения бесперебойного получения требуемого количества воды из природного источника, выполняют также функции предварительной механической очистки забираемой воды, защиты от попадания в нее льда, а также рыбы. Все это учитывают при выборе места расположения водозабора, его типа и оборудования.

Различают следующие типы водозаборных сооружений: береговые, русловые, островные, плавучие, донные, инфильтрационные, и др.

В сельских условиях, как правило, готовят водозабор (рис. 6.5...6.7), обеспечивая соответствующий уклон берегов и достаточную глубину в месте забора воды.

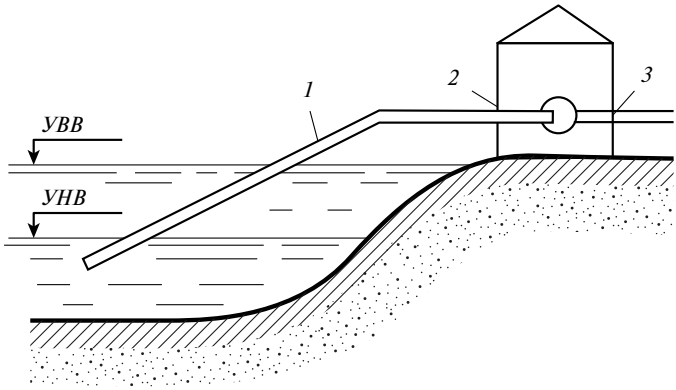


Рис. 6.5. Схема руслового водозабора без водоприемной камеры: *1* и *3* — всасывающий и нагнетательный трубопроводы; *2* — насосная станция; УВВ и УНВ — уровни высоких и низких вод

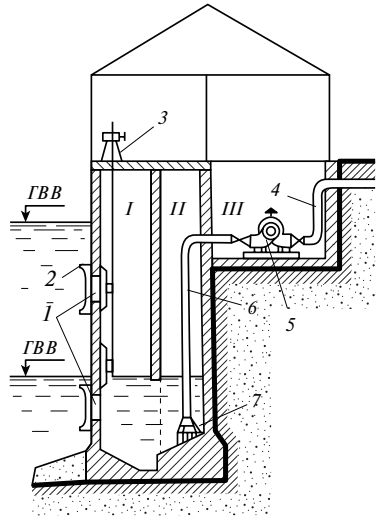


Рис. 6.6. Схема берегового водозабора с водоприемной камерой: I — водоприемная камера; II — камера всасывающих труб; III — насосная станция; *1* — водоприемные окна; *2* — решетка; *3* — подъемник затвора; *4* — нагнетательный трубопровод; *5* — насосный агрегат; *6* — всасывающая труба насоса; *7* — сетка водозаборника

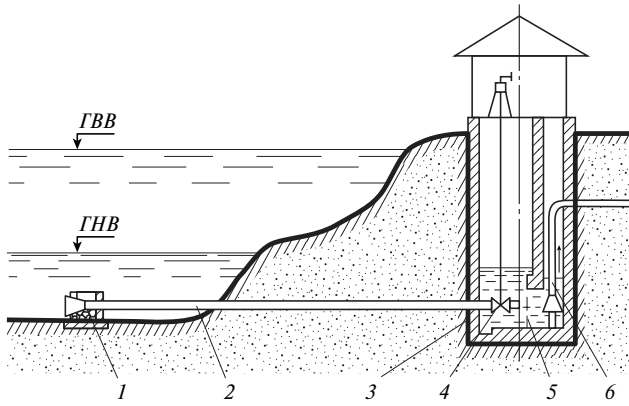


Рис. 6.7. Схема руслового водозабора с самотечной линией: *1* — оголовок водозабора; *2* — самотечная труба; *3* — береговой колодец; *4* — задвижка; *5* — фильтр; *6* — трубопровод; ГВВ и ГНВ — горизонты высоких и низких вод

Рассмотрим основные гидроэлементы насосной станции. Всасывающий трубопровод монтируют от насоса к воде. Он должен быть коротким, с наименьшим числом колен и непрерывным подъемом к насосу, чтобы не создавать воздушных мешков. Скорость движения воды во всасывающих трубопроводах составляет 1...1,5 м/с. Диаметр трубопровода обычно равен диаметру всасывающего патрубка насоса. Насосы обеспечивают забор и подачу воды. В паспортных данных даны их характеристики, а также приводятся размер и масса, что важно при размещении в насосных станциях.

Расчетные параметры центробежного насоса определяют по следующим формулам:

подача:

$$Q = \pi D B_2 \upsilon_2 \eta;$$

полный напор:

$$H_{\text{п}} = H_{\text{вс}} + H_{\text{наг}};$$

высота всасывания:

$$H_{\text{вс}} = h_{\text{вс}} + h_{\text{пот. вс}};$$

высота нагнетания:

$$H_{\text{наг}} = h_{\text{наг}} + h_{\text{пот. наг}};$$

потребная мощность на валу насоса, кВт:

$$N = \frac{\gamma Q H}{102\eta};$$

коэффициент быстроходности рабочего колеса:

$$n_s = 3{,}65\frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}};$$

частота вращения колеса напора, мин $^{-1}$:

$$n = \frac{n_S H^{3/4}}{3{,}65\sqrt{Q}};$$

коэффициент полезного действия:

$$\eta = \eta_{\text{г}}\eta_{\text{м}}\,\eta_0;$$

необходимая мощность двигателя для работы насоса, кВт:

$$N_{\partial} = \frac{QHk}{102\eta\eta_{\text{д}}\eta_{\text{пер}}},$$

где D — диаметр рабочего колеса; B_2 — ширина нагнетательного патрубка; υ_2 — абсолютная скорость воды; η — КПД насоса (η = 0,5...0,93); $H_{\text{п}}$ — полный напор насоса; $H_{\text{вс}}$ — напор во всасывающей магистрали; $H_{\text{наг}}$ — напор в нагнетательной магистрали; $h_{\text{вс}}$ — высота всасывания; $h_{\text{пот. вс}}$ — потери напора во всасывающей линии; $h_{\text{наг}}$ — высота нагнетания; $h_{\text{пот. наг}}$ — потери напора в нагнетательном трубопроводе; γ — плотность жидкости; $\eta_{\text{г}}$ — коэффициент, учитывающий гидравлические потери в насосе; $\eta_{\text{м}}$ — механический коэффициент полезного действия насоса; η_0 — объемный КПД насоса; k — коэффициент запаса мощности (k = 1,05...1,5); $\eta_{\text{д}}$ — КПД двигателя; $\eta_{\text{пер}}$ — КПД механической передачи ($\eta_{\text{пер}}$ = 0,90...0,97).

Такими же методами определяют параметры лопастных насосов других типов.

Напорный трубопровод отходит от насоса и выполнен из стальных трубопроводов, скорость воды в которых — 1,5...2,5 м/с.

На напорном трубопроводе в зоне насосной станции устанавливают задвижки, водомеры, обратные клапаны и другое оборудование для ввода соответствующих схем гидросистемы.

Один из важнейших параметров, характеризующих трубопроводы, — их диаметр. В справочниках даны наружный, внутренний диаметры трубопровода (иногда вместо внутреннего диаметра приводится толщина стенки) и так называемый условный проход. Последний представляет собой округленное значение внутреннего диаметра, которое может отличаться от фактического до 10%.

Внутренний диаметр трубопровода определяет его пропускную способность и используется в расчетах.

В системах водоснабжения применяют асбестоцементные, полимерные, стальные и чугунные трубопроводы.

В производственном водоснабжении все более широкое применение получают полимерные напорные трубопроводы. Они бывают четырех типов: Л (легкий) — на давление до 0,25 МПа; СЛ (среднелегкий) — до 0,4; С (средний) — до 0,6 и Т (тяжелый) — до 1 МПа.

Для изготовления трубопроводов используют полиэтилен высокой (ПВП) и низкой (ПНП) плотности. Полиэтилен ПВП применяют для более прочных трубопроводов. Допускается использовать трубопроводы для хозяйственно-питьевого назначения при температуре воды, не превышающей 30 °С.

Полиэтиленовые трубопроводы имеют наружные диаметры 25...400 мм и толщину стенок 2...25,5 мм. Маркировка полиэтиленовых трубопроводов ПВН 63СЛ означает, что трубопровод изготовлен из полиэтилена высокой плотности с наружным диаметром 63 мм и относится к среднелегкому типу.

Стальные трубопроводы служат для внутренних водопроводных сетей.

Стальные водогазопроводные трубопроводы выпускают без покрытия (черные) и оцинкованные. Различают три категории: Л (легкие), О (обыкновенные) на давление до 1 МПа и У (усиленные) — до 1,6 МПа. Условный проход выпускаемых труб 6...150 мм, толщина стенок 1,5...5,5 мм.

Трубопроводную арматуру классифицируют по назначению: запорная, регулирующая, предохранительная, контролирующая; по принципу действия привода: приводная (напри-

мер, вентили) и самодействующая (клапаны); по роду привода: ручная, механическая, электрическая, пневматическая, гидравлическая; по материалу корпуса: чугун, сталь, цветные металлы, пластмассы; по материалу рабочих органов: пластмасса, резина, латунь и т.п.; по конструкции присоединения: фланцевая, муфтовая, приводная; по давлению: низкого и высокого давления, вакуумная; по положению запорных органов: нормальная, прямоточная и угловая.

Арматуру подбирают по условному проходу, а также по условному, пробному и рабочему давлению. Условное давление — давление среды, на которое рассчитан данный вид арматуры при температуре 20 °С. Пробное давление — наибольшее давление, при котором проводилось гидравлическое испытание. Рабочее давление — давление, при котором эксплуатируют данное устройство.

Запорная арматура предназначена для выключения отдельных участков водопроводной сети, переключения движения воды по линиям, регулирования работы сети в целях создания в ней оптимальных гидравлических условий. В качестве запорной арматуры на трубопроводах с условным проходом 50 мм и выше применяют задвижки.

В качестве запорной арматуры, особенно для трубопроводов малых диаметров ($d < 50$ мм), получили широкое распространение вентили, присоединяемые к трубопроводу на резьбе (муфтовые вентили). При условном проходе 40...200 мм применяют вентили, присоединенные фланцами.

Вентили изготавливают из латуни, чугунной стали (они различаются формой корпуса). Латунные вентили — муфтовые, с условным проходом 15...50 мм, рассчитаны на давление до 1,6 МПа. Чугунные вентили выпускают с проходом 15...200 мм на давление до 1,6 МПа. Стальные вентили с условным проходом 40...125 мм и фланцевые соединения рассчитаны на давление до 2,5 МПа.

В качестве запорной арматуры служат пробковые краны. Их выпускают из латуни и чугуна с условным проходом 15...100 мм.

Защитная арматура включает в себя клапаны различного вида. Обратные клапаны устанавливают на трубопроводах для обеспечения движения жидкости только в одном направлении. Клапаны по движению рабочего органа делятся на подъемные и поворотные.

Подъемный клапан совершает возвратно-поступательное движение, а поворотный — возвратно-вращательное.

Обратные поворотные клапаны применяют чаще всего на насосных станциях для защиты насосов от гидроудара и опорожнения напорного бака через насос (при отсутствии приемного клапана).

Обратные приемные клапаны устанавливают на входе во всасывающий трубопровод центробежных насосов для заполнения водой насоса в трубопроводе перед пуском. Следует отметить, что приемный клапан считается самым ненадежным звеном насосной установки, поэтому необходимо постоянно контролировать его работу, а в ответственных случаях вместо него использовать для заливки насосов специальные вакуум-насосы либо резервуары с необходимым запасом воды.

Предохранительные клапаны предназначены для выпуска воды в атмосферу при повышении давления в трубопроводе (например, при гидравлическом ударе) выше заданного. По конструкции предохранительные клапаны аналогичны подъемным обратным. Отличие состоит в том, что предохранительный клапан дополнительно нагружен пружиной или набором грузов. Меняя натяжение пружины или груза, можно регулировать давление, при котором клапан открывается.

Контрольная арматура включает в себя расходомеры (счетчики), которые служат для измерения расхода воды, подаваемой насосами и расходуемой потребителями. В зависимости от конструкции рабочего органа расходомеры подразделяются на крыльчатые и турбинные. Крыльчатые расходомеры (марка ВК) выпускают с условным проходом 15...40 мм. Они подключаются к трубопроводам посредством резьбового соединения. Ось крыльчатого рабочего колеса расположена перпендикулярно к оси трубопровода. Вращение колеса с помощью многоступенчатого редуктора преобразуется во вращение указателей.

Турбинные расходомеры типов ВВ и ВТ выпускают с условными проходами 50...200 мм. Они рассчитаны на измерение больших расходов, чем крыльчатые. Рабочим органом служит турбина, ось которой расположена вдоль оси трубопровода. Турбинные расходомеры присоединяются фланцами. Крыльчатые и турбинные расходомеры устанавливают

горизонтально. Направление движения воды должно соответствовать стрелке на корпусе. Давление воды не должно превышать 1 МПа.

Кроме условного прохода и давления, расходомеры характеризуются: минимальным и максимальным расходами, которые можно измерять при заданной точности; расходом, при котором потеря напора в расходомере равна 10 м. Например, для расходомера ВК-40 этот расход равен 6,3 $м^3$/ч (40 — условный проход, мм).

Автоматизация насосных станций обеспечивает бесперебойную и экономную подачу воды. По степени автоматизации они могут быть разделены на две группы: полуавтоматические, в которых первоначальный импульс на включение или остановку агрегата подается дежурным (дальнейший же процесс совершается автоматически); полностью автоматизированные, не требующие обслуживающего персонала (все операции по управлению агрегатами и установками, а также контроль за ними осуществляется автоматически, в определенной последовательности и в соответствии с принятым технологическим режимом).

Начало автоматического процесса определяется подачей командного импульса от какого-либо автоматического устройства, контролирующего положение уровня воды, и др.

В насосных станциях автоматизированы: переключение питания электродвигателя; поддержание постоянного напряжения на зажимах электродвигателя; подготовка насосного агрегата к пуску; пуск и остановка агрегата; контроль напора и подачи насоса, состояния магистральных водопроводов в аварийных ситуациях с целью прекращения подачи воды в сеть.

При использовании средств автоматики в системе водоснабжения достигают значительной экономии капитальных затрат на сооружение объектов, уменьшается регулирующая емкость водонапорной башни, снижаются потери воды. Степень автоматизации должна соответствовать непрерывности технологического процесса добычи, распределения и подачи воды в необходимом количестве и при предусмотренных параметрах. Система автоматизации должна работать в оптимальном режиме с высокой степенью надежности.

6.6. Примерный расчет сети водоснабжения и выбор насосного агрегата[1]

Для выполнения расчета должны быть заданы:

1. Схема водоснабжения в горизонтальной плоскости (рис. 6.8) (сосредоточенные расходы для объектов 3, 4, 5).

2. Длины участков трубопроводов:

$l_{H-0} = 600$ м; $l_{0-1} = 100$ м; $l_{1-2} = 1200$ м;

$l_{2-3} = l_{2-4} = 800$ м; $l_{1-5} = 1000$ м.

3. Среднесуточные расходы для средних суток года определяются согласно СНиП.

Путевой расход на единицу длины трубопровода для всех участков, обозначенных знаком ↓ ↓ ↓ ↓ ↓:

$$q = 10\text{мл/сек}\cdot\text{м} = 0{,}01\,\text{л/с}\cdot\text{м}.$$

При этом полный путевой расход на участке 1–2

$$Q_{\text{пут}}^{1-2} = q_{1-2}\cdot l_{1-2} = 0{,}01\cdot 1200 = 12\,\text{л/с}.$$

Для выбранного примера схемы сети путевой расход надо найти для одного участка, обозначенного знаком ↓ ↓ ↓ ↓ ↓:

$$Q_3 = 4\ \text{л/с};\ \ Q_4 = 10\ \text{л/с};\ Q_5 = 4\ \text{л/с}.$$

Тогда суммарный среднесуточный расход определится как сумма всех путевых и сосредоточенных расходов:

$$Q_{\text{сум}} = \sum Q_{\text{пут}} + \sum Q_{\text{соср}} = Q_{\text{пут}}^{1-2} + Q_3 + Q_4 + Q_5 =$$
$$= 12 + 4 + 10 + 4 = 30\,\text{л/с}.$$

4. Коэффициент суточной неравномерности потребления:

$$k_c = \frac{\text{расход в сутки с максимальным потреблением}}{\text{среднегодовой суточный расход}} = 1{,}2\ldots 1{,}4\ .$$

Принимаем $k_c = 1{,}25$.

---

[1] Параграф составлялся при участии доцента Середина Н.П.

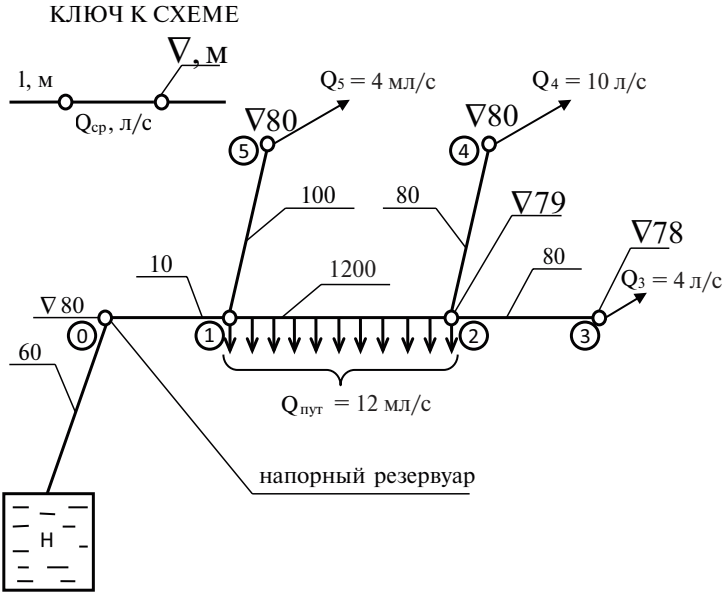


Рис. 6.8. Схема водоснабжения в горизонтальной плоскости

5. Средняя отметка уровня воды в нижнем резервуаре $Z_{\text{н.ср}} = 76$ м, отметки точек сети:

$$Z_0 = 80\text{ м};\ \ Z_2 = 79\text{ м};\ \ Z_3 = 78\text{ м};\ \ Z_4 = 80\text{ м};\ \ Z_5 = 80\text{ м}.$$

6. Потребные пьезометрические напоры (свободные напоры) представляют собой напоры, которые необходимо иметь в точках сети для надежного обеспечения водой объекта, расположенного над данной точкой. Их величины зависят от этажности здания и берутся из таблиц:

$$\frac{P_q}{\gamma} = \frac{P_4}{\gamma} \geq 16\text{ м};\ \ \frac{P_3}{\gamma} = \frac{P_5}{\gamma} \geq 12\text{ м}.$$

7. График часовых расходов в % от суточных:

$$Q_V\,\% = \frac{Q\ \text{м}^3/\text{ч}}{V\ \text{м}^3/\text{сут.}} 100\% .$$

Показывает динамику водопотребления в течение суток; представлен в виде таблицы 6.1.

Т блиц 6.1

Гр фик ч совых р сходов

Часы	0–2	2–4	4–6	6–8	8–10	10–12	12–14	14–16	16–18	18–20	20–22	22–24	Всего
Q_V, %	1	1	4	6	4	6	6	5	4	7	4	2	50x2 = 100%

8. Среднесуточный часовой расход в % от суточного

$$Q_V\% = \frac{100\%}{24} = 4{,}17\%.$$

9. Коэффициент часовой неравномерности потребления.

$$k_{\text{ч}} = \frac{\text{максимальный часовой расход}}{\text{среднесуточный часовой расход}} = \frac{7{,}0}{4{,}17} = 1{,}68,$$

где 7,0 — максимальное Q_V, % из таблицы 6.1. Для каждой расчетной работы Q_V% необходимо выбрать из соответствующей таблицы.

Основные параметры исходных данных наносим на схему (рис. 6.9) согласно ключу к схеме.

Пример I. Р счет сети водосн бжения

1. Определение р счетных р сходов н уч стк х сети

Для участков без путевых расходов q расчетные расходы определяем по формуле:

$$Q_{\text{расч}} = Q_{\text{ср}} \cdot k_{\text{ч}} \cdot k_{\text{с}} = 1{,}68 \cdot 1{,}25 \cdot Q_{\text{ср}} = 2{,}1 \cdot Q_{\text{ср}}. \qquad (6.1)$$

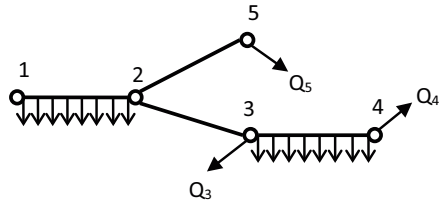


Рис. 6.9. Схема участка с путевым расходом

Здесь $Q_{ср}$ — средний расход на участке, равен сумме расходов, проходящих через данный участок, т.е. равен сумме сосредоточенных и путевых расходов, имеющих место в конечной точке участка и далее, за участком.

Для участка 2–3

$$Q_{\text{расч}}^{2-3} = 2{,}1 \cdot Q_3 = 2{,}1 \cdot 4 = 8{,}4 \text{ л/с}.$$

Для участка 2–4

$$Q_{\text{расч}}^{2-4} = 2{,}1 \cdot Q_4 = 2{,}1 \cdot 10 = 21 \text{ л/с}.$$

Для участка 1–5

$$Q_{\text{расч}}^{2-5} = 2{,}1 \cdot \text{Q}_5 = 2{,}1 \cdot 4 = 8{,}4 \text{ л/с}.$$

Для участка 0–1

$$Q_{\text{расч}}^{0-1} = 2{,}1 \cdot (Q_{\text{пут}}^{1-2} + Q_3 + Q_4 + Q_5) = 2{,}1 \ (12 + 4 + 10 + 4) = 63 \text{ л/с}.$$

Для участков с путевым расходом q расчетные расходы определяем по формуле:

$$Q_{\text{расч. пут}} = k_{\text{ч}} \cdot k_{\text{с}} \cdot (Q_{\text{транз}} + 0{,}5 \cdot Q_{\text{пут}}) = 2{,}1 \cdot (Q_{\text{транз}} + 0{,}5 \cdot Q_{\text{пут}}). \quad (6.2)$$

Здесь $Q_{\text{транз}}$ — средний транзитный расход; он равен для данного участка сумме сосредоточенных и путевых расходов, проходящих (транзитом) через этот участок, или сумме всех сосредоточенных и путевых расходов, имеющих место (на схеме) в конечной точке участка и далее, за участком.

На нашей схеме один участок с путевым расходом:

$$Q_{\text{расч}}^{1-2} = 2{,}1 \cdot \left[(Q_3 + Q_4) + 0{,}5 \cdot Q_{\text{пут}}^{1-2} \right] = 2{,}1 \cdot \left[(4 + 10) + 0{,}5 \cdot 12 \right] = 42 \text{ л/с}.$$

Для схем к расчетным работам необходимо определить $Q_{\text{расч.пут.}}$ для двух-трех участков.

Например, для схемы на рис. 6.9:

$$Q_{\text{расч}}^{3-4} = k_{\text{ч}} \cdot k_{\text{с}} \cdot (Q_4 + 0{,}5 \cdot Q_{\text{пут}}^{3-4});$$

$$Q_{\text{расч}}^{1-2} = k_{\text{ч}} \cdot k_{\text{с}} \cdot \left[(Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_{\text{пут}}^{3-4}) + 0{,}5 \cdot Q_{\text{пут}}^{1-2} \right].$$

Для участка H-0 с насосом расчетный расход определяется величиной суммарного расхода и продолжительности работы насоса в сутки по формуле:

$$Q_{H-0} = Q_{\text{нас}} = Q_{\text{сум}} \frac{24}{t_H}. \quad (6.3)$$

Обычно принимают продолжительность работы насоса $t_H = 12...18$ ч в сутки. Принимаем ориентировочно $t_H = 14$ ч.

Тогда $Q_{H-0} = Q_{\text{нас}} = 30 \cdot \frac{24}{14} = 51{,}4$ л/с.

Полученные расчетные расходы наносим на схему (рис. 6.10), согласно ключу к схеме.

2. Определение экономически обоснов нных ди метров труб

Экономичный диаметр труб для каждого участка определяем по формуле Лобачева:

$$d_{\text{эк}} = (46...50)\left(Q_{\text{расч}}, \text{л}/\text{с}\right)^{\frac{4}{9}}. \qquad (6.4)$$

Принимаем для всех участков сети, кроме участка Н-0, асбестоцементные трубы марки ВТ-6 как самые дешевые и достаточно прочные для наших условий.

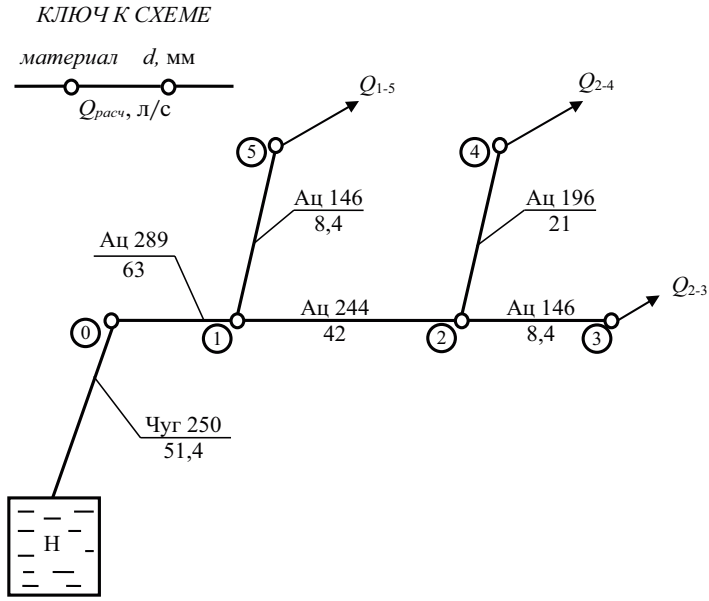


Рис. 6.10. Диаметры и расчетные расходы участков сети

ВТ-6 — водопроводная труба на рабочее давление 0,6 МПа (6 атм).

Для участков 2–3 и 1–5 имеем:

$$d_{2-3} = d_{1-5} = (46...50)8,4\sqrt[9]{4} = 119...129 \text{ мм}.$$

Согласно ГОСТ 539-80, принимаем трубы водопроводные марки ВТ-6 диаметром $d_{2-3} = d_{1-5} = 146$ мм.

Так как диаметр труб влияет не только на стоимость трубопровода, но и на потери и, следовательно, на высоту водонапорной башни, то если гостовский диаметр не лежит в полученных пределах, следует принимать ближайший к любому пределу.

Если же полученные пределы равноудалены от двух гостовских диаметров, то при $d \approx 65...150$ мм предпочтение следует отдать большему, а при $d \approx 150...500$ мм — меньшему гостовскому значению диаметра.

Для участка 2–4 $d_{2-4} = (46...50)21\sqrt[9]{4} = 178...193$ мм,

принимаем ВТ-6 $d_{2-4} = 196$ мм.

Для участка 1–2 $d_{1-2} = (46...50)42\sqrt[9]{4} = 242...264$ мм,

принимаем ВТ-6 $d_{1-2} = 244$ мм.

Для участка 0–1 $d_{0-1} = (46...50)63\sqrt[9]{4} = 290...315$ мм,

принимаем ВТ-6 $d_{0-1} = 289$ мм.

На участке *Н*-0 с насосом возможны гидравлические удары (при пуске или внезапной остановке насоса при открытой задвижке). К таким водоводам предъявляются особые требования в отношении надежности. Их прокладывают или в две линии из асбестоцементных труб, или в одну, но из чугунных труб, отличающихся более высокой прочностью. Принимаем второй вариант.

Итак, для участка *Н*–0 $d_{H-0} = (46...50)51,4\sqrt[9]{4} = 264...288$ мм принимаем чугунные трубы, согласно ГОСТ 9583-73, $d_{H-0} = 250$ мм.

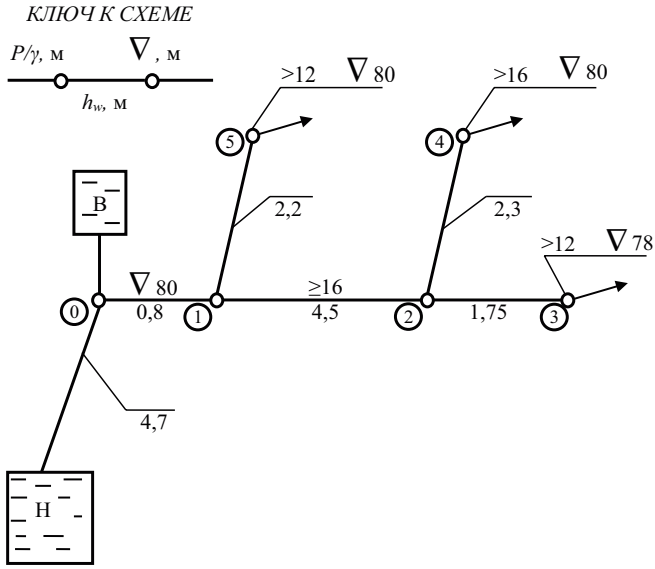


Рис. 6.11. Потери напора, потребные напоры и высоты точек сети

На рисунке 6.11 показываем для всех участков сети $Q_{ср}$, $d_{эк}$ и материал труб.

3. Определение потерь н пор н уч стк х сети

Общие потери напора на участках сети определяем по формуле:

$$h = h_l + h_r = h_l + k_{\text{М}} \cdot h_l = 1{,}1 \cdot h_l ,$$

где $k_{\text{М}}$ — коэффициент, учитывающий влияние местных сопротивлений; $k_{\text{М}} = 0{,}1...0{,}3$ — для водопроводной сети.

Тогда

$$h = 1{,}1 \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\upsilon^2}{2g} = 1{,}1 \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{16 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d^4 \cdot 2g}$$

или

$$h = 0{,}091 \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d^5} \cdot Q_{\text{расч}}^2 . \qquad (6.5)$$

В водопроводной сети коэффициент гидравлического трения находим по формуле Никурадзе:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1{,}14 + 2\lg\frac{d}{\Delta}\right)^2}. \qquad (6.6)$$

Принимаем для асбестоцементных труб шероховатость $\Delta = 0{,}25$ мм, для чугунных — $\Delta = 1{,}4$ мм, для пластмассовых $\Delta = 0{,}1$ мм.

Тогда для участков 2–3 и 1–5:

$$\lambda_{2-3} = \lambda_{1-5} = \frac{1}{\left(1{,}14 + 2\lg\frac{146}{0{,}25}\right)^2} = 0{,}022.$$

При этом

$$h_{2-3} = 0{,}091 \cdot 0{,}022 \cdot \frac{800}{1{,}46^5 \cdot 10^{-5}} \cdot 8{,}4^2 \cdot 10^{-6} = 1{,}75 \text{ м},$$

$$h_{1-5} = 0{,}091 \cdot 0{,}022 \cdot \frac{1000}{1{,}46^5 \cdot 10^{-5}} \cdot 8{,}4^2 \cdot 10^{-6} = 2{,}2 \text{ м}.$$

Аналогично определяем λ и h для участков 2–4, 1–2 и 0–1.

Если потери напора на каком-либо участке получаются больше 10 м, то желательно взять трубы большего диаметра и пересчитать потери.

Для участка H–0 имеем:

$$\lambda_{H-0} = \frac{1}{\left(1{,}14 + 2\lg\frac{250}{1{,}4}\right)^2} = 0{,}032,$$

$$h_{H-0} = 0{,}091 \cdot 0{,}032 \cdot \frac{600}{2{,}5^5 \cdot 10^{-5}} \cdot 51{,}2^2 \cdot 10^{-6} = 4{,}7 \text{ м}.$$

Все найденные потери напоров, а также свободные напоры и отметки точек наносим на схему (рис. 6.11). Одновременно на этой схеме показываем водонапорную башню.

4. Требуем я высот водон порной б шни

Высота водонапорной башни ($H_б$) определяется пьезометрическим напором, который необходимо иметь в точке 0 для надежного обеспечения сети. Для его определения необходимо составить уравнение энергии для сечения 0–ДТ Диктующая точка (ДТ) — это точка сети, куда труднее всего подать воду, или наиболее удаленная, или высоко расположенная, или точка с наибольшим свободным напором. При приблизительно равных Z и $\frac{P}{\gamma}$ ДТ будет наиболее удаленной.

В нашей схеме диктующими могут быть точки 3 и 4.

Предположим, что диктующей будет точка 3. В этом случае, составляя уравнение энергии для сечений 0-3 и пренебрегая скоростными напорами (т.к. они в водопроводной сети малы по сравнению с напорами пьезометрическими), получим:

$$\left(\frac{P_0}{\gamma}\right)_3 + Z_0 - h_{0-1} - h_{1-2} - h_{2-3} = \frac{P_3}{\gamma} + Z_3 .$$

Отсюда

$$H_б \geq \left(\frac{P_0}{\gamma}\right)_3 = \frac{P_3}{\gamma} + Z_3 - Z_0 + h_{0-1} + h_{1-2} + h_{2-3} = 12 + 78 - 80 + 0{,}8 + $$
$$+ 4{,}5 + 1{,}75 = 17{,}05 \text{ м}.$$

Если же диктующей является точка 4, получим аналогично:

$$H_б \geq \left(\frac{P_0}{\gamma}\right)_4 = \frac{P_4}{\gamma} + Z_4 - Z_0 + h_{0-1} + h_{1-2} + h_{2-4} = 16 + 80 - 80 + 0{,}8 + $$
$$+ 4{,}5 + 2{,}3 = 23{,}6 \text{ м}.$$

Так как $\left(\frac{P_0}{\gamma}\right)_4 > \left(\frac{P_0}{\gamma}\right)_3$, то диктующей является точка 4 и требуемая высота водонапорной башни от нулевой точки до минимального уровня воды в напорном резервуаре должна быть не менее 23,6 м.

При этом отметка минимального уровня воды в резервуаре составит:

$$Z_{B\min} = 80 + 23{,}6 = 103{,}6 \text{ м} \quad \text{(рис. 6.12)}.$$

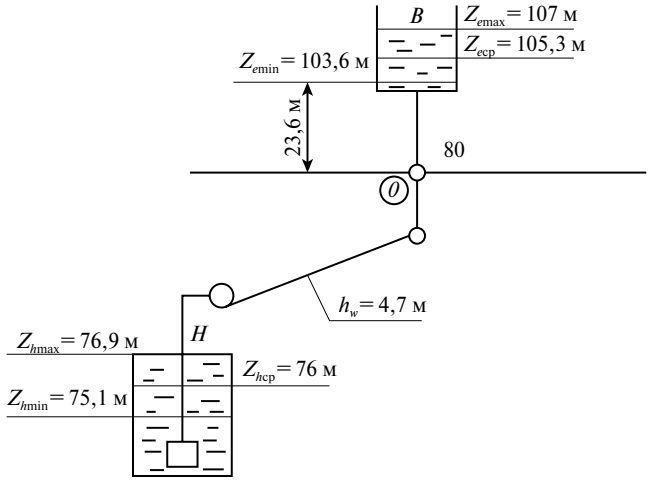


Рис. 6.12. К определению расчетного напора насоса

5. Определение размеров резервуара водонапорной башни

Практикой рекомендуется определять объем резервуара водонапорной башни как одну десятую от суточного водопотребления плюс десятиминутный пожарный запас:

$$V_{\text{рез}} = 0{,}1 \cdot V_{\text{сут}} + V_{\text{пож}}, \qquad (6.7)$$

$$V_{\text{сут}} = Q_{\text{ср}} \cdot 24\ \text{ч} \cdot 3600\ \text{с} = 30 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 10^{-3} = 2600\ \text{м}^3,$$

$$V_{\text{пож}} = Q_{\text{ср}} \cdot 10\ \text{мин} \cdot 60\ \text{с} = 30 \cdot 600 \cdot 10^{-3} = 20\ \text{м}^3,$$

$$V_{\text{рез}} = 260 + 20 = 280\ \text{м}^3.$$

6. Противопожарное водоснабжение

В сельском хозяйстве различают 3 системы противопожарного водоснабжения (ППВ):

– ППВ с помощью водопровода высокого давления;

– ППВ из водопровода низкого давления;

– ППВ из подземных резервуаров автонасосами.

В первом случае пожарные брандспойты подсоединяются к гидрантам, установленным на специальном трубопроводе высокого давления.

Во втором случае во время пожара к трубопроводу низкого давления подключают высоконапорные пожарные автонасосы.

В третьем случае тушение пожаров осуществляется также с помощью подвижных пожарных установок (автонасосов), забирающих воду из подземных резервуаров. При этом расчетный объем воды в пожарном подземном резервуаре определяется по формуле:

$$V_{\text{пож}} = Q_{\text{пож}} \cdot Z \cdot 3600 \cdot 3, \qquad (6.8)$$

где 3 — расчетная продолжительность пожара, ч;

Z — расчетное число пожаров;

$Q_{\text{пож}}$ — расчетный расход воды на пожаротушение.

Для тушения системы построек, расположенных над нашей сетью водоснабжения, выбираем третью систему водоснабжения, т.е. водоснабжение из подземных резервуаров с помощью передвижных пожарных установок.

Расчетные Z и $Q_{\text{пож}}$ приведены в таблице 6.2.

Таблица 6.2

Расчетные высоты и расходы для противопожарного водоснабжения

Число жителей	Расчетное число одновременных пожаров	Расчетный противопожарный расход $Q_{\text{пож}}$, л/с		
		(1–2)-этажные здания	(2–3)-этажные здания	(3–4)-этажные здания
до 5 тыс.	1	5	10	10
до 10 тыс.	1	10	15	15
до 25 тыс.	2	10	15	15
до 50 тыс.	2	20	20	25
P/g		(10...12) м	(12...16) м	(16...20) м

Для выбора величины Z и $Q_{\text{пож}}$ из приведенной таблицы определим число условных жителей M_y на всех наших объектах: 3, 4, 5, 1–2:

$$M_y = \frac{V_{\text{сут}}}{V_{\text{ж}}}, \qquad (6.9)$$

где $V_{\text{сут}}$ — суточное потребление на данном объекте;

$V_{\text{ж}}$ — суточное потребление на одного жителя, $V_{\text{ж}}$ =150 л/с.

Для объектов 3, 4, 5 и населенного пункта имеем:

$$V_{\text{сут}3} = Q_3 \cdot 3600 \cdot 24 \text{ ч} = 86\,400 \cdot 4 \text{ л/с} = 345\,600 \text{ л} = V_{\text{сут}5};$$

$$V_{\text{сут}4} = Q_4 \cdot 86\,400 = 10 \text{ л/с} \cdot 86\,400 = 864\,000 \text{ л};$$

$$V_{\text{сут}1-2} = Q_{1-2} \cdot 86\,400 = 12 \text{ л/с} \cdot 86\,400 = 1\,036\,800 \text{ л};$$

Тогда число условных жителей на объектах:

$$M_{y3} = M_{y5} = \frac{345\,600}{150} = 2304 < 5000;$$

$$M_{y4} = \frac{864\,000}{150} = 5760 < 10\,000;$$

$$M_{y1-2} = \frac{1\,036\,800}{150} = 6912 < 10\,000;$$

Так как $\frac{P_3}{\gamma} = \frac{P_5}{\gamma} \geq 12$, то 3 и 5 объекты — 2-этажные здания.

Следовательно, на 3 и 5 объектах $Q_{\text{пож}} = 5$ л/с (см. таблицу 6.2).

Т.к. $\frac{P_4}{\gamma} = \frac{P_{1-2}}{\gamma} \geq 16$, то здесь имеются 3-этажные здания.

Для $M_{y4} < 10000$ и 3-этажных зданий

$Q_{\text{пож}} = 15$ л/с.

Для $M_{y1-2} < 10000$ и 3-этажных зданий

$Q_{\text{пож}1-2} = 15$ л/с.

Расчетное число одновременно возможных пожаров для M_y до 10 000: Z = 1 (см. таблицу 6.2).

Тогда объем пожарных резервуаров будет равен:

$$V_{\text{пож.рез}3} = V_{\text{пож.рез}5} = 5 \cdot 1 \cdot 3600 \cdot 3 \cdot 10^{-3} = 54 \text{ м}^3,$$

$$V_{\text{пож.рез}4} = V_{\text{пож.рез}1-2} = 15 \cdot 1 \cdot 3600 \cdot 3 \cdot 10^{-3} = 162 \text{ м}^3.$$

Пример 2. Выбор насосного агрегата и определение режима работы насоса

1. Определение напора насоса

Для выбора насосного оборудования необходимы расчетные Q и H. Напор найдем из уравнения энергии для потока жидкости, транспортируемой насосом, т.е. для средних сечений $H–B$ нижнего и верхнего резервуаров.

Однако, т.к. $Z_{в.ср.}$ нет, найдем ориентировочный напор для сечения $H_{ср.} — B_{min}$ (см. рис. 6.12):

$$\left(\frac{P_H}{\gamma}+Z_H+\frac{\alpha_H\cdot\upsilon_H^2}{2g}\right)_{ср}-h_{H-0}+H_H=\left(\frac{P_B}{\gamma}+Z_B+\frac{\alpha_B\cdot\upsilon_B^2}{2g}\right)_{min}.$$

В нашем случае υ_H и υ_B очень малы, $P_H = P_B = P_{атм}$.

Тогда

$$H_H = Z_{B\min} - Z_{Hср} + h_{H-0}; \qquad (6.10)$$

$h_{H-0} = 4{,}7$ м (см. п. 3.1), или $H_H = 103{,}6 - 76 + 4{,}7 = 32{,}3$ м.

Колебания воды в напорном резервуаре обычно принимают:

$$\Delta Z_B = Z_{B\max} - Z_{B\min} = (0{,}08 - 0{,}12)H_H. \qquad (6.11)$$

Принимаем $Z_{B\max} - Z_{B\min} = (0{,}08 - 0{,}12)\cdot 32{,}3 = 3{,}4$ м.

В нижнем резервуаре колебания уровня обычно принимаются в два раза меньше:

$$\Delta Z_{H\max} - Z_{H\min} = (0{,}04 - 0{,}06)H_H. \qquad (6.12)$$

Принимаем $Z_{H\max} - Z_{H\min} = 1{,}8$ м (чтобы делилось на 2).

Ограничение колебаний уровня воды в нижнем резервуаре вызвано необходимостью ограничить высоту всасывания насосов.

Отметки уровней воды в рабочих резервуарах показаны на рисунке 6.12.

Тогда $Z_{B\,ср} = Z_{B\min} + \frac{\Delta Z_B}{2} = 103{,}6 + \frac{3{,}4}{2} = 105{,}3$ м,

$Z_{B\max} = Z_{B\min} + \Delta Z_B = 103{,}6 + 3{,}4 = 107{,}0$ м,

$Z_{H\min} = Z_{H\,ср} - \frac{\Delta Z_H}{2} = 76 - \frac{1{,}8}{2} = 75{,}1$ м,

$$Z_{H\max} = Z_{H\,\text{ср}} + \frac{\Delta Z_H}{2} = 76 + \frac{1{,}8}{2} = 76{,}9 \text{ м}.$$

Тогда расчетный напор насоса для средних уровней равен:

$$H_H = Z_{B\,\text{ср}} - Z_{H\,\text{ср}} + h_{H-0} = 105{,}3 - 76 + 4{,}7 = 34 \text{ м}.$$

2. Выбор н сосного грег т

На конкретный трубопровод насос выбирается по расчетным подаче и напору, используя стандартные характеристики насосов (см. Приложение).

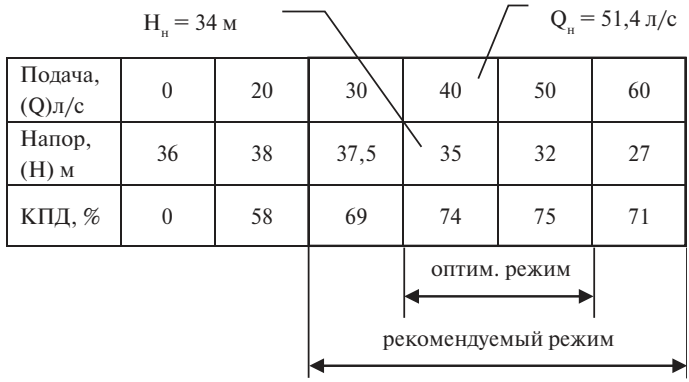
Предварительные условия правильности выбора насоса: расчетные Q и H должны лежать в зоне рекомендуемых режимов работы выбираемого насоса: все рабочие точки должны иметь место и лежать в зоне рекомендуемых режимов (рабочие точки получаются при наложении характеристики насоса на характеристику трубопровода).

Итак, для $Q_H = 51{,}4$ л/с, $H_H = 34$ м, используя таблицы характеристик насосов, на трубопровод Н–0 выбираем насос К-160/30(6К-8), т.к. наши расчетные Q и H лежат в зоне рекомендуемых режимов, более того, совпадают и оптимальные значения Q и H этого насоса.

Примеч ние. Если нет хорошего совпадения расчетных оптимальных параметров, необходимо «наложить» кривую $H_H = f(Q)$ на кривые $H_{TP} = f(Q)$.

Т блиц 6.3

Х р ктеристик н сос К-160/30 (6К-8)



Подача, (Q)л/с	0	20	30	40	50	60
Напор, (Н) м	36	38	37,5	35	32	27
КПД, %	0	58	69	74	75	71

Если при этом все три точки пересечения окажутся в зоне рекомендуемых режимов, то данный насос подходит для установки на наш трубопровод.

Если хотя бы одна из точек выходит за пределы рекомендуемых режимов, то следует выбрать другой насосный агрегат — другой марки или модификации (а или б) или взять два параллельно или последовательно работающих насоса.

3. Характеристик трубопровод

Действительные параметры режима работы насоса зависят от трубопровода, на котором насос будет установлен. Трубопровод так же, как и насос, имеет свою характеристику, т.е. зависимость напора, требуемого трубопроводом, от расхода.

Напор, требуемый трубопроводом, всегда равняется сумме напоров, необходимых на преодоление: противодавления, геометрической высоты, скоростного напора и сопротивления трубопровода, т.е.:

$$H_{\text{ТР}} = \frac{P_B - P_H}{\gamma} + Z_B - Z_H + \frac{\alpha_B \cdot \upsilon_B^2 - \alpha_H \cdot \upsilon_H^2}{2g} + h_{H-B}. \qquad (6.13)$$

В наших схемах V_H и V_B очень малы, $P_H = P_B = P_{\text{атм}}$;

$$h_{H-B} = 1{,}1 \cdot h_l = 1{,}1 \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\upsilon^2}{2g} = 1{,}1 \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{16 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d^4 \cdot 2g};$$

$$h_{H-B} = 0{,}091 \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d^5} \cdot Q^2.$$

Тогда

$$H_{\text{ТР}}^{\text{ср}} = Z_{B\,\text{ср}} - Z_{H\,\text{ср}} + 0{,}091 \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d^5} \cdot Q^2. \qquad (6.14)$$

Преобразуем выражение (6.14), подставив в него в системе все неизменные в процессе работы величины (все, кроме подачи Q).

Получим:

$$H_{\text{ТР}}^{\text{ср}} = 105{,}3 - 76 + 0{,}091 \cdot 0{,}032 \cdot \frac{600}{2{,}5^5 \cdot 10^{-5}} \cdot \left[Q_{\text{л}} \cdot 10^{-3} (\text{л/с}) \right].$$

Значения λ, l, d — см. тему 1.

$$H_{\text{ТР}}^{ср} = 29{,}3 + 1{,}79 \cdot 10^{-3} \left(Q/c \right)^2, \text{ м} \qquad (6.15)$$

— характеристика нашего трубопровода H-0.

При наибольшей разности уровней воды в резервуарах получим выражение для максимального требуемого напора, а при наименьшей разности — для минимального напора:

$$H_{\text{ТР}}^{\max} = Z_{B\max} - Z_{H\min} + 1{,}79 \cdot 10^{-3} \left(Q_{\text{л}}/\text{с}\right)^2, \qquad (6.16)$$

$$H_{\text{ТР}}^{\min} = Z_{B\min} - Z_{H\max} + 1{,}79 \cdot 10^{-3} \left(Q_{\text{л}}/c\right)^2, \qquad (6.17)$$

или:

$$H_{\text{ТР}}^{\max} = 31{,}9 + 1{,}79 \cdot 10^{-3} \left(Q_{\text{л}}/c\right)^2,$$

$$H_{\text{ТР}}^{\min} = 26{,}7 + 1{,}79 \cdot 10^{-3} \left(Q_{\text{л}}/c\right)^2.$$

Используя выражение (2.6), получим характеристику трубопровода в табличном виде. При этом значения подачи берем из таблицы 6.3.

Т блиц 6.4

Х р ктеристик трубопровод

Q, л/с	0	20	30	40	50	60
$H_{\text{ТР}}^{ср} = 29{,}3 + 1{,}79 \cdot 10^{-3} \left(Q\,\text{л/с}\right)^2$	29,3	30,0	30,9	32,2	33,8	35,8

Здесь 10^{-3} не константа, а составная часть коэффициента при Q^2. Считайте значение этого коэффициента внимательнее.

4. Определение р бочей точки н сос

Используя данные таблиц 6.3 и 6.4, строим на листе из миллиметровой бумаги следующие графики:

$$H_H = f(Q), \quad H_{TP}^{\text{ср}} = f(Q), \; \eta = f(Q).$$

Что касается двух других кривых — характеристик трубопровода (6.16) и (6.17), то кривая пройдет на 2,6 м выше (31,9 — 29,3 м), (см. рис. 6.13), а $H_{\text{ТР}}^{\text{ср}}$ — на 2,6 м ниже (29,3 — 26,7 м) кривой $H_{\text{ТР}}^{\text{ср}}$.

На пересечении кривых $H_{\text{ТР}} = f(Q)$ и $H_H = f(Q)$ получим три рабочие точки насоса: *m, k, n*; эти точки показывают действительные значения подачи, напора и КПД, развиваемых данным насосом на данном трубопроводе.

В точке m пересечения характеристики насоса со средней кривой характеристики трубопровода получаем следующие действительные значения Q, H и η насоса:

$$Q_m=47 \text{ л/с};\ H_m=33{,}2 \text{ м};\ \eta_m=75{,}5\%.$$

Так как $Q_m \neq Q_{\text{нас}} = 51{,}4$ л/с, то:

1) Определяем действительную продолжительность работы насоса в сутки:

$$t_{\text{нд}} = 24 \cdot \frac{Q_{\text{сум}}}{Q_m} = 24 \cdot \frac{30}{47} = 15{,}3 \text{ ч}.$$

Полученное значение должно лежать в пределах рекомендуемых значений 12...18 ч.

В нашем случае 12 ч < 15,3 ч < 18 ч.

2) Уточняем диаметр трубопровода Н-0:

$$d_{H-0} = (46...50)47^{\frac{4}{9}} = 256...278 \text{ мм}.$$

Оставляем диаметр прежним $d_{H-0} = 250$ мм.

3) Значения расходов в крайних точках n и k не должны выходить за пределы рекомендуемых подач (см. табл. 6.3). В нашем случае $Q_k = 42{,}5$ л/с, $Q_n = 51$ л/с.

Полученные значения (42,5...51 л/с) лежат в пределах рекомендуемых подач для насоса К-160/30 от 30 до 60 л/с.

4) Наибольшая потребляемая мощность получается в точке n при $Q_n = Q_{\max} = 51$ л/с, $H_n = 31{,}4$ м, $\eta_n = 75\%$:

$$N_{\text{потр max}} = \frac{\gamma \cdot Q_n \cdot H_n}{10^3 \cdot \eta_n} = 9{,}81 \cdot 10^{-3} \cdot Q(\text{л/с}) \cdot H_n \cdot \frac{1}{\eta} = \\ = 9{,}81 \cdot 10^{-3} \cdot 51 \cdot 31{,}4 \cdot \frac{1}{0{,}75} = 21 \text{ кВт}. \quad (6.18)$$

При этом требуемая мощность электродвигателя

$$N_{\text{дв}} = (1{,}1...1{,}2) \cdot N_{\text{потр max}} = (1{,}1...1{,}2) \cdot 21 = 23{,}1...25{,}2 \text{ кВт}. \quad (6.19)$$

Эта мощность — для контроля, т.к. насосы центробежные лопастные идут в комплекте с электродвигателями.

Дополнительные в ри нты выбор н сосного грег т

Если при выборе окажется, что расчетные значения Q и H не лежат в зоне рекомендуемых режимов ни одного насоса, то подбираем насос (насосный агрегат) по одному расчетному па-

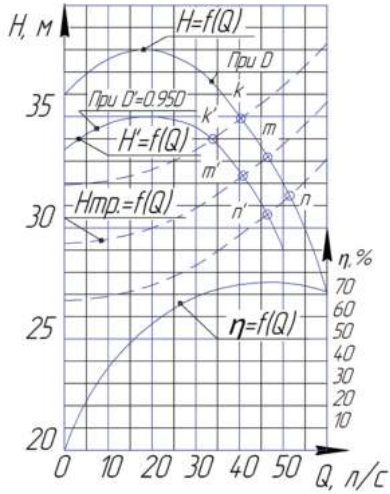


Рис. 6.13. Характеристика К160/30 при n = 1450 об/мин;
— характеристики насосов;
-- характеристики трубопроводов

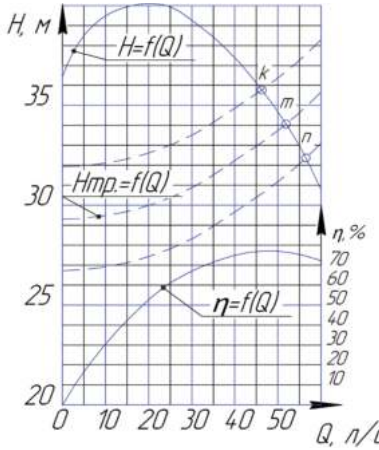


Рис. 6.14. Суммарная характеристика двух параллельно работающих насосов К90/35 при *n* = 2900 об/мин:
— характеристики насосов;
-- характеристики трубопроводов

раметру, Q или H, с последующим изменением другого и характеристики насоса в целом.

Выбор н сос с обточенным р бочим колесом

Этот вариант применяется, если рекомендуемый напор выбираемого насоса больше расчетного на 10...30%.

Допускается для снижения напора насоса обтачивать его рабочее колесо в пределах 20%:

$\frac{D'}{D} \le 0{,}8$, где D и D' — первоначальное и новое значения диаметра рабочего колеса соответственно.

Тогда

$$H' = H \cdot \left(\frac{D'}{D}\right)^2;\ Q' = Q;\ \eta' = \eta, \qquad (6.20)$$

где H', Q' и η' — параметры насоса с обточенным (уменьшенным) диаметром колеса.

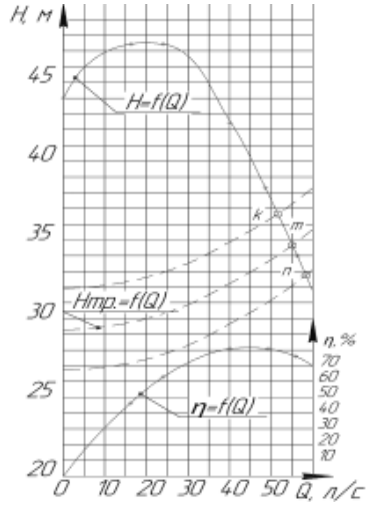


Рис. 6.15. Суммарная характеристика двух последовательно работающих насосов К160/80 при n = 1450 об./мин:
— характеристики насосов;
-- характеристики трубопроводов

В настоящее время промышленность выпускает насосы с уменьшением на 10% и иногда на 20% рабочих колес с буквами «а» и «б» в маркировке.

При использовании этого варианта в таблицу характеристик насоса добавляют одну дополнительную строку для нового напора и заполняют ее в соответствии с зависимостью $H' = H \cdot \left(\frac{D'}{D}\right)^2$.

Степень снижения напора можно определить по выражению:

$$\left(\frac{D'}{D}\right)^2 = \left(\frac{H_{\text{опт. табл}}}{H_{\text{расч. нас.}}}\right).$$

Затем на рисунке 6.13 строим зависимости: $H' = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ и $H_{\text{ТР}} = f(Q)$, и т.д.

Выбор агрегата, состоящего из двух параллельно соединенных насосов

Этот вариант применяется, если по напору насос подходит, а подача его значительно меньше:

$$Q_{H\text{-}0} \approx 1{,}5\, Q_{\text{табл}}.$$

Для наших расчетных значений можно принять агрегат из двух параллельно соединенных насосов К-90/35 (4К-12).

Суммарная характеристика двух одинаковых насосов, работающих параллельно, строится по правилу: при одинаковых напорах расходы суммируются, а КПД не изменяются: $H' = H$; $Q' = 2Q$; $\eta' = \eta$.

В соответствии со сказанным в таблицу 6.1 вводится дополнительная строка.

Характеристика двух параллельно соединенных насосов К-90/35 представлена в таблице 6.5.

Для получения рабочей точки насосного агрегата строятся кривые характеристик $H_{\text{Н}} = f(2Q)$ и $\eta = f(2Q)$ (см. рис. 6.14). При-

Таблица 6.5

Характеристики двух параллельно соединенных насосов К-90/35

Q, л/с	0	8	12	16	24	32
$Q'=2Q$, л/с	0	16	24	32	48	64
H, м	36,5	40,0	40,0	39,0	35,0	26,0
η, %	0	46	60	68	78	70

меняется этот вариант, если по подаче насос подходит, а напор его значительно меньше ($H_н \approx (1{,}5...2)H_{рек.табл.}$). Для наших расчетных значений $Q_н = 51{,}4$ л/с, $H_н = 34$ м можно принять агрегат из двух последовательно соединенных насосов К-160/80 (6К12).

Суммарная характеристика двух одинаковых последовательно соединенных насосов строится по правилу: при одинаковых подачах напоры суммируются (удваиваются), а КПД не меняется.

Суммарная характеристика двух последовательно работающих насосов К-160/80 при $n = 1430$ об./мин приведена в таблице 6.4. Так же, как и в стандартную, в эту таблицу тоже вводится одна дополнительная строка.

Таблица 6.6

Характеристика двух последовательно соединенных насосов К-160/80

Q, л/с	0	16	24	40	48	56
$H_н$, м	22,0	23,6	23,6	21,2	19,2	17,0
$H' = 2H_н$, м	44	47,2	47,2	42,4	38,4	34,0
η, %	0	48	62	81	81	77

Для получения рабочей точки насосного агрегата строятся кривые характеристик $H'_н = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$ (см. рис. 6.15).

Анализ полученных данных проводится так же, как и при основном способе выбора насоса.

Вопросы для контроля

1. Как определить средний расход для участка?
2. Как определить транзитный расход?
3. Как определить расчетный расход: а) на участке без «*q*»; б) на участке с «*q*»; в) на участке с насосом?
4. Как определить диаметр участка сети?
5. Вывести зависимость для определения потерь напора на участке.
6. Как определить высоту водонапорной башни?
7. Как выбрать насос?
8. Вывести зависимость для характеристики трубопровода.
9. Как построить рабочую точку насоса?
10. Что и как показывает рабочая точка насоса?

РАЗДЕЛ III. КОМПЬЮТЕРНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ РЕШЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЗАДАЧ

Как отмечалось во введении, для реализации компьютерных технологий решения задач гидравлики в данном учебном пособии отдано предпочтение современному отечественному средству интеллектуального автоматизированного проектирования — программному комплексу «Моделирование в технических устройствах» (ПК «МВТУ») [7].

Существует целый ряд высокоэффективных прикладных программ, среди которых можно выделить *MatLab*, *Mathcad* и др., однако ПК «МВТУ» на их фоне имеет преимущества. Остановимся на этом подробнее.

ПК «МВТУ» — отечественный программный продукт, созданный коллективом ученых Московского государственного технического университета (МГТУ) им. Н. Э. Баумана — ведущей школы в области технического образования и передовой технической науки как в России, так и за ее пределами. Являясь альтернативой зарубежным прикладным программам *Matlab* (компоненте *Simmulinc*), *VisSim*, *Matrix* и др., ПК «МВТУ» позволяет рассчитывать и моделировать различные технические устройства (механические, гидравлические, теплотехнические, электротехнические, средства автоматики и др.). Он, исходя из запросов отечественных пользователей

программных средств, выгодно отличается от зарубежных аналогов:

– является открытым программным продуктом (распространяется через интернет бесплатно на сайте http://mvtu.power.bmstu.ru);

– вся необходимая сопроводительная документация, методическое обеспечение и исчерпывающая справочная контекстная система ПК «МВТУ» выполнены на русском языке, что для многих российских пользователей снимает языковой барьер, который имеет место при изучении и использовании зарубежных аналогов, имеющих англоязычное методическое и справочное сопровождение.

Визуальные, интерактивные средства программирования, используемые в ПК «МВТУ», сопроводительная документация и методическое обеспечение, отличающееся «прозрачностью» и доступностью для понимания, позволяют пользователю, при наличии элементарных навыков работы в среде операционной системы *Windows*, в кратчайший срок изучить его и успешно работать в его среде.

Далее рассматривается часть возможностей ПК «МВТУ» (п. 7), достаточных для автоматизации гидравлических расчетов (п. 8), используемых при подготовке бакалавров. Эти сведения являются стартовыми и для освоения методов решения дифференциальных уравнений в среде ПК «МВТУ», рассмотренных в п. 9. Исчерпывающая информация о ПК «МВТУ», последней версии 3.7 и инсталляционное программное обеспечение приведены в электронном приложении.

Примеч ние. С позиции объективности к подходу выбора программного обеспечения для решения гидравлических задач (только в части автоматизации вычислительных работ) следует отметить, что для этих целей можно использовать программу *Microsoft Excel (MS Excel)*, изучаемую во всех российских агроинженерных вузах в курсе «Информатика». В связи с этим авторы сочли целесообразным в заключительной части настоящего раздела (см. п. 11) привести пример использования *MS Excel* для автоматизации гидравлических расчетов и дать сравнительную оценку с ПК «МВТУ».

7. Краткая характеристика программного комплекса «МВТУ»

7.1. Визуальная среда программирования

В ПК «МВТУ», как и в его зарубежных аналогах, использовано визуальное программирование. Оно базируется на так называемых **структурных схем х**, представляющих графическое отображение математических зависимостей в виде прямоугольных блоков, внутри которых показаны математические операции, а с помощью стрелок и буквенных символов обозначены соответственно входные и выходные величины, участвующие в математических операциях. Так, к примеру, формулу для расчета критерия движения жидкости — числа Рейнольдса, можно представить структурной схемой, показанной на рис. 7.1.

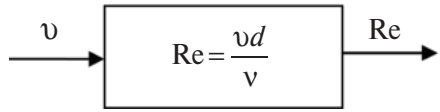


Рис. 7.1. Интерпретация формулы для расчета числа Рейнольдса в виде структурной схемы: υ — средняя скорость потока жидкости; *d* — диаметр трубопровода; ν — коэффициент кинематической вязкости

Входной язык ПК «МВТУ» включает в себя обширные библиотеки различных функциональных блоков. Для решения основных задач, рассматриваемых в рамках настоящего учебного пособия, потребуется ограниченное количество блоков из библиотек ПК «МВТУ». Некоторые из них показаны на рис. 7.2.

На схемах блоков слева показаны порты ввода, а справа — порты вывода. В блоке Новый порты появляются после записи



б *в* *г*

Рис. 7.2. Типовые блоки: — блок Новый; *б* — блок Модельное время (Часы); *в* — блок Константа; *г* — блок Временной График

в него расчетных формул. Функциональные назначения блоков (рис. 7.2) следующие.

Блок Новый (см. рис. 7.2,) работает на основе встроенного Интерпретатора Математических Функций. Диалоговое Окно Интерпретатора Математических Функций представляет по своей сути окно текстового редактора, в котором пользователь записывает математические зависимости в виде, близком к общепринятой естественной записи.

Использование блока-интерпретатора весьма эффективно для расчетов на основе сложных функциональных преобразований.

Блок Новый (блок-интерпретатор) «распознает» достаточное количество стандартных математических операций и функций, например следующие:

+	сложение;	**abs**	модуль;	**sin**	синус;	**arcsin**	арксинус;
-	вычитание;	**sign**	знак;	**cos**	косинус;	**arccos**	арккосинус;
*	умножение;	**exp**	экспонента;	**tg**	тангенс;	**arctg**	арктангенс;
/	деление;	**In**	логарифм;	**ctg**	котангенс;	**arcctg**	арккотангенс;
^	степень;	**pi**	3,1415;	**e**	2,71828;	**()**	скобки;
						sqrt	корень квадратный.

***Блок Модельное Время* (*Часы*)** (см. рис. 7.2, *б*) генерирует выходной сигнал, численно равный текущему значению модельного времени в секундах. Его можно использовать для формирования числовой последовательности от 0 до $+N$, где N – значения числа в конечной точке числовой последовательности.

Блок Константа (см. рис. 7.2, *в*) генерирует на своем выходе значение постоянной величины.

Блок Временной График (см. рис. 7.2, *г*) обеспечивает фиксацию и отображение результатов расчетов в виде графиков и таблиц в специальном Графическом Окне. Он позволяет в одном Графическом Окне одновременно отображать практически любое количество графиков (таблиц).

Подробную информацию о блоках, размещенных в библиотеках ПК «МВТУ», можно найти в контекстной справочной системе, вызвав ее с помощью кнопки ?, или в [7].

Структурная схема, составленная из таких блоков, представляющая собой программу в визуальном виде, вводится в компьютер с помощью простейших формальных процедур (они подробно рассмотрены при решении конкретных задач в п. 8). На ее основе в среде ПК «МВТУ» автоматически выполняются расчеты численными методами.

7.2. Интерфейс пользователя

ПК «МВТУ» можно открыть одним из известных методов запуска программ в среде *Windows*, наиболее удобным из которых является пуск с помощью специально созданной пиктограммы.

Операция запуска ПК осуществляется посредством установки курсора на пиктограмму и последовательным двукратным нажатием левой клавиши мыши. После запуска программного комплекса на экране монитора появится заставка с реквизитами авторов ПК «МВТУ» и фотографией главного корпуса МГТУ им. Н. Э. Баумана, потом – Главное Окно программного комплекса «МВТУ» (рис. 7.3), где в верхней части Главного Окна — ленточное Командное Меню (1), в центральной части – Панель Инструментов (командных кнопок) (2), а ниже – Линейка Типовых Блоков (3) с соответствующими пиктограммами и закладками названий отдельных библиотек, сформированных по функциональному принципу.



Рис. 7.3. Главное окно ПК «МВТУ»: 1 — ленточное Командное меню; 2 — Панель инструментов (командных кнопок); 3 — Линейка типовых блоков

Назначение Командного Меню и Панели Инструментов (командных кнопок) одинаковое, однако для начинающего пользователя ПК «МВТУ» удобнее большинство операций выполнять с помощью Панели Инструментов. Это обусловлено ее следующими дидактическими возможностями:

– на каждой кнопке показано графическое изображение, отображающее ее функциональное назначение;

– при установке курсора на кнопку высвечивается подпись ее функционального назначения.

Следует подчеркнуть, что при решении задач, предусмотренных настоящим пособием, пользователю, в большинстве случаев, из ленточного Командного меню понадобится команда Файл, а из Панели Инструментов – кнопки, показанные в таблице.

Таблица 7.1

Фрагменты панели инструментов

Название кнопки	Назначение кнопки
 **Новый**	Открывает Схемное Окно нового проекта (задачи)
 **Открыть**	Открывает окно считывания с диска ранее созданной структурной схемы динамической задачи (по умолчанию вызывается корневой каталог с указанием файлов, имеющих расширение .**mrj**)
 **Сохранить**	Сохраняет структурную схему и параметры (по умолчанию файл с расширением .**mrj**), включая метод, параметры интегрирования, окна отображения результатов расчета и т.п.
 **Параметры счет**	Вызывает Диалоговое Окно выбора метода интегрирования, установки времени, шага интегрирования, точности и т.д.
 **Старт**	Выполняет 1-й этап запуска проекта на счет, проводя инициализацию всех блоков и линий связи в схемных окнах проекта на «нулевом» шаге интегрирования
 **Стоп**	Завершает расчет с сохранением в оперативной памяти параметров модели и состояния системы
 **Справка**	Открывает окно контекстной справочной системы ПК «МВТУ»
 **Выйти**	Завершает сеанс работы в среде ПК с предложением сохранить текущую структурную схему

Полную информацию о функциональных возможностях Командного Меню и Панели Инструментов можно найти в справочной контекстной системе ПК «МВТУ», вызвав ее на экран монитора посредством позиции Справка из Командного меню. В справочной контекстной системе опцией Содержание открывают содержание всей контекстной справочной системы.

Кроме основного Командного меню в ПК «МВТУ» еще есть дополнительное Командное меню, которое не понадобится для решения задач применительно к гидравлическим расчетам.

Линейка типовых блоков

Линейк типовых блоков состоит из отдельных каталогов (библиотек), переключение которых осуществляют однократным щелчком левой клавиши мыши в поле Закладки с соответствующим названием. Учитывая, что все закладки не умещаются по длине Линейки типовых блоков, в правом нижнем углу Линейки типовых блоков предусмотрены специальные кнопки, однократный щелчок левой клавиши мыши по которым смещает Закладки вправо-влево на одну позицию.

Каждая из библиотек, включенная в Линейку типовых блоков, состоит из 2...20 блоков. Те библиотеки, которые не вмещаются по длине Линейки, могут быть «прокручены» влево — вправо щелчками левой клавиши мыши по специальным кнопкам (в начале и конце Линейки). Для быстрого перемещения в конец (или начало каталога) достаточно однократного щелчка правой клавишей мыши по соответствующей кнопке.

7.3. Последовательность работы в среде комплекса

В данном подразделе рассматриваются только основные процедуры работы, освоение которых является *обяз тельным условием* для самостоятельной работы в среде программного комплекса.

Команды и опции, как отмечалось выше, выполняются либо посредством меню Главного Окна, либо посредством командных кнопок, назначение которых кратко рассмотрено в п. п. 7.2.2, 7.2.3.

Формирование, редактирование структурной схемы, ввод параметров блоков, начальных условий, выбор метода и па-

раметров интегрирования проводятся с использованием как специальных графических процедур, так и посредством команд или командных кнопок.

Для задач высокой размерности структурную схему расчета рекомендуется предварительно начертить примерно в том же виде, в каком вы желаете видеть ее на экране монитора. Для сравнительно несложных задач структурную схему можно формировать непосредственно в Схемном Окне на экране монитора.

Формирование структурной схемы и ее параметров, выбор метода, параметров интегрирования и т.п. целесообразно проводить в следующей последовательности:

– используя Линейку Типовых Блоков, заполните Схемное Окно необходимыми блоками примерно так же, как они должны быть расположены в структурной схеме;
– используя процедуры «перемещения» (перетаскивания) блоков, изменения ориентации блоков и их размеров, придайте структурной схеме «осмысленный» вид;
– используя манипулятор мышь, соедините блоки линиями связи;
– двигаясь слева направо и сверху вниз (по блокам в Схемном Окне), задайте параметры блоков;
– используя кнопку *П р метры счет* , задавайте метод интегрирования и другие параметры (в большинстве случаев они принимаются по умолчанию);
– сохраните набранную структурную схему (проект) под оригинальным именем на жесткий диск (например: *proba. mrj* или проба.*mrj*);
– запустите задачу на счет, смотрите текущие результаты в графических окнах и анализируйте.

Рекомендуется выполнять процедуру сохранения на жесткий диск не в конце ввода всех условий задачи, а после каждого из вышеперечисленных этапов.

Первая операция после запуска ПК «МВТУ» — открытие Схемного Окна. Для ее выполнения следует установить курсор на первой командной кнопке *Новый* Панели инструментов (командных кнопок) и однократно щелкнуть левой клавиши мыши. В результате на экране монитора, в дополнение к Главному Окну ПК «МВТУ», появится чистое Схемное Окно (рис. 7.4), в которое вводится структурная схема.

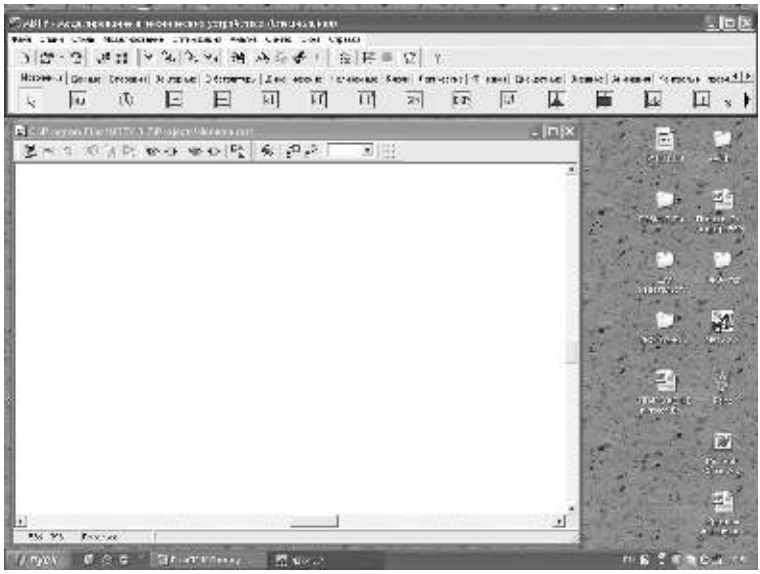


Рис. 7.4. Копия экрана монитора с Главным Окном ПК «МВТУ» и чистым Схемным Окном

Примеч ние. В ПК «МВТУ» типовые блоки изображаются в двух вариантах — с обрамлением, как показано на рис. 7.2, и по умолчанию без обрамления (рис. 7.5).



б *в* *г*

Рис. 7.5. Типовые блоки без обрамления: — блок Новый; *б* — блок Модельное время (Часы); *в* — блок Константа; *г* — блок Временной График

Для того чтобы блоки были обрамлены, необходимо в ленточном Командном Меню (рис. 7.3) щелкнуть правой клавишей мыши по команде Опции в появившимся меню (рис. 7.6), с помощью верхней строки Настройки запустить дополнительное меню Настройки (рис. 7.7) и в нем щелкнуть левой клавишей мыши по кнопке *Рисов ть обр мление*.

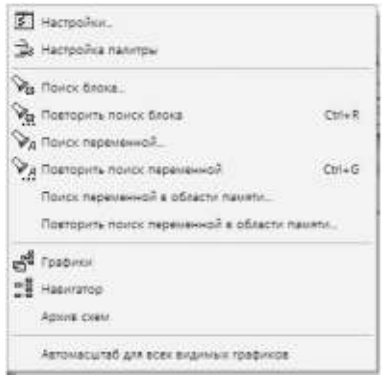


Рис. 7.6. Всплывающее меню для выбора команды Настройки



Рис. 7.7. Всплывающее меню Настройки для выбора команды *Рисов ть обр мление*

8. Автоматизация расчетов

8.1. Методы расчетов

В среде ПК «МВТУ» можно вести расчеты двумя способами: с помощью блоков библиотек Операции Математические и Функции Математические или на основе блока Новый. Пер-

вый метод целесообразно применять для вычисления несложных аналитических зависимостей. Второй метод универсален (он удобен для расчета любых по сложности зависимостей). Краткую сущность этих методов, не вдаваясь в подробности всех процедур при работе в среде ПК «МВТУ», рассмотрим на следующем простейшем вводном примере.

Пример. Требуется определить число Рейнольдса и режим движения воды в водопроводной трубе диаметром $d = 300$ мм при расходе $Q = 0{,}136$ м^3/с. Коэффициент кинематической вязкости воды $\nu = 1{,}306 \cdot 10^{-6}$ м^2/с (при $t = 10$ °С).

Алгоритм решения данной задачи сводится к определению:

– живого сечения потока $S = \pi d^2/4$, м^2;

– средней скорости движения воды в трубе $\upsilon = Q/S$, м/с;

– числа Рейнольдса $\mathrm{Re} = \upsilon d/\nu$;

к сравнению полученного числа Рейнольдса с критическим $\mathrm{Re}_{кр} = 2300$. (Если полученное значение меньше критического, то движение будет ламинарным; если $\mathrm{Re}_{кр} \le \mathrm{Re} = 4000$, то режим движения воды будет переходным; при Re больше 4000 движение воды турбулентное.)

Решение с помощью блоков библиотеки Операции. Анализ приведенного выше алгоритма показывает, что для вычислений с помощью первого способа из библиотеки Операции потребуются блоки Умножение и Деление, для ввода констант (*d, Q,* ν, *4*) — блоки Константа, а для фиксации результата расчета (значения Re) — блок Временной График. Греческий символ ν следует заменить на символ английского алфавита *n* (ПК «МВТУ» воспринимает символы английского (латинского) алфавита); греческие символы в ПК «МВТУ» также можно вводить в виде их полных или сокращенных названий, записанных английским шрифтом (для рассматриваемого примера ν в тексте программы можно использовать обозначения, например, как «*niu*», «*ni*»).

Схемное Окно с введенной структурной схемой расчета в соответствии с приведенным выше алгоритмом решения задачи показано на рис. 8.1.

Подробно методика расчета и основные процедуры при работе в среде ПК «МВТУ» рассмотрены в п. 8.2.

Результаты расчета показаны на рис. 8.2.

Из анализа результатов расчета следует, что движение воды в трубе турбулентное (Re > 4000).

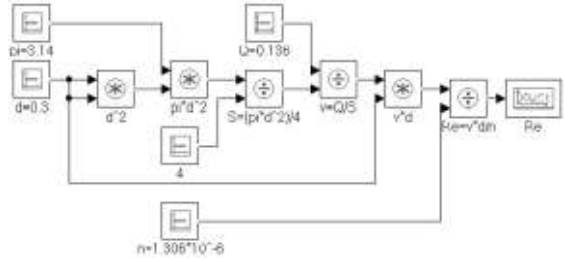
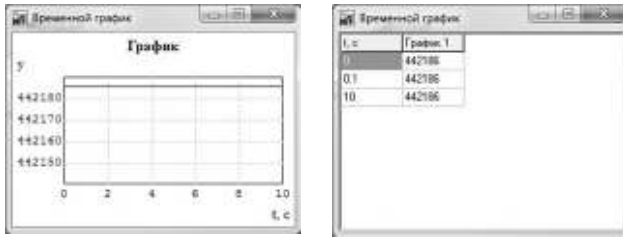


Рис. 8.1. Структурная схема для расчета числа Рейнольдса



б

Рис. 8.2. Копии Графического Окна блока Временной График с результатами расчета: — в виде графика; *б* — в числовом виде

Решение с помощью блока Новый. При использовании блока Новый возможны несколько вариантов решения.

Первый в ри нт (внешний ввод исходных данных)**.** Рассмотренный выше алгоритм расчета можно реализовать с помощью блока Новый, введя в него посредством Редактор Интерпретатора Математических Функций программу расчета (рис. 8.3), используя для ввода исходных данных блоки Константа, а для вывода результатов расчета — блок Временной График (рис. 8.4).

Второй в ри нт (исходные данные вводятся непосредственно при формировании программы расчета в окне Редактор Интерпретатора Математических Функций). В таком случае программа и структурная схема расчета будут иметь вид, показанные на рис. 8.5, 8.6.

Третий в ри нт (с использованием глобальных параметров). Прежде чем рассматривать этот вариант, поясним понятие Глобальные параметры: в ПК «МВТУ» параметры модели по области действия могут быть локальными и глобальными. Ло-

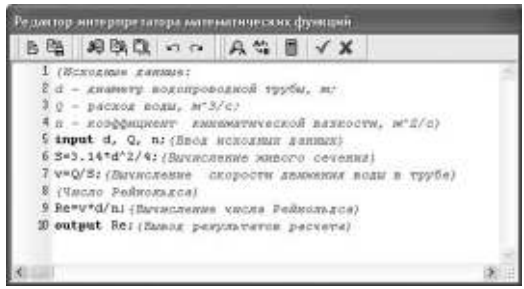


Рис. 8.3. Копия окна Редактор Интерпретатора Математических Функций с введенной программой

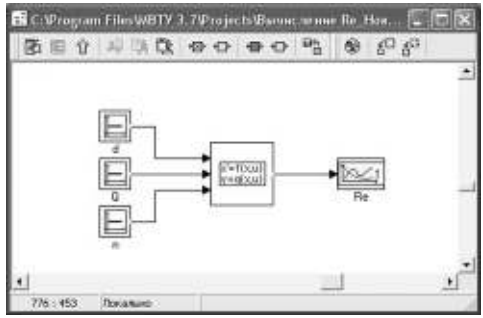


Рис. 8.4. Копия Схемного Окна с введенной структурной схемой расчета числа Рейнольдса на основе блока Новый

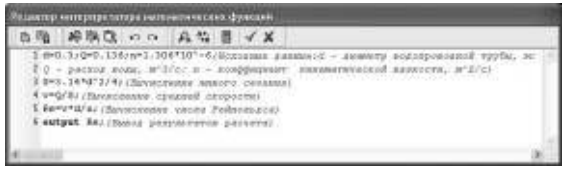


Рис. 8.5. Копия окна Редактор Интерпретатора Математических Функций с введенной программой по второму варианту

кальными параметрами являются численные характеристики отдельных элементарных блоков, используемых в структурной схеме расчета (область их действия ограничена только этими блоками). В отличие от локальных параметров, сфера действия глобальных параметров может распространяться на все блоки структурной схемы или на их определенную часть. Глобальные

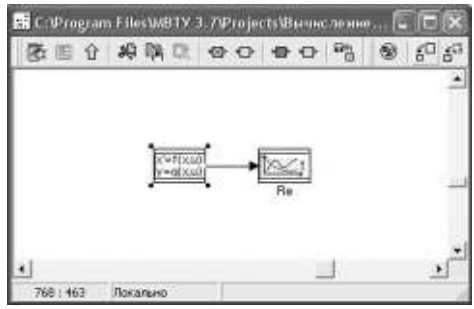


Рис. 8.6. Копия Схемного Окна с введенной структурной схемой расчета числа Рейнольдса на основе блока Новый по второму варианту

параметры задают с помощью Редактора Глобальных Параметров Проекта, который вызывается в Схемное Окно однократным щелчком по специальной кнопке *П р метры м кроблок* . Она расположена по порядку первой слева в дополнительной панели инструментов Схемного Окна (см. рис. 7.6). В окне Редактор Глобальных Параметров записывают те параметры блоков, которые надлежит рассматривать как глобальные.

Для рассматриваемого примера окно Редактор Глобальных Параметров показано на рис. 8.7, а программа расчета приведена на рис. 8.8. Структурная схема расчета будет такой же, как и для второго варианта (рис. 8.6).

Очевидно, что результаты расчета по всем трем вариантам будут аналогичны результатам, полученным при использовании способа расчета числа Рейнольдса с использованием блоков Операции Математические (рис. 8.2).

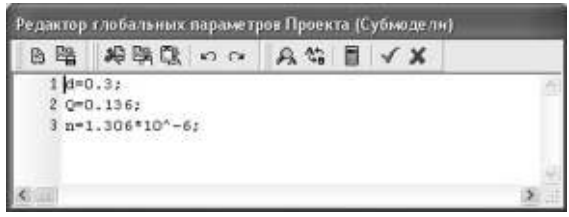


Рис. 8.7. Копия окна Редактор Интерпретатора Глобальных Параметров с введенными параметрами

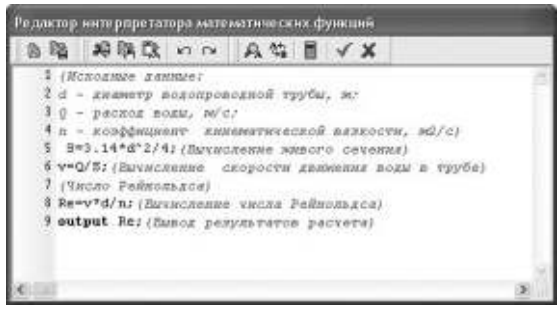


Рис. 8.8. Копия окна Редактор Интерпретатор Математических Функций с введенной программой по третьему варианту

Из анализа результатов расчета (рис. 8.2) следует, что режим движения воды в трубе турбулентный, так как расчетное значение числа Рейнольдса Re = 442 186 больше критического $Re_{кр} = 4000$.

Для приобретения навыка самостоятельной работы по автоматизации гидравлических расчетов в среде ПК «МВТУ» достаточно выполнить приведенные ниже примеры.

8.2. Демонстрационно-обучающие примеры расчетов

Определение размеров поршня пресса

Гидравлический пресс (рис. 8.9) [4] предназначен для прессования различных материалов (монолитных и сыпучих). Он состоит из двух сообщающихся цилиндров с малым и большим поршнями, имеющими соответственно диаметры d = 0,05 м и D, который подлежит определению для состояния равновесия пресса при следующих данных: необходимое сжимающее усилие большого поршня F = 5000 Н; усилие на рукоятке рычага T = 150 Н; плечи рычага a = 0,15 м, b = 0,75 м. Разностью в вертикальном положении поршней, их массой, трением в системе рычагов и гидравлических элементах пресса пренебречь.

Решение. Согласно закону Паскаля во всех точках жидкости пресса будет одинаковое давление p. Его можно выразить как:

$$p = P/s \qquad (8.1)$$

или

$$p = F/S, \tag{8.2}$$

где s и S — площади малого и большого поршня соответственно ($s = \pi d^2/4$; $S = \pi D^2/4$).

Приравнивая правые части выражений (8.1) и (8.2) с учетом формул, определяющих площади поршней s и S, получим соотношение $F/D^2 = P/d^2$, из которого получим формулу для вычисления искомого диаметра большого поршня:

$$D = d\sqrt{F/P}\ . \tag{8.3}$$

Для того чтобы использовать формулу (8.3), необходимо предварительно найти силу P. Для этого составим уравнение моментов относительно шарнира, из которого P определится как:

$$P = T(a+b)/a. \tag{8.4}$$

Анализ формул (8.3) и (8.4) показывает, что для таких простейших вычислений нет смысла использовать какие-либо программные средства. В данном случае можно применить

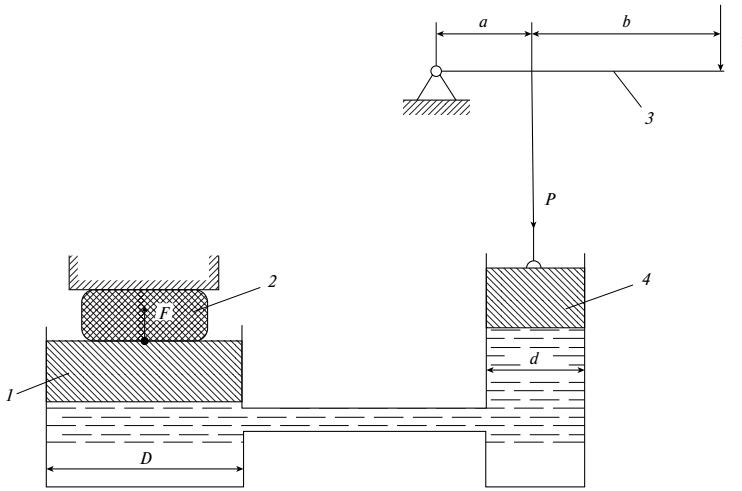


Рис. 8.9. Расчетная схема гидравлического пресса:
1, 4 — поршни; *2* — прессуемый элемент; *3* — рукоятка рычага

простейший калькулятор. Очевидно, что применение компьютерных технологий рассчета оправдано для более сложных задач. Несмотря на данное обстоятельство, руководствуясь целевым назначением настоящего раздела учебного пособия, рассмотрим на этом простейшем примере поэтапную методику расчета в среде ПК «МВТУ». В качестве вычислительного ядра, реализующего формулы (8.3) и (8.4), используем блок Новый.

Эт п 1 — формиров ние лгоритм и прогр ммы вычислений

Прежде чем касаться алгоритма вычислений применительно к блоку Новый, рассмотрим последовательности выполненных операций при вычислениях на основе формул (8.3) и (8.4), выполненных традиционным способом:

1. В формулу (8. 4) вводят заданные по условию задачи числовые значения *T, a* и *b.*

2. Выполняют вычисления по формуле (8.4).

3. В формулу (8. 4) вводят заданные по условию задачи числовые значения *d, F* и рассчитанное значение *P.*

4. Выполняют вычисление искомого диаметра большого поршня *D* по формуле (8.3).

Рассмотренная последовательность действий есть не что иное, как алгоритм при традиционном вычислительном процессе. При использовании блока Новый необходимо:

1. В блок Новый записать константы — исходные данные: $d = 0{,}05$; $F = 5000$; $T = 150$; $a = 0{,}15$; $b = 0{,}75$.

2. В блок Новый записать формулу (8.3).

3. В блок Новый записать формулу (8.4).

4. Из блока Новый вывести искомую величину *D* – результаты расчета (с помощью оператор вывода *output*).

Данный алгоритм реализуют в окне Редактор Интерпретатор Математических Функций в виде программы, близкой к естественному виду записи формул и чисел, принятому в математике (в дробных десятичных числах вместо запятой используется точка):

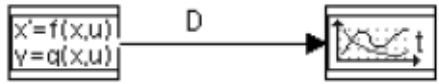
1. $d = 0{,}05$; $F = 5000$; $T = 150$; $a = 0{,}15$; $b = 0{,}75$.

2. $P = T^* (a+b)/a$.

3. $D = d^* sqrt (F/P)$.

4. *output D.*

Для вычисления искомого диаметра *D* на основе приведенной программы кроме блока Новый понадобится блок Временной График для отображения результата расчета. Составленная из этих блоков схема (рис. 8.10) по своей сущности является визуальным вариантом программы, последовательность дальнейших операций с которой рассмотрена на следующих этапах.



Блок Новый Блок Временной График

Рис.8.10. Структурные схемы расчета по формулам (8.3) и (8.4)

Этап 2 — работа с блоком Новый

После запуска ПК «МВТУ» посредством пиктограммы (см. рис. 7.3) переместите курсор на кнопку *Новый* и сделайте однократный щелчок левой клавишей мыши — откроется чистое Схемное Окно. Переместите курсор на закладку Динамические Звенья и инициализируйте ее. Переместите курсор на блок Новый, сделайте однократный щелчок левой клавишей мыши и перенесите его в Схемное Окно. В результате выполнения этих операций Схемное Окно примет вид, показанный на рисунке 8.11.

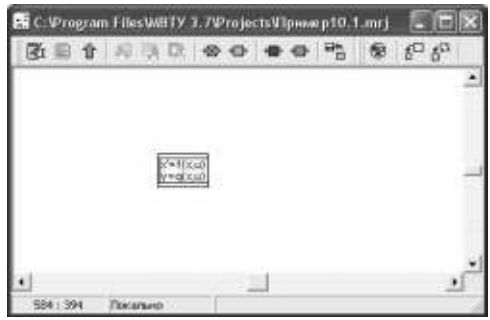


Рис. 8.11. Копия Схемного Окна с блоком Новый

Переместите курсор на блок Новый и выполните двукратный щелчок левой клавишей мыши — в Схемном Окне появится окно Редактор Интерпретатора Математических Функций (рис. 8.12).



Рис. 8.12. Копия Схемного Окна с Редактором Интерпретатора Математических Функций

В появившееся окно запишите программу:

1. $d = 0{,}05$; $F = 5000$; $T = 150$; $a = 0{,}15$; $b = 0{,}75$ *{Исходные д нные}.*
2. $P = T^* (a+b)/a$ *{Вычисление P}.*
3. $D = d^*$ *sqrt* (F/P) *{Вычисление F}.*
4. *output D {Вывод результ т р счет }.*

Примеч ние. Комментарий, заключенный в фигурных скобках, при записи программы давать необязательно.

После выполнения операций записи программы с использованием второго варианта (см. выше вводный пример) копия окна Редактора Интерпретатора Математических Функций примет вид, показанный на рисунке 8.13.

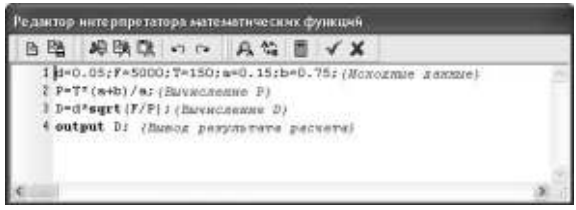


Рис. 8.13. Копия окна Редактор Интерпретатора Математических Функций с введенной программой

Переместите курсор на кнопку ✓ (*Применить*) и сделайте однократный щелчок левой клавишей мыши — окно Редактор Интерпретатора Математических Функций закроется и откроется Главное Схемное Окно, в котором блок Новый будет иметь один порт выхода (рис. 8.14).

Эт п 3 — формиров ние в Схемном Окне структурной схемы р счет

Переместите курсор на закладку Данные и инициализируйте ее. Установите курсор на блоке Временной График и щелкните один раз левой клавишей мыши. Затем переместите курсор в Схемное Окно, и в результате однократного нажатия левой клавиши мыши в Схемном Окне появится блок Временной График. Методом перетаскивания (перемещения) расположите его так, чтобы порт ввода блока и порт вывода блока Новый располагались на одной линии. Установите курсор на порт вывода блока Новый, нажмите левую клавишу и, не отпуская ее, подведите курсор к порту ввода блока Временной График. Отпустите левую клавишу мыши. После этого оба блока будут соединены линией связи. В результате выполнения этапа 3 Схемное Окно примет вид, показанный на рис. 8.15.

Эт п 4 — з д ние и уст новк п р метров р счет

В основу ПК «МВТУ» положены численные методы математики, для реализации которых необходимо задавать следующие параметры: **метод интегриров ния, время интегриров ния, миним льный и м ксим льный ш г интегриров ния, ш г вывод результ тов и относительн я точность р счет** .

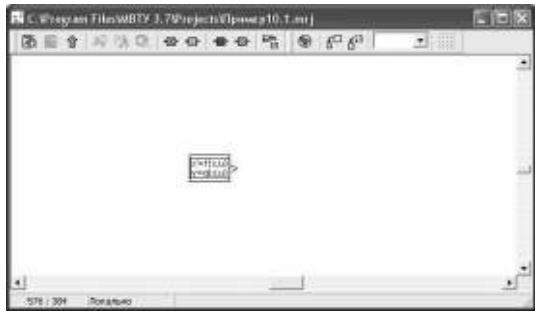


Рис. 8.14. Копия Схемного Окна с блоком Новый после введения в него программы расчета

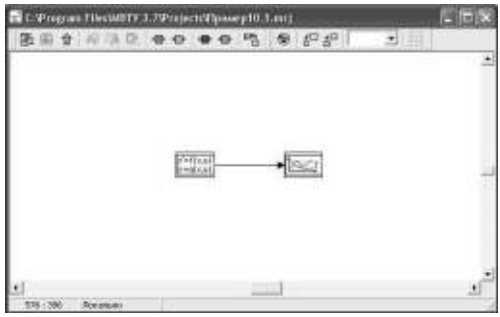


Рис. 8.15. Копия Схемного Окна с введенной структурной схемой (рис. 8.10)

При расчетах, требующих определение функциональных зависимостей, необходимо задавать только время интегрирования, оставляя значения остальных параметров по умолчанию. Если задачей расчета является определение отдельных значений искомых величин, что имеет место в рассматриваемом примере, то этап 4 можно не выполнять, оставляя значения всех параметров расчета по умолчанию. В связи с этим, пропуская его, переедем к следующему этапу.

Эт п 5 — з вершение р счет

Переместите курсор на блок Временной График, сделайте двукратный щелчок левой клавишей мыши — откроется Графическое Окно (рис. 8.16).

Переместите курсор на командную кнопку *Продолжить* (Символ бегущего человека) и щелкните левой клавишей

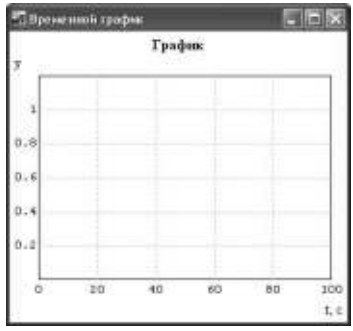


Рис. 8.16. Копия Графического Окна блока Временной График

мыши. Вы запустили программу на счет — в Графическом Окне будет отображен график результата расчета (рис. 8.17).

Поскольку полученный график нерационально располагается в поле координатной сетки, целесообразно изменить масштаб Графического Окна. Для этого переместите курсор на поле координатной сетки Графического Окна и щелкните правой клавишей мыши — появится всплывающее меню. В этом меню установите курсор на строчку Автомасштаб и щелчком левой клавишей мыши пермасштабируйте Графическое Окно. В результате оно примет вид, показанный на рис. 8.18.

Для определения искомого числового значения диаметра поршня D необходимо в Графическое Окно вызвать таблицу с результатами расчетов (рис. 8.19). Для этого переместите курсор на поле системы координат Графического Окна и сделайте однократный щелчок правой клавишей мыши — появится командное меню Графического Окна, в котором сделайте однократный щелчок левой клавишей мыши по строчке Список. Вместо графика в окне появится таблица с результатами расчета. Таким образом, искомое округленное значение диаметра поршня $D = 0{,}118$ м.

Для возвращения к графику эти операции следует повторить (установить курсор в центральную часть Графического Окна и сделать однократный щелчок правой клавишей мыши, в появившемся командном меню однократно щелкнуть левой клавишей мыши по строчке Список), и вместо таблицы в окне будет показан график.

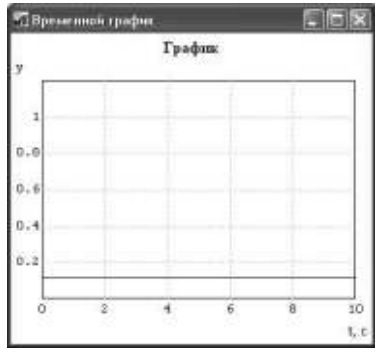


Рис. 8.17. Копия Графического Окна блока Временной График с результатами расчета в виде графика

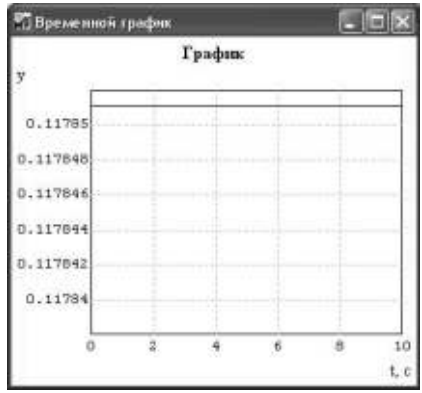


Рис. 8.18. Копия Графического Окна блока Временной График с результатами расчета в виде графика

Как отмечалось, для решения рассмотренной выше простейшей задачи нецелесообразно использовать какие-либо программные средства, в том числе и ПК «МВТУ». На практике для аналогичных расчетов вполне достаточно калькулятора. Применение ПК «МВТУ» оправдано для более сложных задач. Так, если в предыдущем примере поменять задачу определения одного значения диаметра поршня D на задачу определения графической зависимости значение D от значения b — длины рукоятки рычага (см. рис. 8.9), то для ее решения будет оправдано использование средств программирования. В нижеследующем примере рассмотрено решение такой усложненной задачи.

Определение графической зависимости D = f(b)

Для пресса [4], по условиям примера 8.1, необходимо определить графическую зависимость значения диаметра поршня D от значения длины рычага b (величина b изменяется в пределах от 0 до 1,5 м) с целью ее использования для определения рационального размера рукоятки.

Решение. При традиционном способе расчета целесообразно полученную на основе формул (8.3) и (8.4) функциональную зависимость

$$D = a\sqrt{aF / T(a+b)}\,, \qquad (8.5)$$



Рис. 8.19. Копия Графического Окна блока Временной График с числовыми результатами расчета

в которой аргументом будет величина b, изменяющаяся в пределах от 0 до 1,5 м. Очевидно, что для получения искомого графика следует на основе формулы (8.5) вычислить количество N значений D с заданным шагом Δb. Если принять $\Delta b = 0{,}1$ м, то придется выполнить 15 вычислений по формуле (8.5), после чего на основе полученных данных построить график искомой функции $D = f(b)$.

При расчете с помощью ПК «МВТУ» вычисления можно проводить непосредственно на основе формул (8.3) и (8.4), что исключает интеллектуальную нагрузку по операции получения функциональной зависимости (8.5). Помимо этого исключается N-е количество рутинных вычислений и процесс построения графика функции $D = f(b)$.

Поэтапная последовательность решения усложненного примера с помощью ПК «МВТУ» приведена ниже.

Эт п 1 — формиров ние лгоритм и прогр ммы вычислений

Алгоритм вычислительного процесса:

1. В блок Новый вводят аргумент b (с помощью оператора ввода *input*).

2. В блок Новый записывают константы — исходные данные: $d = 0{,}05$; $F = 5000$; $T = 150$; $a = 0{,}15$.

3. В блок Новый записывают формулу (8.3).

4. В блок Новый записывают формулу (8.4).

5. Из блока Новый выводят искомую величину D — результаты расчета (с помощью оператора вывода *output*).

Данный алгоритм реализуют в окне Редактор Интерпретатор Математических Функций в виде программы, близкой к естественному виду записи формул и чисел, принятому в математике (в дробных десятичных числах вместо запятой используется точка):

1. *input b*.
2. $d = 0{,}05$; $F = 5000$; $T = 150$; $a = 0{,}15$; $b = 0{,}75$.
3. $P = T^* (a+b)/a$.
4. $D = d^* sqrt\ (F/P)$.
5. *output D*.

Для вычисления искомого графика $D = f(b)$ на основе приведенной программы, кроме блока Новый, понадобится блок Часы как формирователь числовой последовательности значений b и блок Временной График для отображения результата расчета графика $D = f(b)$. Составленная из этих блоков схема (рис. 8.20) по своей сущности является визуальным вариантом программы, последовательность дальнейших операций с которой рассмотрена в следующих этапах.



Рис. 8.20. Структурные схемы расчета по формулам (8.3) и (8.4)

Этап 2 — работа с блоком Новый

После запуска ПК «МВТУ» посредством пиктограммы (см. рис. 7.4) переместите курсор на кнопку *Новый* и сделайте однократный щелчок левой клавишей мыши — откроется чистое Схемное Окно. Переместите курсор на закладку Динамические Звенья и инициализируйте ее. Переместите курсор на блок Новый, сделайте однократный щелчок левой клавишей мыши и перенесите блок Новый в Схемное Окно. В результате выполнения этих операций Схемное Окно примет вид, показанный на рисунке 8.21.

Переместите курсор на блок Новый и выполните двукратный щелчок левой клавишей мыши — в Схемном Окне появится окно Редактор Интерпретатора Математических Функций (рис. 8.22).

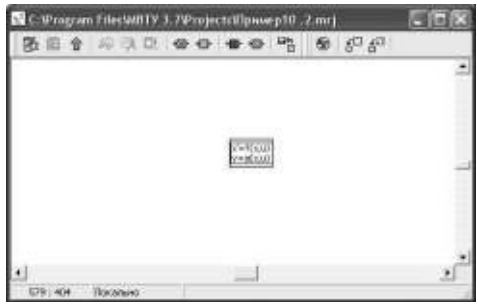


Рис. 8.21. Копия Схемного Окна с блоком Новый



Рис. 8.22. Копия Схемного Окна с окном Редактора Интерпретатора Математических Функций

В появившееся окно запишите текст программы:

1. *input b; {Ввод ргумент }.*
2. *d* = 0,05; *F* = 5000; *T* = 150; *a* = 0,15; *b* = 0,75 *{Исходные д нные}.*
3. *P* = *T** (*a*+*b*)/*a {Вычисление P}.*
4. *D* = *d** *sqrt* (*F*/*P*) *{Вычисление F}.*
5. *output D {Вывод результ т р счет }.*

Примеч ние. Комментарии, заключенные в фигурные скобки, при записи программы давать необязательно.

После выполнения операций записи программы копия окна Редактора Интерпретатора Математических Функций примет вид, показанный на рисунке 8.23.

Переместите курсор на кнопку ✓ (*Применить*) и сделайте однократный щелчок левой клавишей мыши — окно Редактор Интерпретатора Математических Функций закроется и откроется Главное Схемное Окно, в котором блок Новый будет иметь один входной и один выходной порт (рис. 8.24).

Эт п 3 — формиров ние в Схемном Окне структурной схемы р счет

Переместите курсор на закладку Данные и инициализируйте ее. Установите курсор на блоке Временной График и щелкните один раз левой клавишей мыши. Затем переместите курсор в Схемное Окно, и в результате щелчка левой клавиши мыши в Схемном Окне появится блок Временной График. Методом перетаскивания (перемещения) расположите его так, чтобы порт ввода блока и порт вывода блока Новый располагались на одной лини. Установите курсор на порт вывода блока

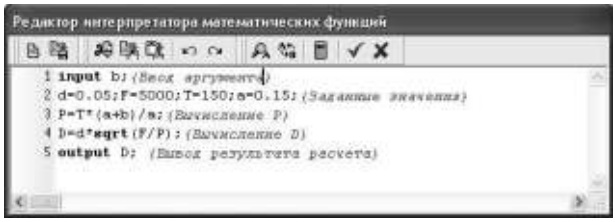


Рис. 8.23. Копия окна Редактор Интерпретатора Математических Функций с введенной программой

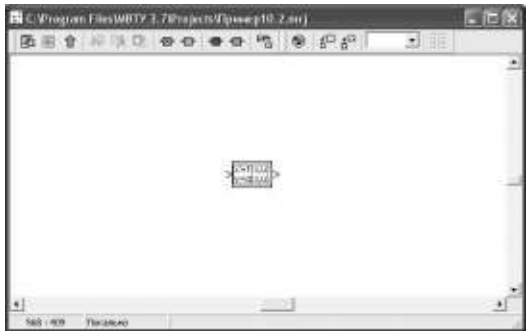


Рис. 8.24. Копия Схемного Окна с блоком Новый после введения в него программы расчета

Новый, нажмите левую клавишу и, не отпуская ее, подведите курсор к порту ввода блока Временной График. Отпустите левую клавишу мыши. После этого оба блока будут соединены линией связи. В результате выполнения этапа 3 Схемное Окно примет вид, показанный на рис. 8.25.

Эт п 4 — з вершение р счет

Переместите курсор на блок Временной График, сделайте двукратный щелчок левой клавишей мыши — откроется Графическое Окно (рис. 8.26).

Переместите курсор на командную кнопку *Продолжить* (символ бегущего человека) и щелкните левой клавишей мыши. Вы запустили программу на счет — в Графическом Окне

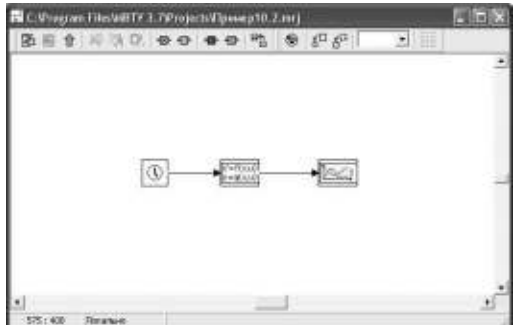


Рис. 8.25. Копия Схемного Окна с введенной структурной схемой

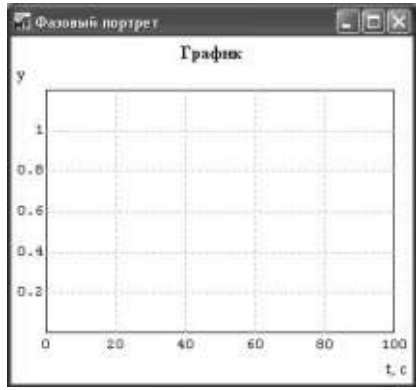


Рис. 8.26. Копия Графического Окна блока Временной График

будет отображен график результата расчета (рис. 8.27, в нижней части координатной сетки).

Поскольку полученный график нерационально расположен в поле координатной сетки и плохо читаемый, перемасштабируйте его: для этого переместите курсор на поле координатной сетки Графического Окна и щелкните правой клавишей мыши — появится всплывающее меню, в котором установите курсор на строчку *Автом сшт б* и щелкните левой клавишей мыши. В результате Графическое Окно примет вид, показанный на рис. 8.28.

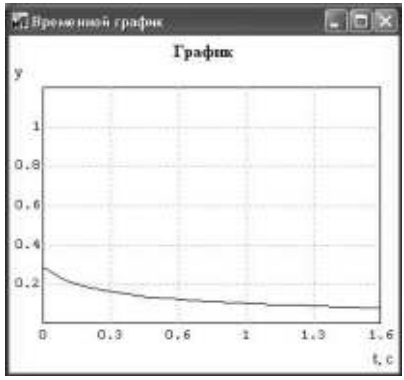


Рис. 8.27. Копия Графического Окна блока Временной График с результатами расчета в виде плохо читаемого графика

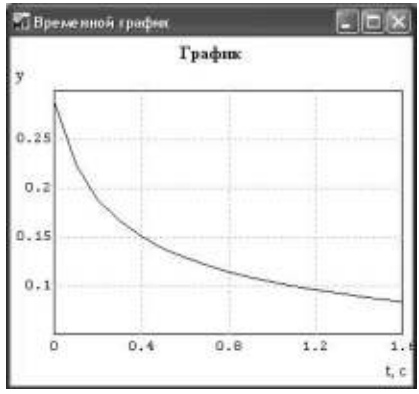


Рис. 8.28. Копия Графического Окна блока Временной График с результатами расчета в виде графика

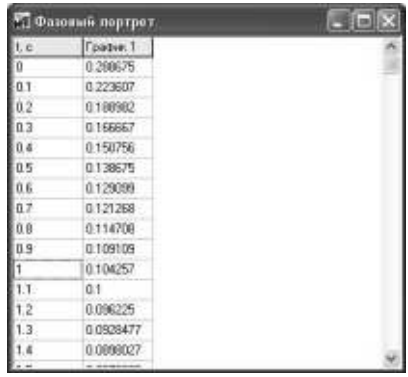


Рис. 8.29. Копия Графического Окна блока Временной График с числовыми результатами расчета

Для анализа числовых значений искомой зависимости $D = f(b)$ необходимо в Графическое Окно вызвать таблицу с результатами расчетов (рис. 8.29). Для этого переместите курсор на поле системы координат Графического Окна и сделайте однократный щелчок правой клавишей мыши — появится всплывающее командное меню Графического Окна, в котором сделайте однократный щелчок левой клавишей мыши по строчке Список. Вместо графика в окне будет показана таблица с результатами расчета. Механизм прокрутки в окне позволяет последовательно просмотреть всю таблицу.

Для возвращения к графику эти операции следует повторить: установите курсор в центральную часть Графического Окна и сделайте однократный щелчок правой клавишей мыши, в появившемся командном меню сделайте однократный щелчок левой клавишей мыши по строчке Список. Вместо таблицы в окне будет показан график.

На основе анализа полученной зависимости $D = f(b)$ (рис. 8.28, 8.29) при фиксированном значении силы $T = 150$ *H*, исходя из эргономических и конструктивных требований, можно определить рациональные значения длины рукоятки b и диаметра большого поршня D (по оси t значения b, а по оси y значения D в метрах).

Исследование параметров водозапорного щита

Щит [14], расположенный под углом α к горизонту и закрепленный шарнирно в точке Д, перекрывает прямоугольное

отверстие в резервуаре с водой (рис. 8.30). Высота отверстия $a = 0{,}8$ м, ширина — $b = 0{,}5$ м. Глубина воды перед щитом $H = 1{,}0$ м. Показание манометра $p_м = 5$ кПа, давление за щитом атмосферное. Температура воды 20 °С. Необходимо определить величину угла α, при котором сила T, прикладываемая к тросу, будет иметь минимальное значение, а также размер щита AB, соответствующий этому значению угла. Массой щита, а также трением в шарнире и блоке пренебречь.

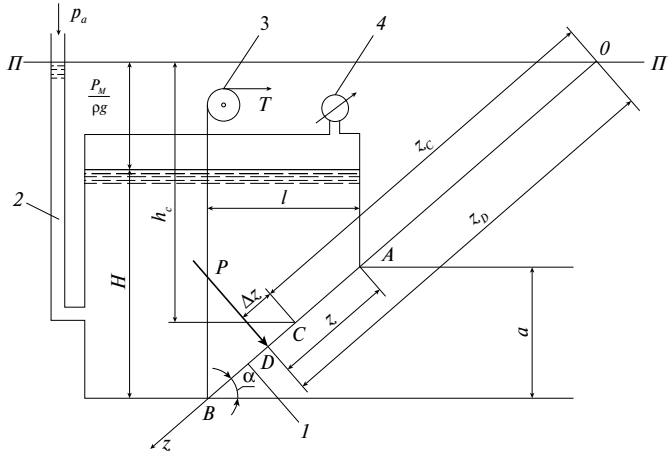


Рис. 8.30. Расчетная схема для определения силы T, приложенной к тросу: *1* — щит; *2* — пьезометр; *3* — трос; *C* — центр тяжести щита; z_C — координата центра тяжести; *D* — центр давления щита; z_D – координата центра давления

Решение. Для решения задачи в среде ПК «МВТУ» необходимо найти аналитические зависимости, позволяющие определить функциональную связь силы T с углом α с учетом констант, приведенных в условии рассматриваемого примера. На основе этих зависимостей, построив график $T = f_1(\alpha)$, можно определить величину угла α, при которой сила T, прикладываемая к тросу, будет иметь минимальное значение. Зная этот угол, по дополнительному графику $AB = f_2(\alpha)$ можно найти размер щита AB.

Силу T найдем из уравнения моментов сил относительно оси вращения щита A:

$$Pz - Tl = 0,$$

$$T = Pz / l, \tag{8.6}$$

где P и z — сила давления воды на щит и плечо этой силы; l — плечо силы T.

Плечо силы T (рис. 8.30):

$$l = (AB)\cos\alpha. \tag{8.7}$$

Силу давления воды P определим по формуле

$$P = \rho g h_c s\ , \tag{8.8}$$

где ρ — плотность воды при 20 °С; g — ускорение свободного падения; h_C — пьезометрическая высота для центра тяжести щита; s — площадь щита.

Плечо силы P (см. рис. 8.30):

$$z = (AB/2) + \Delta z. \tag{8.9}$$

Величина:

$$\Delta z = I_c/(z_c s). \tag{8.10}$$

Координата центра тяжести:

$$z_C = h_c / \sin\alpha. \tag{8.11}$$

Пьезометрическая высота (рис. 8.30):

$$h_C = \frac{p_м}{\rho g} + H - \frac{a}{2}. \tag{8.12}$$

Центральный момент инерции щита:

$$I_C = b\,(AB)^3/12. \tag{8.13}$$

Площадь щита:

$$s = (AB)\,b. \tag{8.14}$$

Размер щита:

$$AB = a\sin\alpha. \tag{8.15}$$

Приведенные выше формулы по своей сути являются алгоритмом вычислительного процесса, который должна реализовать программа ПК «МВТУ» с помощью блока Новый. Для этого, по аналогии с примером 8.1, выполните **Эт п 2** и в окно Редактор Интерпретатора Математических Функций (подобное окно показано на рис. 8.22) в следующей последо-

вательности введите угол α и константы, запишите формулы (8.6) –(8.15), выведите искомую силу *T*:

1. С помощью оператора *input* введите угол α.
2. Введите константы — исходные данные: $H = 1$; $a = 0{,}8$; $b = 0{,}5$; $\alpha = 0{,}524$; $\rho = 1000$; $g = 9{,}81$; $p_m = 5000$.
3. Запишите формулу (8.15).
4. Запишите формулу (8.14).
5. Запишите формулу (8.13).
6. Запишите формулу (8.12).
7. Запишите формулу (8.11).
8. Запишите формулу (8.10).
9. Запишите формулу (8.9).
10. Запишите формулу (8.8).
11. Запишите формулу (8.7).
12. Запишите формулу (8.6).
13. С помощью оператора *output* выведите силу *T* и размер щита *AB*.

Вним ние! Греческие символы надлежит обозначать символами английского алфавита, как, например: α (*alfa*); ρ (*ro*); Δ (*delta*). Обозначения могут быть и другими.

После выполнения операций записи программы окно Редактор Интерпретатора Математических Функций примет вид, показанный на рис. 8.31.

Переместите курсор на кнопку ✓ (*Применить*) и сделайте однократный щелчок левой клавишей мыши — окно Редактор Интерпретатора Математических Функций закроется и от-

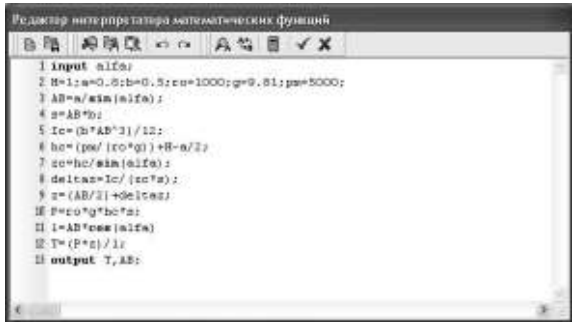


Рис. 8.31. Копия окна Редактор Интерпретатора Математических Функций с введенной программой

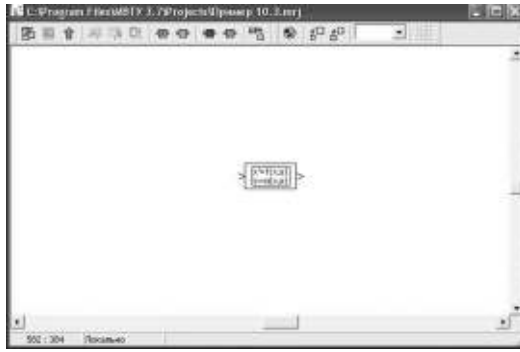


Рис. 8.32. Копия Схемного Окна с блоком Новый после введения в него программы расчета

кроется Главное Схемное Окно, в котором блок Новый будет иметь порты входа и выхода (рис. 8.32).

По условию задачи необходимо получить график $T = f(\alpha)$ при изменении угла α в определенных пределах. Из анализа рис. 8.30 следует, что, исходя из конструктивных соображений, угол α может варьировать в пределах 30°–80° или 0,52 рад — 1,4 рад ($1° = (\pi/180)$ рад $\approx$ 0,017453 рад).

Для формирования структурной схемы расчета в Схемное Окно (см. рис. 8.32) из закладки Источники перенесите блок Кусочно-линейный для задания угла α, а из закладки Дан-

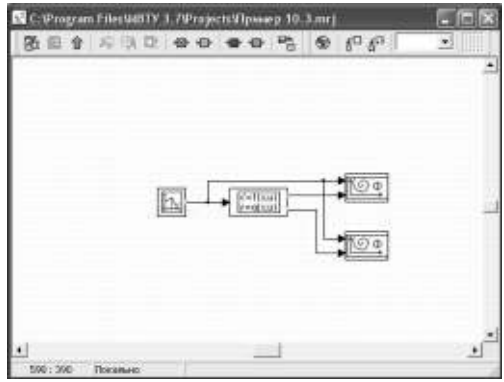


Рис. 8.33. Копия Схемного Окна с введенной структурной схемой расчета

ные — два блока Фазовый Портрет для отображения расчетных графиков: один — для графика $T = f_1(\alpha)$, а второй — для $AB = f_2(\alpha)$. После проведния соответствующих линий соединения блоков Схемное Окно примет вид, показанный на рис. 8.33.

Для задания пределов изменения угла α откройте Диалоговое Окно блок Кусочно-линейный (рис. 8.34) и в первой диалоговой строке (Время) задайте интервал времени от 0 до 1 с (через пробел), а во второй (*Y*) — пределы изменения угла α 0,52 и 1,4 в радианах (через пробел).

Для блоков Фазовый Портрет параметры не задаются — их принимают по умолчанию.

Далее необходимо задать и установить параметры расчета. Для этого переместите курсор на командную кнопку *П р метры Счет* (рис. 7.5, позиция 2) и сделайте однократный щелчок левой клавишей мыши — откроется окно Параметры Расчета (рис. 8.35).

При расчетах, требующих определения функциональных зависимостей, что имеет место в рассматриваемом примере, первоначально необходимо задавать только время интегрирования, оставляя значения остальных параметров по умолчанию. В данном случае время интегрирования следует задавать равным значению, которое задавалось в диалоговом окне блока Кусочно-линейный, т.е. 1 с (см. рис. 8.34). Для этого следует в диалоговом окне Параметры Расчета в строке Время Интегрирования заменить число 10 на 1.

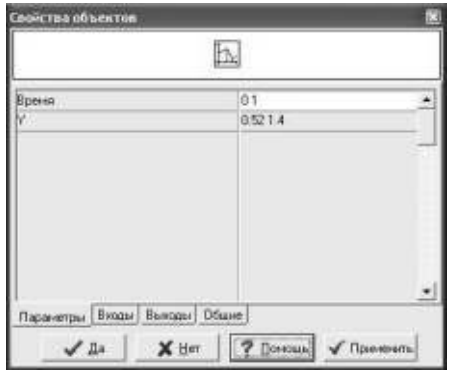


Рис. 8.34. Копия Диалогового Окна блок Кусочно-линейный с числовыми параметрами

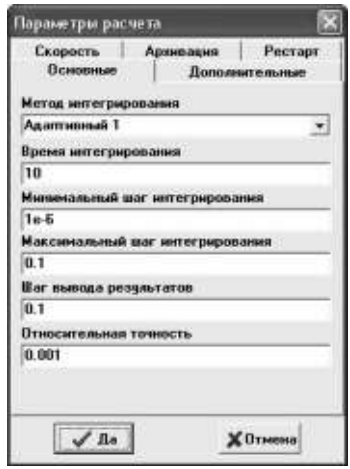


Рис. 8.35. Копия Диалогового Окна Параметры Расчета с числовыми параметрами по умолчанию

После выполнения рассмотренных операций и процедур следует перейти к завершению расчета. Для этого переместите курсор на один из блоков Фазовый Портрет (на первый сверху, предназначенный для отображения графика $T = f_1(\alpha)$), сделайте двукратный щелчок по левой клавише мыши — откроется по «умолчанию» незаполненное Графическое Окно блока (рис. 8.36).

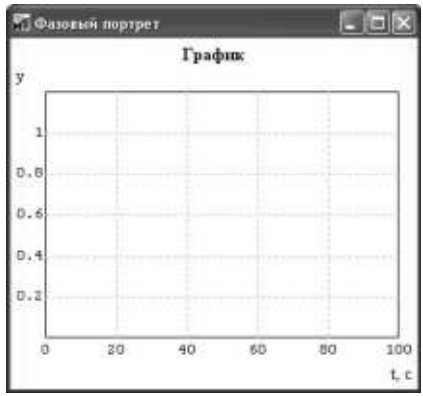


Рис. 8.36. Копия Графического Окна блока Фазовый Портрет по умолчанию

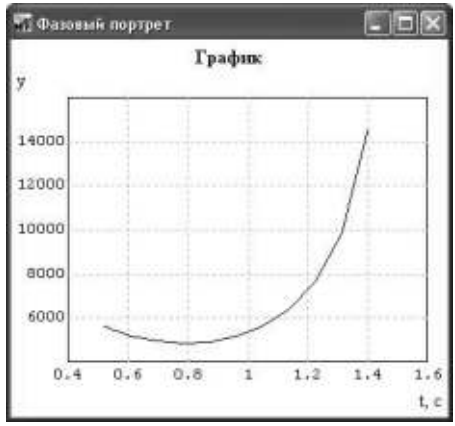


Рис. 8.37. Копия Графического Окна блока Фазовый Портрет с результатами расчета в виде графика

Переместите курсор на командную кнопку Продолжить (символ бегущего человека) и щелкните левой клавишей мыши. Вы запустили программу на счет — в Графическом Окне будут отображен график результата расчета (рис. 8.37).

Поскольку в Графическом Окне блока Фазовый Портрет с параметрами по умолчанию (рис. 8.37) обозначение по осям координатной сетки не соответствует физическим величинам в рассматриваемом примере, выполните редактирование Графического Окна. Для этого переместите курсор в центральную часть Графического Окна и сделайте однократный щелчок правой клавишей мыши — появится командное меню Графического Окна. Щелкните левой клавишей мыши по строке Свойства — откроется специальное диалоговое окно (рис. 8.38), имеющее заголовок Настройка.

Переместите курсор в диалоговое поле *3 головок* и введите новое название — График $T = f_1(\alpha)$. Первые три кнопки в строке *3 головок* предназначены для «привязки» текста заголовка (по левому краю, по центру, по правому краю), четвертая (пиктограмма с буквами) — для задания параметров шрифта заголовка графика.

Аналогичным образом дополните подпись под горизонтальной осью (правое диалоговое поле Метка): α, рад. Затем сотрите подпись (Переменная) для оси *Y* в левом диалоговом поле Метка и введите новую подпись: *T, H*. Кнопки в обеих

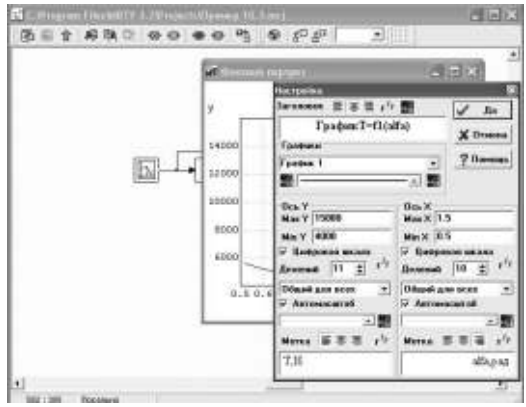


Рис. 8.38. Копия Схемного Окна с диалоговым окном Настройка для Графического Окна блока Фазовый Портрет

строках Метка предназначены для «привязки» текста подписей по осям графика (первые три кнопки) и для задания параметров шрифта этих подписей (крайняя правая кнопка).

Посредством диалогового окна Настройка можно изменять: цвет и тип линии графика; цвет и тип сетки на графике; цвета поля графика и окантовки. Для задания цвета используются соответствующие цветные кнопки диалогового окна.

В результате редактирования Графическое Окно блока Фазовый Портрет примет вид, показанный на рис. 8.39.

Для определения искомого минимального числового значения силы T необходимо в Графическое Окно вызвать таблицу с результатами расчетов (рис. 8.40). Для этого переместите курсор на поле системы координат Графического Окна и сделайте однократный щелчок правой клавишей мыши — появится командное меню Графического Окна, в котором сделайте однократный щелчок левой клавишей мыши по строке Список. Вместо графика в окне появится таблица с результатами расчета. Таким образом, искомое округленное минимальное значение силы $T = 4878$ Н при $\alpha = 0{,}784$ рад $= 45°$ (значение угла в таблице выделено рамкой).

Для возвращения к графику эти операции следует повторить (установить курсор в центральную часть Графического Окна и сделать однократный щелчок правой клавишей мыши,

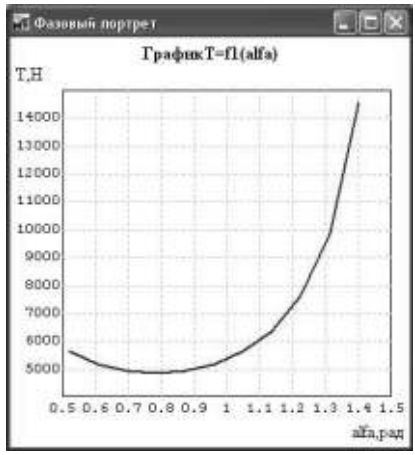


Рис. 8.39. Копия Графического Окна блока Фазовый Портрет с результатами расчета после редактирования

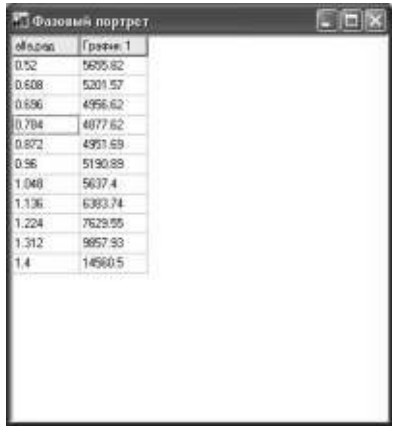


Рис. 8.40. Копия Графического Окна блока Фазовый Портрет с числовыми результатами расчета

в появившемся командном меню однократно щелкнуть левой клавишей мыши по строке Список), и вместо таблицы в окне будет показан график.

Из анализа таблицы (рис. 8.40) видно, что при параметрах интегрирования по умолчанию получено небольшое количе-

ство расчетных данных, которым соответствует не плавно изменяющийся график $T = f_1(\alpha)$ (см. рис. 8.39). Если необходимо получить более качественный график, то следует уменьшить

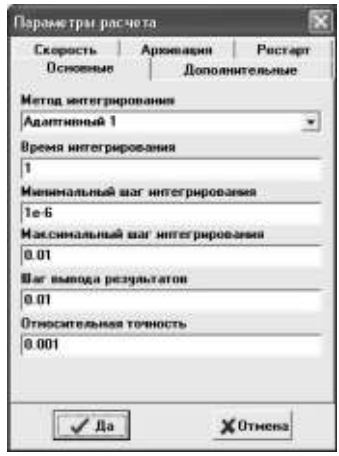


Рис. 8.41. Копия Диалогового Окна Параметры Расчета с уменьшенным числовым значением максимального шага интегрирования и шага вывода результатов

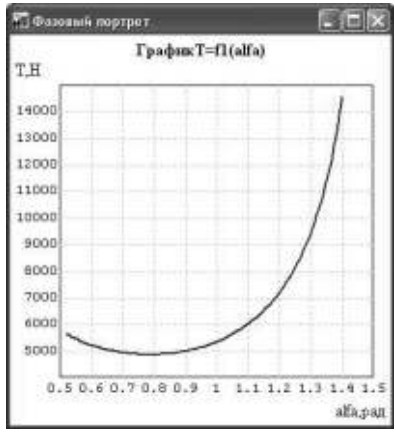


Рис. 8.42. Копия Графического Окна блока Фазовый Портрет с результатами расчета при уменьшенных значениях максимального шага интегрирования и шага вывода результатов

максимальный шаг интегрирования и интервал выдачи данных. На рис. 8.41 приведена копия Диалогового Окна Параметры Расчета с уменьшенными на порядок значениями максимального шага интегрирования и интервала выдачи данных, а на рис. 8.42 — соответствующий им график.

По аналогии с изложенным выше постройте график $AB = f_2(\alpha)$. В результате вы должны получить расчетные данные, приведенные на рис. 8.43 и 8.44.

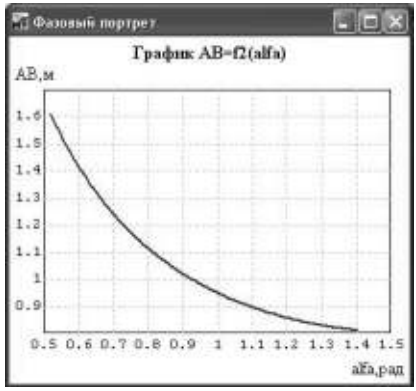


Рис. 8.43. Копия Графического Окна блока Фазовый Портрет с графиком $AB = f_2(\alpha)$

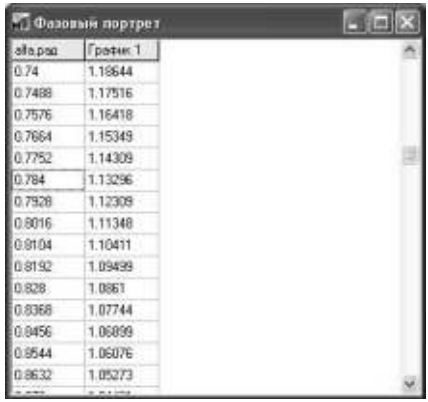


Рис. 8.44. Копия Графического Окна блока Фазовый Портрет с числовыми результатами расчета зависимости $AB = f_2(\alpha)$

Из таблицы следует, что соответствующий найденному выше углу $\alpha = 0{,}784$ рад $= 45°$ округленный размер $AB = 1{,}133$ м (в таблице значение угла α обрамлено).

Определение рабочей точки насоса

Насос К-160/30 (6К-8) (см. пример 6.5) подает воду в трубопровод, характеристика которого описывается уравнением $H_T = 29{,}3 + 1{,}79 \cdot 10^{-3} (Q)^2$. Стандартная характеристика насоса задана дискретными значениями Q и H_H в табличном виде:

Подача Q, л/с	0	20	30	40	50	60
Напор H_H, м	36	38	37,5	35	32	27

Необходимо определить рабочую точку насоса.

Решение. Решение данной задачи в среде ПК «МВТУ» сводится к построению графика $H_H = f(Q)$ и $H_T = f(Q)$ в одном Графическом Окне Временной График (используя в нем координатную временную ось в качестве оси для отображения значений подачи Q, л/с) и к определению в точке пересечения графиков значений Q и H_T, соответствующих рабочему режиму насоса. При составлении общей программы (в виде структурной схемы) для вычислении $H_T = f(Q)$ следует применить блок Новый, задавая на его вход значения Q (от 0 до 60 л/с) с помощью блока Часы (Модельное время). Для формирования дискретных

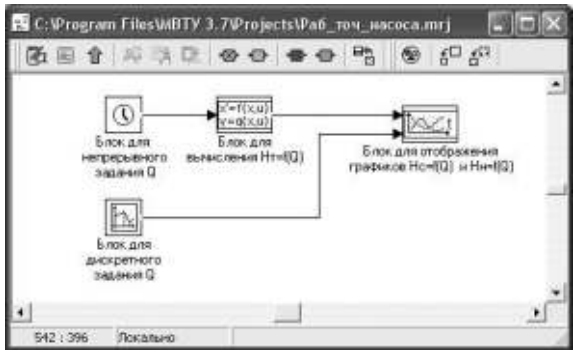


Рис. 8.45. Копия Схемного Окна с введенной структурной схемой

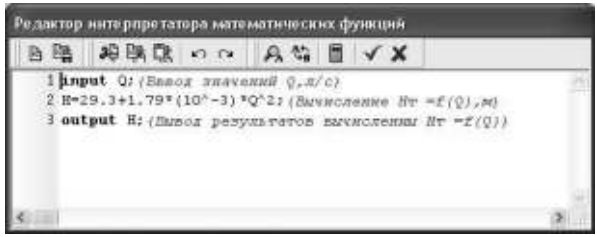


Рис. 8.46. Копия окна Редактор Интерпретатора Математических Функций с введенной программой вычисления $HT = f(Q)$

значений характеристики трубопровода, согласно табличным данным, целесообразно использовать блок Кусочно-линейный.

На рис. 8.45 показана введенная в Схемное Окно общая программа в виде структурной схемы. Непосредственно программа вычисления с помощью блока Новый на основе уравнения $H_T = 29{,}3 + 1{,}79 \cdot 10^{-3} (Q)^2$ приведена на рис. 8.46.

На рис. 8.47 показано Диалоговое Окно блок Кусочно-линейный, в котором в верхней строке Время записаны исходные табличные значения подачи Q, а в нижней строке (y) — соответствующие им значения напора H_T.

Для выполнения расчета на основе приведенной выше программы, необходимо предварительно:

– открыть Диалоговое Окно Параметры Расчета;

– в строку Время Интегрирования ввести максимальное табличное значение подачи Q (60 л/с), тем самым определив ось абсцисс как ось числовых значений Q, л/с;

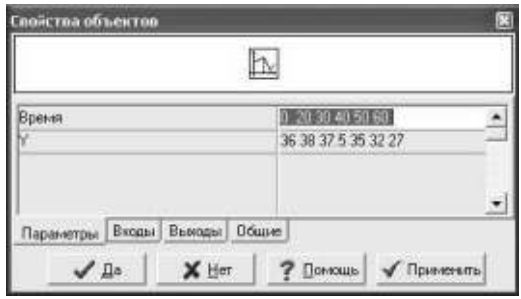


Рис. 8.47. Копия Диалогового Окна блок Кусочно-линейный с табличными значениями характеристики трубопровода

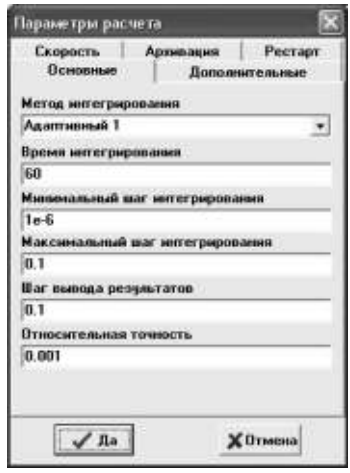


Рис. 8.48. Копия Диалогового Окна Параметры Расчета

– остальные параметры расчета оставить по умолчанию (рис. 8.48).

После этого открыть чистое Графическое Окно Временной График и с помощью кнопки *Продолжить* (Бегущий человек) запустить задачу на расчет.

В Графическом Окне Временной График появятся графики $H_H = f(Q)$ и $H_T = f(Q)$ (рис. 8.49).

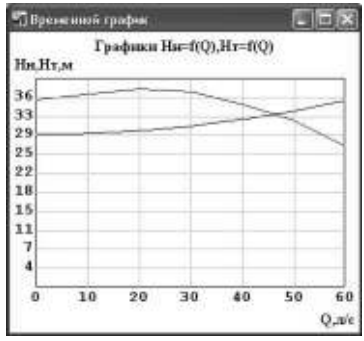


Рис. 8.49. Копия Графического Окна блока Временной График с результатами расчета в виде графиков (1-й сверху $HH = f(Q;)$ 2-й сверху $HT = f(Q)$)

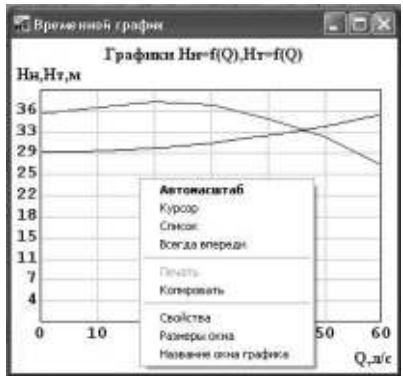


Рис. 8.50. Копия Графического Окна блока Временной График с всплывающим меню

Для того чтобы с помощью графиков (см. рис. 8.49) в точке их пересечения найти значения Q и H_T, соответствующие рабочему режиму насоса, следует выполнить следующее:

– установить курсор на поле координатой сетки Графического Окна блока Временной График (см. рис. 8.49) и щелчком правой клавиши мыши вызвать всплывающее меню (рис. 8.50);

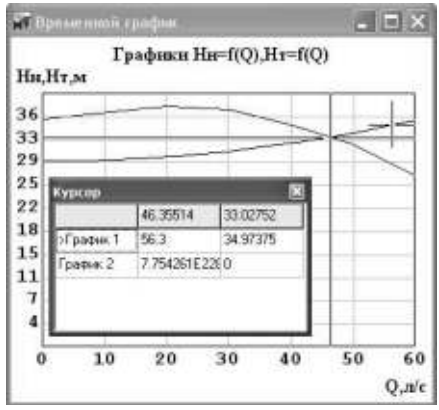


Рис. 8.51. Копия Графического Окна блока Временной График с результатами расчета, выделенными с помощью второй строки Курсор всплывающего меню (см. рис. 8.50)

– установить курсор на второй строчке всплывающего меню (рис. 8.50), щелчком правой клавиши мыши вызвать плавающее перекрестие (плавающий курсор), установить его на точку пересечения графиков и в первой строке окна Курсор прочитать искомые значения координат рабочей точки насоса: $Q = 46{,}35514$ л/с и $H_Н = 33{,}02752$ м.

9. Решение задач динамики гидравлических систем

9.1. Решение дифференциальных уравнений

Задачи динамики любых технических систем, в том числе и гидравлических, решаются с помощью математических моделей, основой которых являются дифференциальные уравнения. До появления ЭВМ их интегрировали с помощью известных достаточно сложных и трудоемких аналитических или графоаналитических методов. В современную эпоху информационных технологий дифференциальные уравнения решают преимущественно с помощью прикладных компьютерных программ. В настоящем параграфе рассмотрен один из возможных вариантов решения дифференциальных уравнений с помощью ПК «МВТУ», отличающийся сравнительной простотой и «прозрачностью» при его освоении.

В среде ПК «МВТУ» дифференциальные уравнения можно решать несколькими методами [7, 9]. Наиболее привлекательным из них, с точки зрения удобства и простоты, является метод понижения порядка уравнения, реализуемый на основе блока Новый. Сущность этого метода рассмотрим на демонстрационно-обучающем примере решения линейного дифференциального уравнения:

$$a_2 \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + a_1 \frac{dy(t)}{dt} + a_0 y(t) = bx(t) \qquad (9.1)$$

с нулевыми начальными условиями $y(0) = 0$, $\dot{y}(0) = 0$. Числовые значения коэффициентов: $_0 = 2$, $_1 = 4$, $_2 = 6$, $b = 12$. Необходимо решить это уравнение при $x(t) = \text{const} = 3$.

Поэтапная последовательность решения уравнения следующая.

Этап 1 — составление структурной схемы

Разрешим уравнение (9.1) относительно старшей производной:

$$\frac{d^2y(t)}{dt^2} = -\frac{a_1}{a_2}\frac{dy(t)}{dt} - \frac{a_0}{a_2}y(t) + \frac{b}{a_2}x(t)\,. \qquad (9.2)$$

Для удобства его записи в блок Новый введем обозначения:

$$A_1 = \frac{a_1}{a_2},\ A_0 = \frac{a_0}{a_2},\ B = \frac{b}{a_2}; \qquad (9.3)$$

$$y_2 = \frac{d^2y(t)}{dt^2},\ y_1 = \frac{dy(t)}{dt},\ y = y(t),\ x = x(t).$$

С учетом принятых обозначений уравнение (9.2) примет вид

$$y_2 = -A_1 y_1 - A_0 y + B x. \qquad (9.4)$$

Для решения уравнения (9.4) методом понижения порядка уравнения потребуется блок Новый, для выполнения вычислений правой части уравнения, два блока Интегратор (интегрирующих блока) и для отображения результатов решения — блок Временной График. Структурная схема (модель) для решения уравнения показана на рис. 9.1.

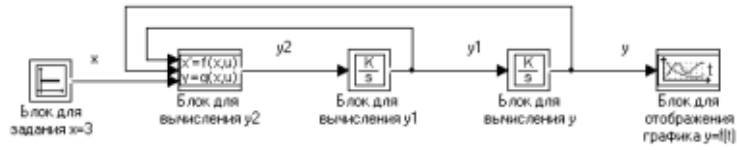


Рис. 9.1. Структурная схема (модель) для решения дифференциального уравнения (9.4)

Этап 2 — запуск ПК «МВТУ»

Его следует выполнить в соответствии с рекомендациями, изложенными в п. 7.2.

Эт п 3 — з полнение Схемного Окн необходимыми блок ми в соответствии с рис. 9.1

Переместите курсор на кнопку Новый и сделайте однократный щелчок левой клавишей мыши — откроется чистое Схемное Окно. Переместите курсор на закладку Источники Входных Воздействий и щелкните один раз левой клавишей мыши: вы инициализировали соответствующую библиотеку типовых блоков. Переместите курсор на блок Константа (подпись Константа) и сделайте однократный щелчок левой клавишей мыши — фон блока в Линейке изменился. Это означает, что блок можно «переносить» в Схемное Окно. Переместите курсор к левому краю Схемного Окна и щелкните левой клавишей мыши — в поле Схемного Окна появился переносимый блок. Переместите курсор на закладку Динамические Звенья, инициализируйте ее, перенесите блок Новый и два блока Интегратор в Схемное Окно по вышеописанной процедуре приблизительно на желаемые места. Переместите курсор на закладку Данные, инициализируйте эту библиотеку типовых блоков, перенесите блок Временной График в Схемное Окно на желаемое место и сохраните проект (рис. 9.2) под именем Реш_ диффур (Решение дифференциального уравнения).

Эт п 4 — введение прогр ммы в блок Новый для ре лиз ции ур внения (9.4) с учетом (9.3) и исходных числовых зн чений

Незаполненный блок Новый (рис. 9.2) лишен портов ввода и вывода. Они появятся после того, как в него будет введена

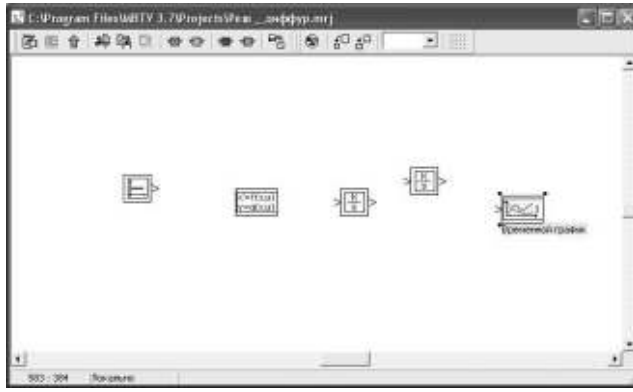


Рис. 9.2. Схемное Окно, заполненное блоками

(записана) программа. Для ее записи двумя щелчками правой клавишей мыши откройте окно Редактор Интерпретатора Математических Функций и задайте параметры уравнения (коэффициенты $_0 = 2$, $_1 = 4$, $_2 = 6$, $b = 12$), рассматривая их как глобальные (см. параграф 8.1 — третий вариант использования блока Новый) в окне Редактор Глобальных Параметров (рис. 9.3).

Закройте окно Редактор Глобальных Параметров и введите в окно Редактор Интерпретатора Математических Функций выражения (9.3) и (9.4) (рис. 9.4).

Закройте окно Редактор Интерпретатора Математических Функций — откроется Схемное Окно (рис. 9.5), в котором блок Новый, в отличие от Схемного Окна (см. рис. 9.2), имеет три порта ввода и один порт вывода.

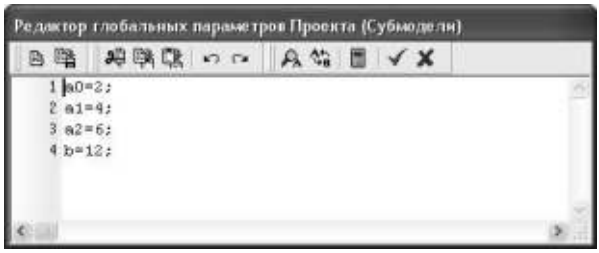


Рис. 9.3. Копия окна Редактор Интерпретатора Глобальных Параметров с введенными параметрами

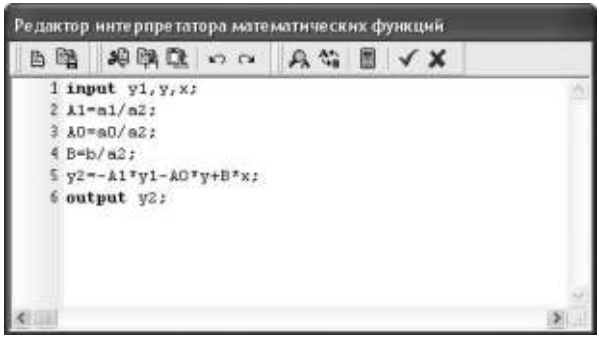


Рис. 9.4. Копия окна Редактор Интерпретатора Математических Функций с введенной программой

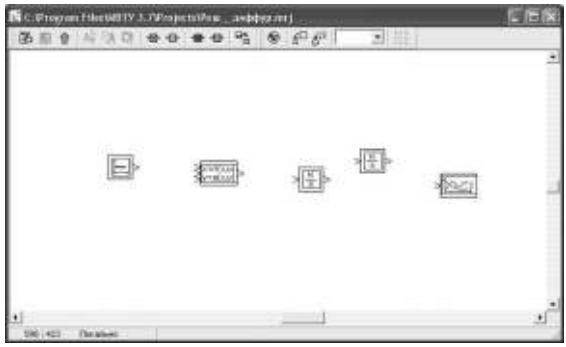


Рис. 9.5. Схемное Окно, заполненное блоками
(в блок Новый введена программа)

Эт п 5 — проведение линий связи н структурной схеме

Посредством операции «перемещение» («перетаскивание») разместите блоки в Схемном Окне примерно так, как они расположены на заранее подготовленной схеме моделирования, приведенной на рис. 9.1 (для удобства формирования структурной схемы рекомендуется ввести в Схемное Окно сетку с помощь кнопки *Сетк*). Операцию «перемещения» любого блока выполняют так: устанавливают курсор на блоке, нажимают левую клавишу мыши и, не отпуская ее, перемещают блок в нужное место Схемного Окна. Выполните соединения между блоками. В результате выполненных операций Схемное Окно примет вид, показанный на рис. 9.6.

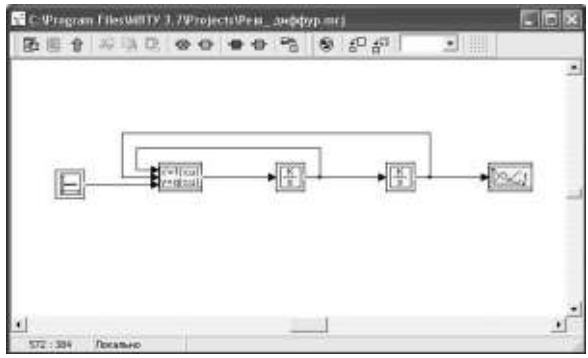


Рис. 9.6. Схемное Окно с введенной структурной схемой

Примеч ние. 1. При проведении линий связи в структурных схемах имеют место следующие типичные случаи.

Первый случ й — проведение горизонтальных линий связи выходного порта одного блока с входным портом другого блока (к примеру, между вторым блоком Интегратор и блоком Временной График (рис. 9.6)): переместите курсор на *выходной* порт блока Интегратор; сделайте щелчок левой клавишей мыши и, отпустив клавишу, «протяните» горизонтальную линию связи к входному порту блока Временной График; выполните однократный щелчок левой клавишей — на входе блока Временной График появится типичная входная стрелка; если щелчок левой клавишей (по неопытности) выполнен раньше, чем проводимая связь вошла в «притяжение» входного порта, дотяните линию до входного порта и повторите щелчок левой клавишей мыши.

Второй случ й — подключение к готовой горизонтальной линии и проведение вертикальной линии с дальнейшем ее поворотом на 90 градусов (к примеру, подсоединение к линии между первым и вторым блоком Интегратор (рис. 9.6): подведите курсор к линии связи, нажмите на клавиатуре клавишу *Ctrl* и, не отпуская ее, сделайте щелчок левой клавишей мыши — на линии появится точка; отпустив обе клавиши, проведите вертикальную линию вверх (за пределы блоков Интегратор); щелкните левой клавишей мыши, поверните линию связи влево и продолжайте проведение ее горизонтального участка до следующего поворота вниз; в этой точке поворота опять щелкните левой клавишей мыши и продолжите линию связи вниз до уровня первого входного порта блока Новый; посредством аналогичных операций поверните линию связи вправо и подключите ее к первому порту блока Новый.

Если набранная структурная схема не вписалась в размеры Схемного Окна, переместите курсор на командную кнопку Увидеть всю схему и сделайте однократный щелчок левой клавишей мыши — произойдет перемасштабирование структурной схемы, и она станет наблюдаемой в Схемном Окне полностью. Снова сохраните задачу, щелкнув левой клавишей мыши по кнопке Сохранить.

2. Если при проведении линий связи возникает необходимость прервать эту процедуру (по причине ошибочных действий, «некрасивый» внешний вид и др.), нажмите клави-

шу *Shift* и, не отпуская ее, сделайте щелчок левой клавишей мыши — линия оборвется. Далее эту линию можно удалить, предварительно выделив ее (щелчком левой клавиши мыши по линии), с помощью командной кнопки *Вырез ть* (пиктограмма «ножницы»).

3. При формировании структурных схем в Схемном Окне может возникнуть ситуация, когда необходимо изменить ориентацию какого-либо блока (в нашем случае такой необходимости нет, так как все блоки на схеме ориентированы в одну сторону — *слев -впр во*). Изменить ориентацию, например, из исходного положения *слев -н пр во*, на ориентацию *спр - в — н лево* можно следующим образом: переместите курсор на блок, нажмите на клавишу *Shift* и, не отпуская ее, нажмите один раз левую клавишу мыши — порты блока повернутся на 90 градусов против часовой стрелки. Повторите эту операцию еще один раз — ориентация блока станет *спр в — н лево*.

Эт п 6 — ввод п р метров структурной схемы

В рассматриваемом примере основные параметры структурной схемы введены как глобальные посредством окна Редактор Глобальных Параметров. Осталось ввести только начальные условия $y(0) = 0$, $\dot{y}(0) = 0$ и $x(t) = \text{const} = 3$. Начальные условия вводят в диалоговые окна блоков Интегратор (рис. 9.7). Поскольку в нашем случае начальные условия нулевые, то их в диалоговом окне (см. рис. 9.7) оставляем по умол-

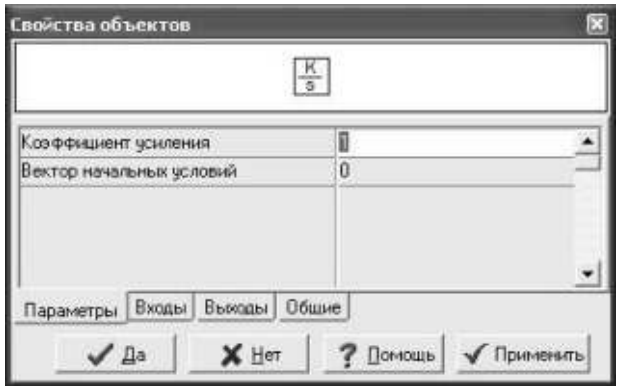


Рис. 9.7. Копия Диалогового Окна блока Интегратор с параметрами по умолчанию

чанию. Если начальные условия $y(0) \neq 0$, $\dot{y}(0) \neq 0$, то следовало бы ввести в Диалоговое Окно первого блока Интегратор заданное по условию задачи значение $\dot{y}(0)$, а в Диалоговое Окно второго блока Интегратор — $y(0)$.

Для ввода заданного значения $x(t) = \text{const} = 3$ в блок Константа переместите курсор на блок Константа и сделайте *двукр тный* щелчок левой клавишей мыши — откроется Диалоговое Окно этого блока (рис. 9.8). Инициализируйте диалоговую строку, введите значение константы — 3 и нажмите на кнопку *Д* .

Параметры блока Временной График при построении одного графика, что имеет место в наше случае, можно принимать по умолчанию. В некоторых задачах, при необходимости, с помощью Диалогового Окна блока Временной График можно задавать дополнительные параметры графика, режимы его вывода и др. (подробное описание процедуры работы с диалоговым окном блока Временной График можно найти в контекстной справочной системе, вызвав ее с помощью кнопки ? или в [13]).

Выполните двойной щелчок левой клавишей мыши по изображению блока Временной График, и в Схемном Окне откроется незаполненное Графическое Окно с заголовком График (рис. 9.9).

Эт п 6 — уст новк п р метров интегриров ния

Первый расчет (прогон модели) можно проводить при параметрах интегрирования, которые заданы по умолчанию в диалоговом окне для установки параметров интегрирования. Для

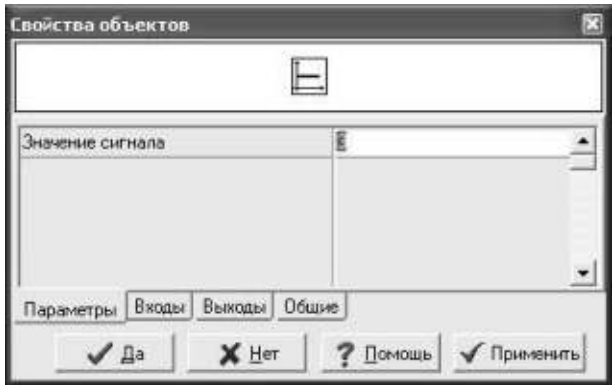


Рис. 9.8. Схемное Окно с Диалоговым Окном блока Константа

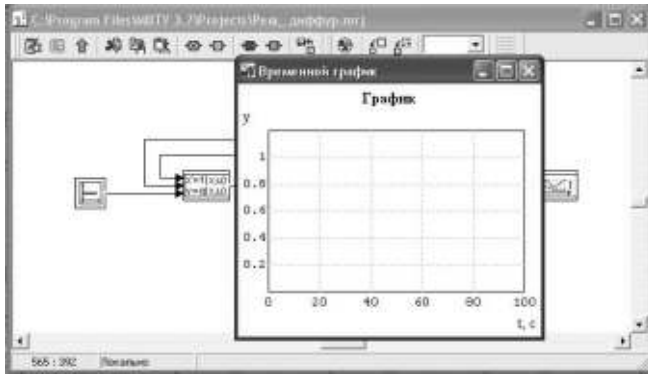


Рис. 9.9. Схемное Окно с графическим окном

открытия этого окна необходимо переместить курсор на командную кнопку Параметры Расчета и сделайте однократный щелчок левой клавишей мыши (рис. 9.10).

Для расчета с параметрами по умолчанию кнопкой *Д* закройте Диалоговое Окно для установки параметров интегрирования, откройте Графическое Окно (рис. 9.9) двукратным щелчком левой клавишей мыши по блоку Временной График.

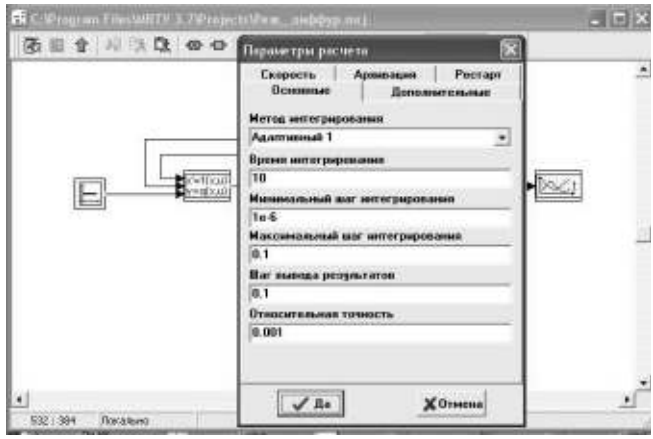


Рис. 9.10. Схемное Окно с Диалоговым Окном для установки параметров интегрирования (параметры по умолчанию)

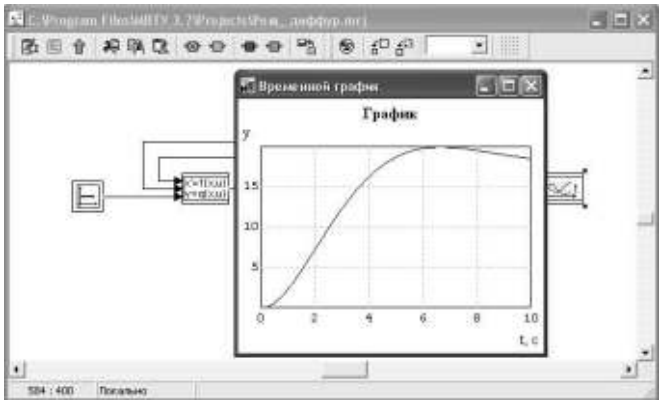


Рис. 9.11. Копия Схемного Окна с графиком результатов расчета

Переместите курсор на кнопку *Продолжить* (пиктограмма Бегущий человек) и щелкните по ней левой клавишей мыши — вы включили расчет подготовленной задачи. В Графическом Окне появится график расчета (рис. 9.11).

Этап 7 — завершение решения задачи

Из анализа полученного графика следует, что он неполностью отображен по координатной оси времени (очевидно, что времени интегрирования по умолчанию 10 с (рис. 9.10) недостаточно для полного отображения графика до его полного

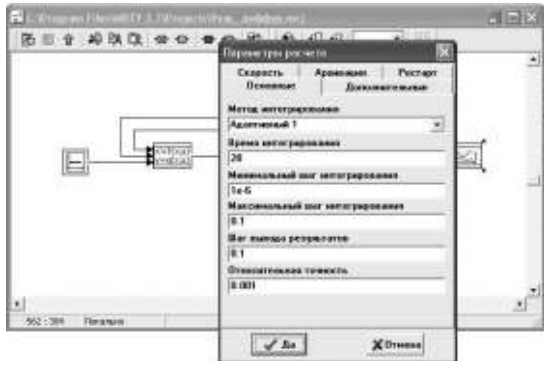


Рис. 9.12. Схемное Окно с Диалоговым Окном для установки параметров интегрирования (время интегрирования увеличено до 20 с)

затухания). Следовательно, необходимо изменить (увеличить) время интегрирования. Для этого с помощью кнопки *П р - метры счет* откройте Диалоговое Окно для установки параметров интегрирования и увеличьте время интегрирования до 20 с (рис. 9.12).

Закройте окно Параметры Расчета и повторно, с помощью пиктограммы Бегущий человек, включите расчет задачи. В Графическом Окне появится обновленный график расчета результатов (рис. 9.13).

Если необходим анализ численных значений графика, то в Графическое Окно можно вызвать таблицу с результатами расчетов (рис. 9.14). Для этого переместите курсор на поле системы координат Графического Окна и сделайте однократный щелчок правой клавишей мыши — появится командное меню Графического Окна, в нем сделайте однократный щелчок левой клавишей мыши по строчке Список. Вместо графика в окне будет показана таблица с результатами расчета. Механизм прокрутки в окне позволяет последовательно просмотреть всю таблицу. Для возвращения к графику эти операции следует повторить: установите курсор в центральную часть Графического Окна и сделайте однократный щелчок правой клавишей мыши, в появившемся командном меню сделайте

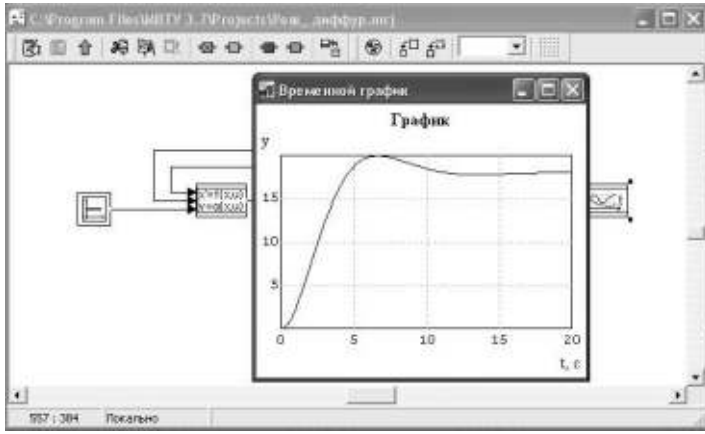


Рис. 9.13. Экранная копия Схемного Окна с графиком результатов расчета

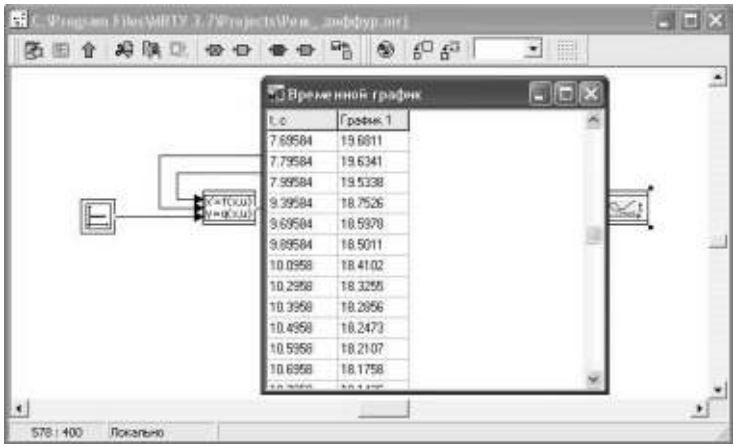


Рис. 9.14. Схемное Окно с таблицей результатов расчета

однократный щелчок левой клавишей мыши по строчке Список. Вместо таблицы в окне будет показан график.

В заключение следует подчеркнуть, что рассмотренный метод применим для решения однородных и неоднородных дифференциальных уравнений, как линейных, так и нелинейных.

9.2. Исследование неустановившихся режимов движения жидкости

Уравнение Бернулли для неустановившегося движения жидкости в цилиндрических трубах

Примерами неустановившегося движения жидкости может служить неустановившееся движение в напорных трубопроводах при открытии или закрытии регулирующих устройств, включении и отключении насосов, наполнении и опорожнении резервуаров и т.п. В основу математического описания процессов течения жидкости, в большинстве таких случаев, положено уравнение Бернулли для неустановившегося движение жидкости, которое имеет некоторое отличие от уравнения

Бернулли для установившегося движения. Сущность этого отличия и само уравнение, применительно к цилиндрической трубе, рассмотрены ниже.

В разделе I, главе 3 настоящего пособия рассмотрено уравнение Бернулли для установившегося движения жидкости, для которого скорость представляет собой функцию координат трехмерного пространства, т.е. $\upsilon = f(x, y, z)$. При неустановившемся движении скорость зависит не только от координат пространства, но и от времени, т.е. $\upsilon = f(x, y, z, t)$. В частном случае для цилиндрических труб постоянного сечения с абсолютно жесткими стенками усредненная по сечению трубы скорость является функцией времени $\upsilon = f(t)$. Уравнение Бернулли для такого случая имеет следующий вид [2]:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha \upsilon_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha \upsilon_2^2}{2g} + h_l + h_i, \qquad (9.5)$$

где h_l — потери на трение по длине трубы; h_i — инерционные потери в трубе.

Потери на трение по длине трубы определяются по той же формуле, что и для установившегося движения жидкости (см. п. 3.7, (3.25)), а инерционные потери — по формуле:

$$h_i = \frac{l}{g}\frac{d\upsilon}{dt}, \qquad (9.6)$$

где l — длина трубы.

В нижеследующих пунктах рассмотрены некоторые примеры применения этого уравнения.

Исследование процесса истечения жидкости при постоянном напоре

Пример. На овощную плантацию вода для полива поступает из искусственного водохранилища по горизонтальному трубопроводу, выполненному из старых чугунных труб диаметром $d = 0{,}15$ м. Длина трубопровода $l = 2000$ м. Напор, создаваемый водохранилищем, $H = 10$ м. На конце трубопровода установлена задвижка, с помощью которой обеспечивается доступ

воды в самотечную систему орошения. Необходимо оценить продолжительность $t_{\text{п}}$ переходного режима с момента открытия задвижки до начала установившегося режима течения воды и определить установившуюся скорость воды υ_y.

Решение. Будем считать, что уровень воды в водохранилище остается постоянным, а движение воды в трубопроводе турбулентное (зона квадратичного сопротивления). Тогда применительно к рассматриваемому примеру в уравнении (9.5) $z_1 - z_2 = H$, $\frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma}$, $\upsilon_1 = 0$, $\alpha = 1$. С учетом этих условий и зависимостей (3.25), (9.6) и после введения обозначения $\upsilon_2 = \upsilon$ уравнение (9.5) примет следующий вид [17]:

$$\frac{l}{g}\frac{d\upsilon}{dt} + \lambda\frac{l}{d}\frac{\upsilon^2}{2g} + \frac{\upsilon^2}{2g} = H. \qquad (9.7)$$

Последнее выражение и есть дифференциальное уравнение, описывающее переходный процесс в трубопроводе. Решив его при начальных условиях $\upsilon = 0$, $\frac{d\upsilon}{dt} = 0$, $H = 10$ м, определим искомые по условию задачи скорость υ_y и время $t_{\text{п}}$.

Все константы, входящие в уравнение (9.7), необходимые для его численного решения, известны из условия задачи, за исключением коэффициента гидравлического трения (коэффициента Дарси) λ. Для его определения используем формулу Б.Л. Шифринсона (см. Приложение, табл. 3.1), применимую для зоны квадратичного сопротивления (шероховатых трубопроводов):

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{\Delta}{d}\right)^{0{,}25} = \left(\frac{1}{150}\right)^{0{,}25} = 0{,}03143,$$

где Δ — абсолютная шероховатость трубопровода (Приложение 4, табл. 4.2), для бывших в эксплуатации чугунных труб $\Delta = 1$ мм).

Решим уравнение (9.7) с использованием блока Новый. Для удобства записи программы в блок Новый обозначим $\frac{d\upsilon}{dt} = v_1$ и с учетом этого обозначения разрешим уравнение (9.7) относительно производной $\frac{d\upsilon}{dt} = v_1$ в следующем виде:

$$v_1 = -\frac{\upsilon^2}{2l}\left(\lambda\frac{1}{d} + 1\right) + \frac{g}{l}H. \qquad (9.8)$$

При решении уравнения (9.8) целесообразно воспользоваться третьим вариантом (с использованием глобальных параметров, см. пример в п. 8.1). В таком случае окно Редактор Глобальных Параметров с введенными параметрами и окно Редактор Интерпретатора Математических Функций с введенной программой будут иметь вид, приведенный на рис. 9.15 и 9.16.

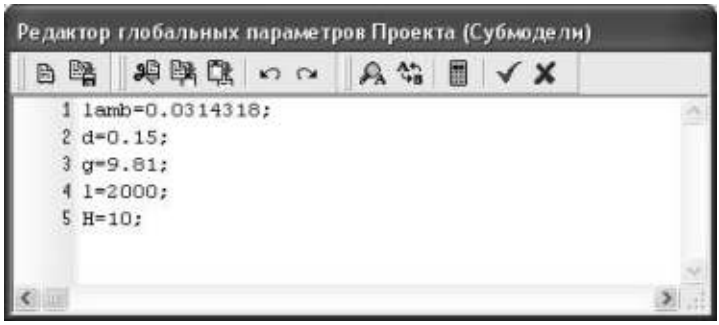


Рис. 9.15. Копия окна Редактор Интерпретатора Глобальных Параметров с введенными параметрами

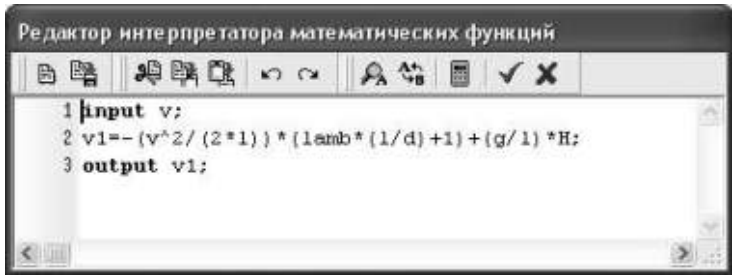


Рис. 9.16. Копия окна Редактор Интерпретатора Математических Функций с введенной программой

Структурная схема решения уравнения (9.8), составленная с учетом рекомендаций, рассмотренных в п. 9.1, показана на рис. 9.17.

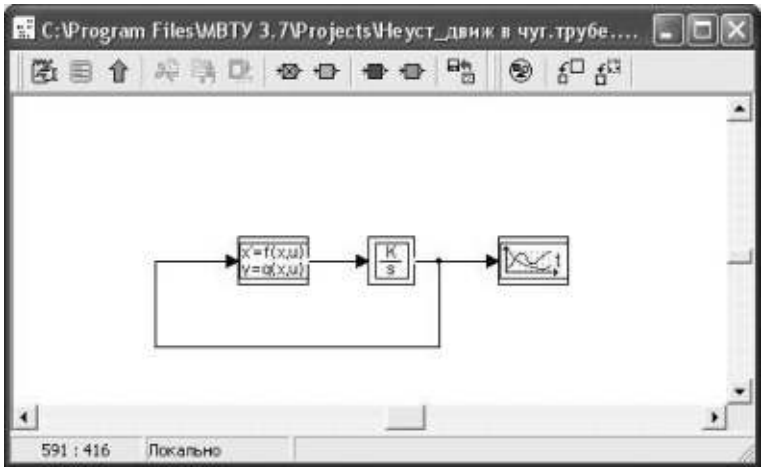


Рис. 9.17. Копия Схемного Окна с введенной структурной схемой решения дифференциального уравнения (9.8)

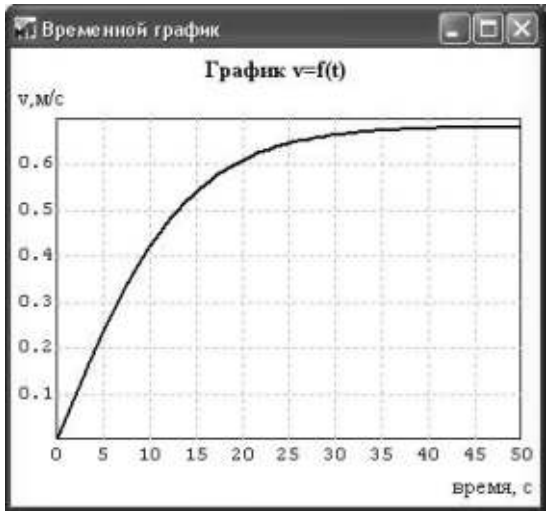
Результаты решения уравнения (9.7) показаны на рис. 9.18.

Из рис. 9.18, *б* видно, что время переходного процесса $t_{\text{п}} \approx 40$ с, а установившаяся скорость $\upsilon_y \approx 0{,}68$ м/с.

Для проверки гипотезы о турбулентном режиме движения воды в трубопроводе, принятой в начале расчета, дополним программу (см. рис. 9.17) формулой, определяющей число Рейнольдса: $\mathrm{Re} = \upsilon d/\nu$ (обозначив греческий символ коэффициента кинематической вязкости ν как n, введем значение $\nu = 1{,}306 \times 10^{-6}$ м^2/с в окно Редактор Интерпретатора Глобальных Параметров). После этого окна Редактор Интерпретатора Глобальных Параметров и Редактор Интерпретатора Математических Функций примут вид, показанный на рис. 9.19, 9.20.

Результаты расчета числа Рейнольдса показаны на рис. 9.22

Анализ расчетов числа Рейнольдса показывает (рис. 9.22), что принятая гипотеза о турбулентном режиме движения воды в трубопроводе подтверждается.



б

Временной график

время, с	График 1
33.9385	0.673014
34.5085	0.673825
35.0785	0.674573
35.6485	0.675263
36.2185	0.675899
36.7885	0.676485
37.3585	0.677026
37.9185	0.677517
38.4785	0.67797
39.0385	0.678388
39.5985	0.678774
40.1585	0.679131
40.7185	0.67946
41.2785	0.679764
41.8385	0.680044

Рис. 9.18. Копии Графического Окна блока Временной График с результатами расчета: — в виде графика; *б* — в числовом виде

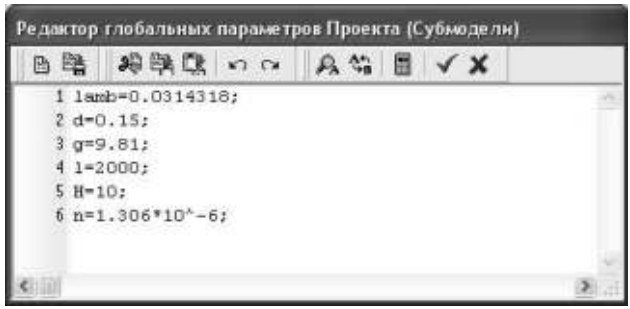


Рис. 9.19. Копия окна Редактор Интерпретатора Глобальных Параметров с дополненным параметром *n (v)*.

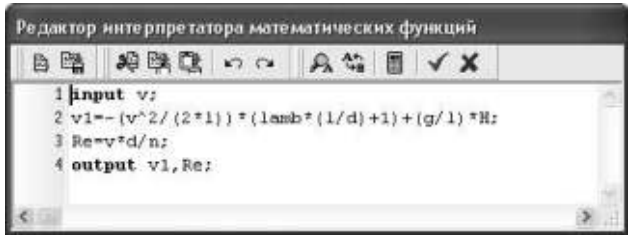


Рис. 9.20. Копия окна Редактор Интерпретатора Математических Функций

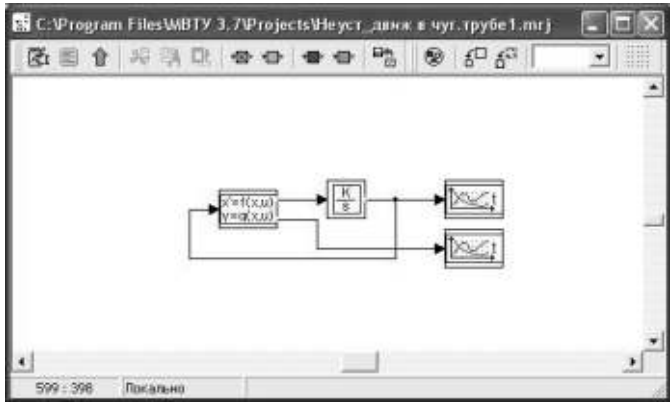
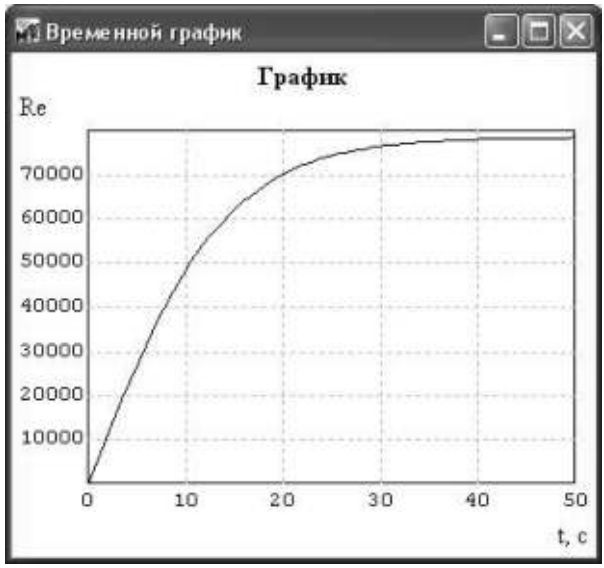


Рис. 9.21. Копия Схемного Окна с введенной структурной схемой решения дифференциального уравнения (9.8) и вычисления числа Рейнольдса



б

Временной график

t, c	График 1
21.0885	71237.3
21.6985	71819.7
22.3085	72357.3
22.9085	72845.3
23.5085	73295.9
24.1085	73711.6
24.6985	74088.9
25.2885	74437.3
25.8785	74758.7
26.4685	75055.2
27.0485	75324.3
27.6285	75572.6
28.2085	75801.8
28.7885	76013.4
29.3685	76208.5

Рис. 9.22. Копии Графического Окна блока Временной График с результатами расчета числа Рейнольдса: — в виде графика; *б* — в числовом виде

Исследование процесса истечения жидкости при переменном напоре и переменном сечении резервуара

Задачи на истечение жидкости при переменном напоре сводятся к определению времени опорожнения или наполнения резервуаров, водохранилищ, бассейнов, шлюзовых камер и т.п. в зависимости от их начального наполнения, формы и размеров, а также в зависимости от размеров и конструкции сливных отверстий и устройств. Их решают на основе дифференциальных уравнений, которые для емкостей с постоянным поперечным сечением интегрируются достаточно просто (см. п. 3.12, формула (3.50)). В общем случае, когда площадь поперечного сечения емкости S_p по высоте H представляет собой переменную величину $S_p = f(H)$, интегрирование дифференциальных уравнений традиционными методами значительно усложняется. В таких случаях целесообразно применять компьютерные технологии решения дифференциальных уравнений.

В качестве примера задачи на опорожнение сосудов переменного по высоте сечения определим время опорожнения железнодорожной цистерны (рис. 9.23), имеющей сливное устройство А в виде внешней цилиндрической насадки [17], посредством решения дифференциального уравнения с помощью ПК «МВТУ». Исходные данные: $L = 9$ м; $r = 1{,}3$ м; $S = 0{,}00785$ м^2 — площадь поперечного сечения насадки; $\mu = 0{,}82$ — коэффициент расхода насадки; $z_0 = 2r = 2{,}6$ м (начальное условие).

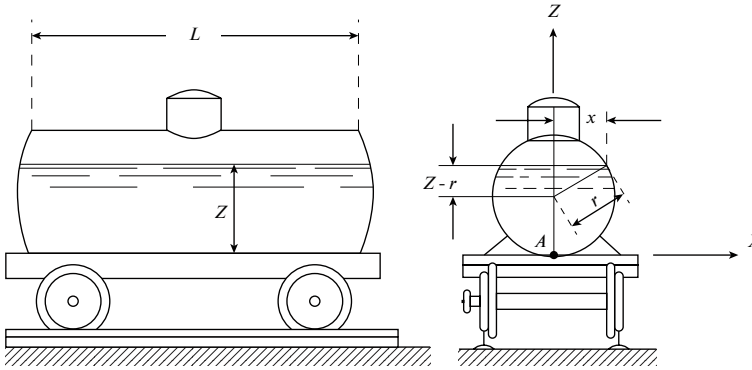


Рис. 9.23. Схематическое представление цистерны

Для принятой на рис. 9.23 системы координат дифференциальное уравнение, описывающее процесс снижения уровня жидкости при ее сливе из цистерны при начальных условиях $z_0 = 2r$, имеет следующий вид [18]:

$$\frac{dz}{dt} = -\frac{\mu S\sqrt{2gz}}{v_1 2L\sqrt{2rz - z^2}} \ . \qquad (9.9)$$

Решение. Для решения уравнения (9.9) воспользуемся блоком Новый, задавая параметры как Глобальные (см. третий вариант Вводного примера в п. 8), руководствуясь при выполнении необходимых процедур, предыдущим примером (стр. 306). Структурная схема, которую следует вводить в Схемное Окно, показана на рис. 9.24.



Рис. 9.24. Структурная схема для решения уравнения (9.9)

Введем обозначения: греческий символ μ обозначим как *mi*, а производную *dz/dt* как *dz*.

После переноса в Схемное Окно блока Новый и заполнения окон Редактор Интерпретатора Глобальных Параметров Функций и Редактор Интерпретатора Математических Функций они примут вид, показанный на рис. 9.25, 9.26.

После выполнения соответствующих соединений между блоками Схемное Окно с программой в виде структурной схемы (9.24) примет окончательный вид (рис. 9.27).

Для учета начальных условий, отражающих степень заполнения цистерны, следует в Диалоговое Окно блока Интегратор во вторую строку ввести значение $z_0 = 2$, $r = 2{,}6$ (рис. 9.28). *Здесь следует отметить, что вводить следует число, несколько меньшее, чем 2,6, поскольку при $z_0 = 2$, $r = 2{,}6$ решение не будет сходиться, т к к к в пр вой ч сти ур внения (9.9) будет иметь место деление н ноль.*

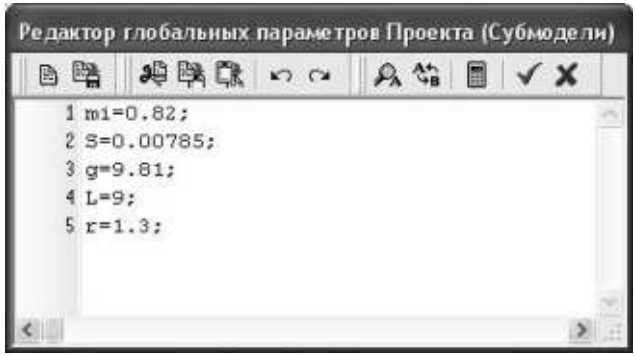


Рис. 9.25. Копия окна Редактор Интерпретатора Глобальных Параметров Функций с введенными параметрами

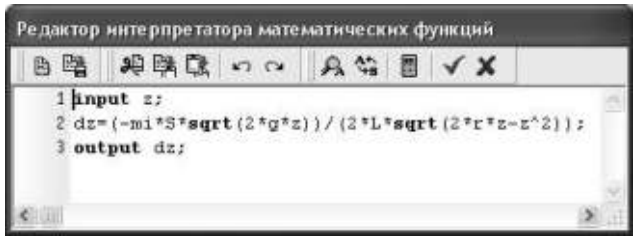


Рис. 9.26. Копия окна Редактор Интерпретатора Математических Функций с введенной программой

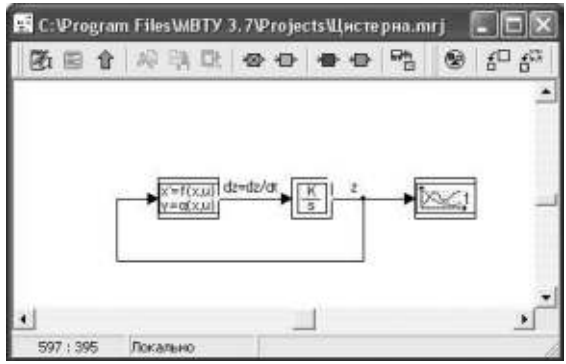


Рис. 9.27. Копия Схемного Окна с введенной структурной схемой решения дифференциального уравнения (9.9)

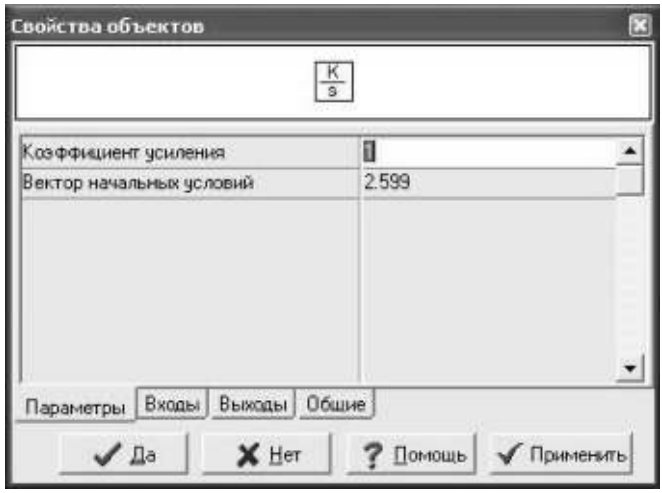


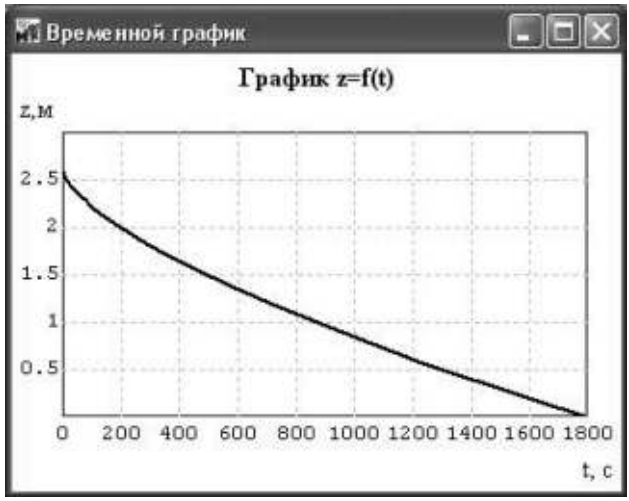
Рис. 9.28. Копия Диалогового Окна блока Интегратор с введенными параметрами

Результаты решения уравнения (9.9) приведены на рис. 9.29.

Из анализа рис. 9.29 следует, что время опорожнения полностью заполненной цистерны составляет 1764 с = 29,4 мин.

Исследование переходных процессов шлангового нивелира

При строительстве зданий, монтаже технологических машин и установок для нивелирования их фундаментов и т.п. широкое применение нашел шланговый технический нивелир НШТ-1. Он представляет собой легкий переносной прибор в виде двух стеклянных сообщающихся сосудов (измерительных головок) диаметром $d_c = 30$ мм, соединенных гибким резиновым шлангом длиной не менее $l = 10$ м с внутреннем диаметром $d = 9$ мм, заполняемый летом водой, а в холодное время года — незамерзающей жидкостью. Нивелир позволяет измерять превышения в пределах ± 200 мм с точность до 1 мм, причем снимать отсчет при выполнении измерений можно только после завершения процесса «успокоения» уровня жидкости в измерительных головках, то есть после завершения переходного процесса. Длительность и характер переходного процес-



Временной график

t, c	График 1
123.363	2.1587
158.963	2.07745
204.863	1.98117
264.063	1.86708
340.363	1.73195
438.663	1.57198
565.363	1.38252
728.663	1.15813
939.163	0.892343
1210.56	0.577461
1560.36	0.204544
1764	0.00042047

Рис. 9.29. Копии Графического Окна блока Временной График с результатами расчета длительности опорожнения цистерны:
— в виде графика;
б — в числовом виде

са зависят от параметров нивелира (d, d_c, l), кинематической вязкости заполняющей жидкости ν и величины относительного

смещения z_0 измерительных головок. По условию данной задачи необходимо оценить эти характеристики переходного процесса для нивелира, заполненного водой ($\nu = 1{,}006 \cdot 10^{-6}$ м^2/с = = 1,006 мм^2/с при температуре 20 °С).

Решение. Длительность и характер переходного процесса нивелира могут быть определены на основе дифференциального уравнения, описывающего динамику системы сообщающихся сосудов. Такое уравнение было получено (вывод уравнения не приводится) на основе уравнения Бернулли (9.5) при допущении, что течение жидкости в шланге ламинарное, а местные потери напора равны нулю. Уравнение при начальных условиях $z = z_0$ имеет следующий вид:

$$\frac{dz^2}{d^2t} + \frac{32\nu}{d^2}\frac{dz}{dt} + \frac{2gd^2}{ld_c^2}z = 0, \qquad (9.10)$$

где z — мгновенное значение уровня жидкости в измерительном сосуде, устанавливаемом в точке контроля.

Для решения уравнения (9.10) воспользуемся блоком Новый, задавая параметры как Глобальные (см. пример в п. 8.1), руководствуясь при выполнении необходимых процедур примером на стр. 306.

Разрешим уравнение (9.10) относительно старшей производной:

$$\frac{dz^2}{d^2t} = -\frac{32\nu}{d^2}\frac{dz}{dt} - \frac{2gd^2}{ld_c^2}z = 0. \qquad (9.11)$$

Введем обозначения: $\frac{dz^2}{d^2t} = z_2$; $\frac{dz}{dt} = z_1$; $\frac{32\nu}{d^2} = a_1$; $\frac{2gd^2}{ld_c^2} = a_0$.

С учетом принятых обозначений уравнение (9.11) примет следующий вид:

$$z_2 = -a_1 z_1 - a_0 z. \qquad (9.12)$$

Структурная схема, соответствующая уравнению (9.12), которую следует вводить в Схемное Окно, показана на рис. 9.30.

После переноса в Схемное Окно блока Новый и заполнения окон Редактор глобальных параметров и Редактор Интерпретатора Математических Функций, они примут вид, показанный на рис. 9.31, 9.32.

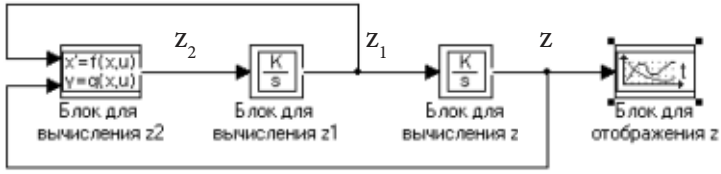


Рис. 9.30. Структурная схема для решения уравнения (9.12)

Примеч ние. В Редактор глобальных параметров введена длина шланга $l = 10$ м $= 10\,000$ мм, соответствующая заводской комплектности нивелира.

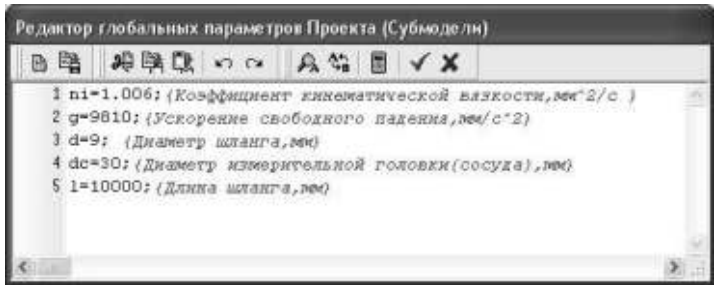


Рис. 9.31. Копия окна Редактор Глобальных Параметров с введенными параметрами

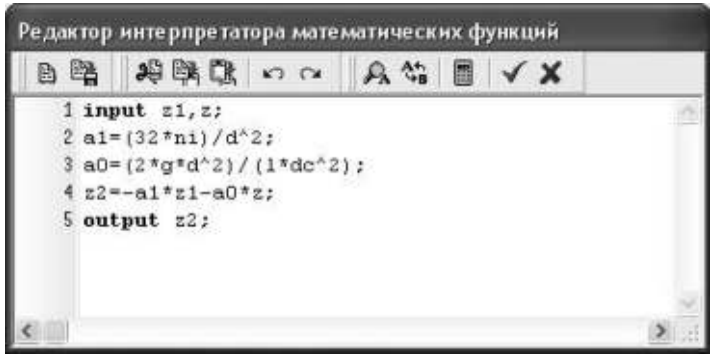


Рис. 9.32. Копия окна Редактор Интерпретатора Математических Функций с введенной программой

После дополнения Схемного Окна блоками в соответствии со структурной схемой (см. рис. 9.30) и выполнения соответствующих соединений между блоками оно с окончательной программой в виде структурной схемы примет вид (рис. 9.33).

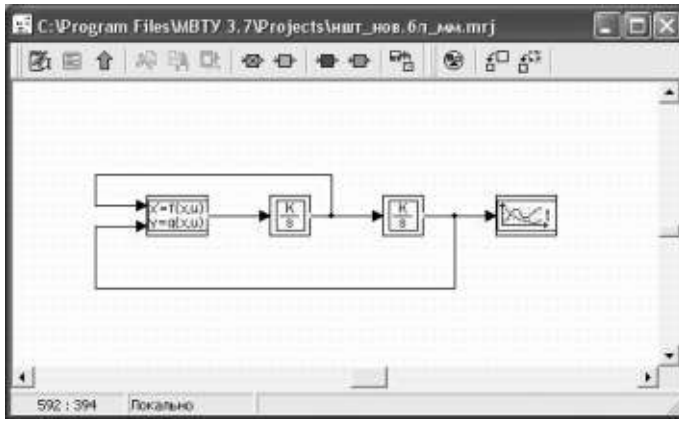


Рис. 9.33. Копия Схемного Окна с введенной структурной схемой для решения уравнения (9.12)

Для учета начальных условий в Диалоговое Окно второго слева блока Интегратор (рис. 9.34) во вторую строку следует ввести значение z_0 (примем $z_0 = 100$ мм).

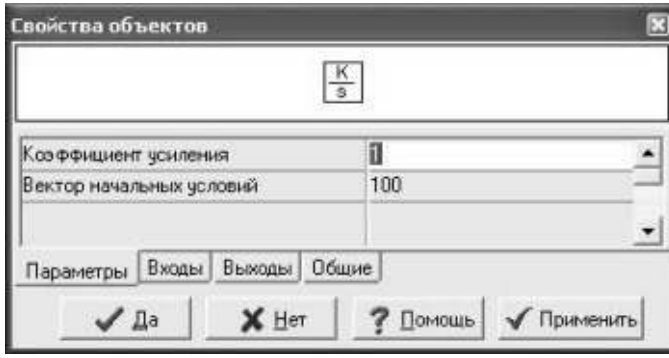
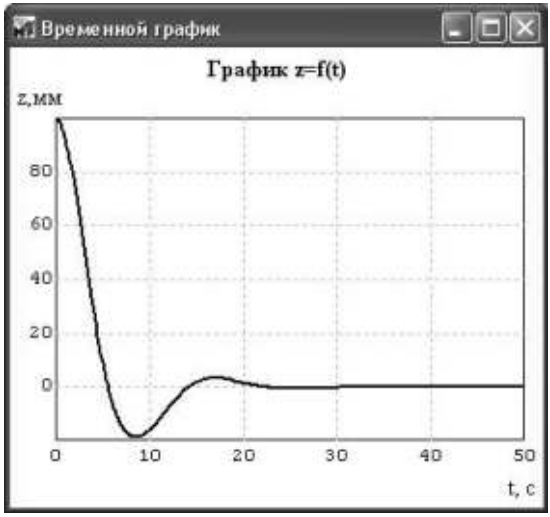


Рис. 9.34. Копия Диалогового Окна блока Интегратор с введенными параметрами

Результаты решения уравнения приведены на рис. 9.35.



б

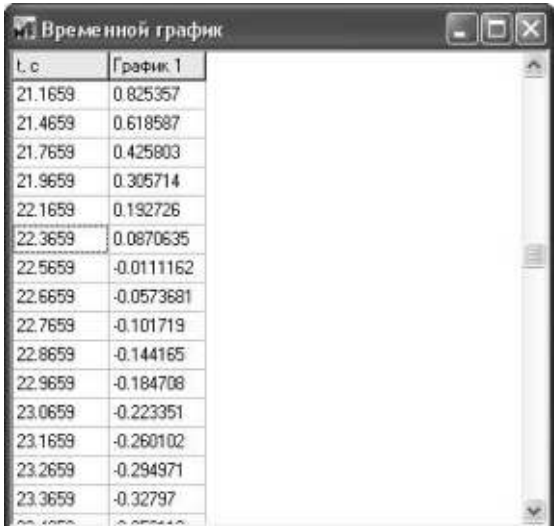
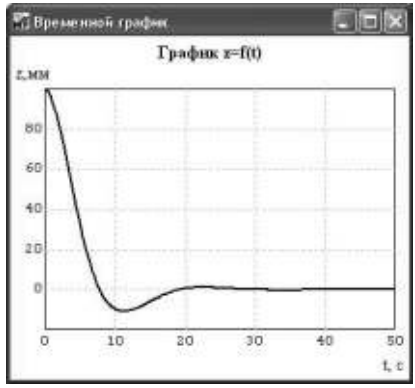


Рис. 9.35. Копии Графического Окна блока Временной График с результатами расчета переходного процесса нивелира: — в виде графика; *б* — в числовом виде

Анализ графика (см. рис. 9.35) показывает, что имеет место затухающий переходный процесс, время затухания которого $t_n \cong 22$ с (на рис. 9.35, *б* значение t_n обрамлено).

Меняя значения параметров нивелира (в окне Редактор Глобальных Параметров, рис. 9.31) на основе компьютерной модели (рис. 9.33) можно исследовать переходные процессы нивелира при различных их вариациях. К примеру, на рис. 9.36 показаны результаты моделирования переходного процесса при $l = 15\,000$ мм.



б

Временной график

t, c	График 1
27.4754	0.369553
27.8754	0.301184
28.2754	0.237628
28.5754	0.193364
28.8754	0.152145
29.0754	0.126394
29.2754	0.102038
29.4754	0.0790818
29.6754	0.0575218
29.8754	0.037349
30.0754	0.0185485
30.2754	0.00110065
30.3754	-0.00712352
30.4754	-0.015019
30.5754	-0.0225895

Рис. 9.36. Копии Графического Окна блока Временной График с результатами расчета переходного процесса нивелира при измененной длине шланга (l = 15000 мм): — в виде графика; *б* — в числовом виде

Сравнение переходных процессов (рис. 9.35 и рис. 9.36) показывает, что с увеличением длины шланга амплитуда колебаний уменьшается, а длительность процесса возрастает (при l = = 10 000 мм, $t_п \cong$ 22 с, а l = 15 000 мм, $t_п \cong$ 30 с).

10. Решение задач оптимизации гидравлических систем

В общем случае в технике под **оптим льной системой** понимают устройство, агрегат, технологический процесс и т.п. с наилучшими в смысле выбранного критерия оптимальности показателями. Например, системы могут быть оптимальными по затратам энергии, производительности, по качеству продукции, надежности и др. Для каждой конкретной оптимальной системы устанавливают определенный(-е) **критерий(-и) оптим льности**, под которым(-и) понимают некое число, зависящее от параметров системы. Критерий оптимальности выражают определенной математической зависимостью, на основе которой, выбрав **в рьируемые (оптимизируемые) п р метры**, с помощью специальных математических методов проводят оптимизацию. Такие емкие задачи, как правило, решают с помощью специальных компьютерных оптимизационных программ.

ПК «МВТУ», наряду с режимом работы Моделирование (этот режим использовался при решении примеров, рассмотренных в параграфах 8 и 9), реализует также режим работы Оптимизация, используя который можно обеспечивать так называемую параметрическую оптимизацию любых технических систем, в том числе и гидравлических.

При параметрической оптимизации необходимо:

– располагать введенной в Схемное Окно структурной схемой моделирования системы, которую необходимо оптимизировать;

– задать оптимизируемые параметры (те параметры, за счет вариации которых обеспечивается заданное значение критерия оптимальности) как глобальные параметры, через окно Редактор Глобальных Параметров Проекта;

– сформировать *лок льные* критерии оптимизации, которые необходимы для решения задачи оптимизации;

– ввести в Диалоговые Окна режима Оптимизация требуемые данные: имена варьируемых параметров, пределы их изменения и погрешность расчета; имена *лок льных* критериев и *допустимые* пределы их значений; расчетный метод оптимизации и его параметры;

– запустить задачу на счет и ждать результатов.

Для освоения методики оптимизации рассмотрим **демонстр ционно-обуч ющий пример** параметрической оптимизации гидравлического нивелира НШТ-1 с целью обеспечения монотонного переходного процесса с минимальной длительностью.

Решение. Воспользуемся готовой структурной схемой (рис. 9.30, 9.33) и откроем Схемное Окно (рис. 10.1).

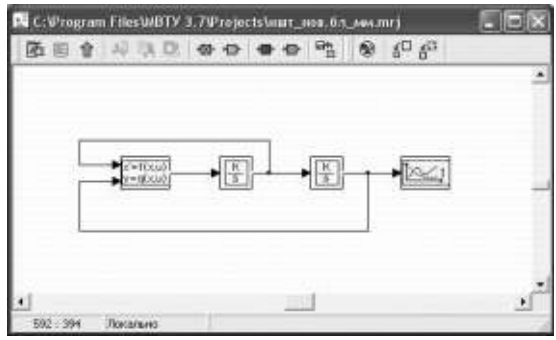


Рис. 10.1. Копия Схемного Окна с введенной структурной схемой решения дифференциального уравнения (9.12)

В предыдущем примере параметры заданы как глобальные (рис. 9.31). В связи с этим оптимизируемые параметры, в качестве которых примем длину l и диаметр d шланга, выберем из общего списка (рис. 9.31) при выполнении дальнейших процедур.

В качестве критериев оптимизации примем значение уровня жидкости в измерительном сосуде z и время переходного процесса t_n.

Перенесите в Схемное Окно (рис. 10.2) блоки Минимум (библиотека Нелинейные Звенья) и в Память (библиотека Субструктуры). Переместите их в требуемое место Схемного Окна, проведите необходимые линии связи. В результате Схемное Окно примет вид, показанный на рис. 10.2.

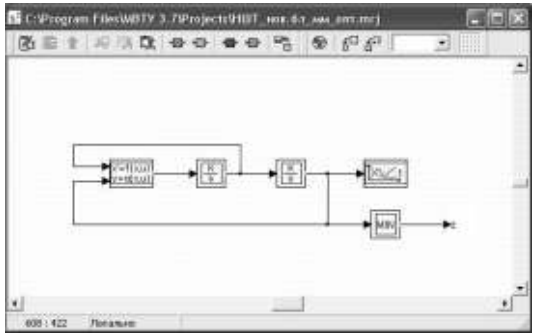


Рис. 10.2. Копия Схемного Окна с дополнительными блоками (блок В память на схеме не отображается)

Переместите курсор на свободное место в Схемном Окне и сделайте однократный щелчок правой клавишей мыши — всплывет окно Дополнительное Командное Меню (рис. 10.3), в котором необходимо сделать щелчок левой клавишей мыши по строке Вставить Субмодель — откроется Диалоговое Окно Открытие Субмодель (рис. 10.4).

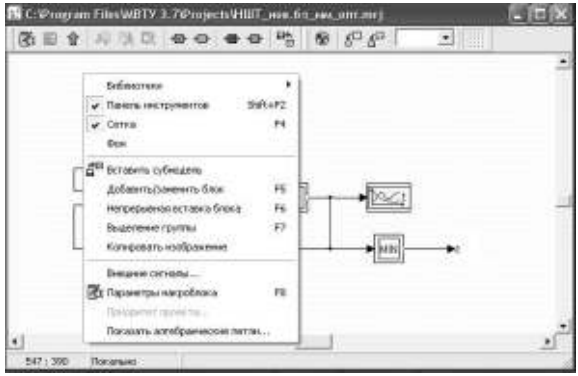


Рис. 10.3. Копия Схемного Окна с всплывающим меню

В окне (рис. 10.4), используя путь «..\МВТУ 3.7\Demo\Лабораторные_работы\...», перейдите в подкаталог Лабораторные_работы. В этом подкаталоге находится файл TIME_P_P.SUB. Перенесите его имя в строку Имя файла и однократно щелкни-

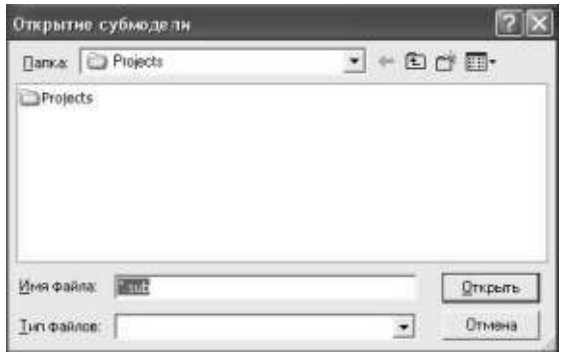


Рис. 10.4. Копия Диалогового Окна Открытие Субмодели

те левой клавишей мыши по кнопке *Открыть*. Переместите курсор в ту часть Схемного Окна, где должна быть расположена вставляемая субмодель, и сделайте щелчок левой клавишей мыши — в данном месте Схемного Окна появится субмодель Измеритель Времени ПП (Измеритель времени переходного процесса). Соедините линией связи субмодель Измеритель Времени ПП с исходной структурной схемой (рис. 10.5).

Сохраните задачу, щелкнув левой клавишей мыши по кнопке *Сохр нить*.

Откройте Диалоговое Окно блока В память (рис. 10.6).

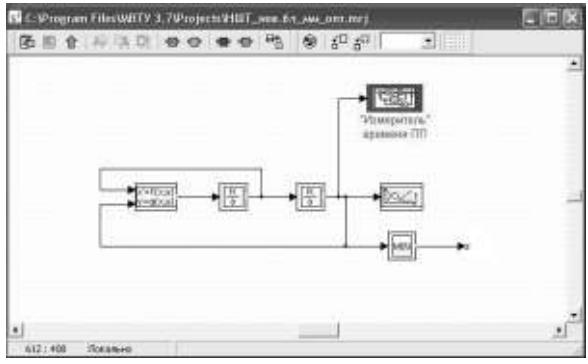


Рис. 10.5. Копия Схемного Окна с окончательной структурной схемой оптимизации нивелира

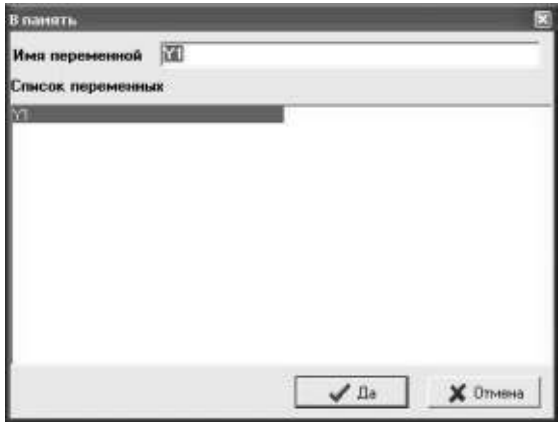


Рис. 10.6. Диалоговое Окно блока В память

В строке Имя Переменной введите *z*. Закройте это окно, щелкнув по кнопке *Д* . Изменение в строке Список Переменных произойдет после вторичного открытия этого окна (рис. 10.7).

Переместите курсор на субмодель и выполните двукратный щелчок левой клавишей мыши — откроется субмодельное Схемное Окно, экранная копия которого представлена на рис. 10.8.

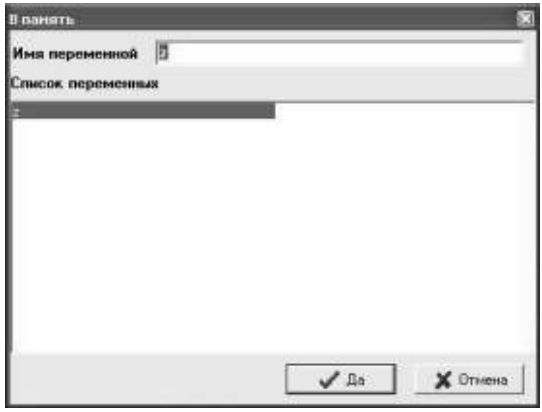


Рис. 10.7. Диалоговое Окно блока В память с введенной переменной *z*

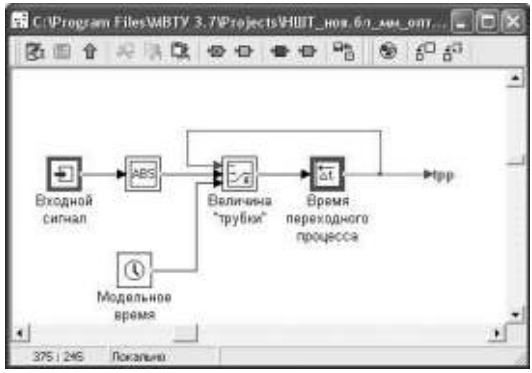


Рис. 10.8. Экранная копия субмодельного Схемного Окна

Переместите курсор на блок с подписью Величина трубки (рис. 10.8) и двумя щелчками правой клавиши мыши откройте его Диалоговое Окно (рис. 10.9).



Рис. 10.9. Экранная копия Диалогового Окна блока Ключ (величина «трубки») по умолчанию

В первую диалоговую строку введите значение величины так называемой «трубки» – зоны, при входе в которую значения z переходный процесс считается законченным. Величина «трубки» по своей сущности отражает абсолютную погрешность расчета установившегося значения z. Примем величину «трубки» 0,1 мм (рис. 10.10). Во второй диалоговой строке из двух вариантов Скаляр или Вектор выберите первый.

Закройте это Диалоговое Окно. Переместите курсор на блок В Память (см. рис. 10.5) и двукратным щелчком левой клавиши мыши откройте его Диалоговое Окно (рис. 10.11). Убедитесь в том, что в строках Имя Переменной и Список Переменных по умолчанию установлено *tpp* (при необходимости введите *tpp* в строку Имя Переменной). Закройте Диалоговое Окно этого блока, однократно щелкнув левой клавишей мыши по кнопке *Д* .

Эта субмодель реализует измерение времени переходного процесса и автоматическое присвоение этого значения переменной *tpp*.

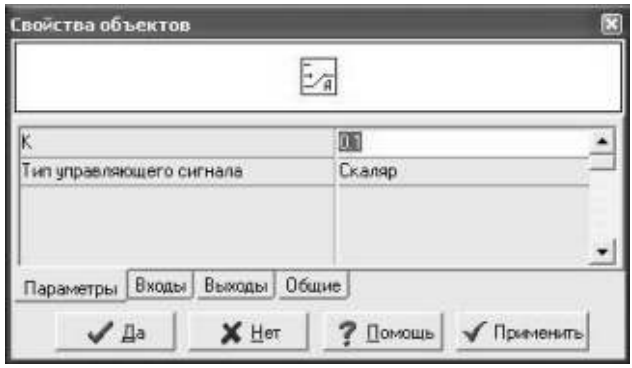


Рис. 10.10. Экранная копия Диалоговое Окно блока Ключ (Величина трубки) с введенном значением «трубки»

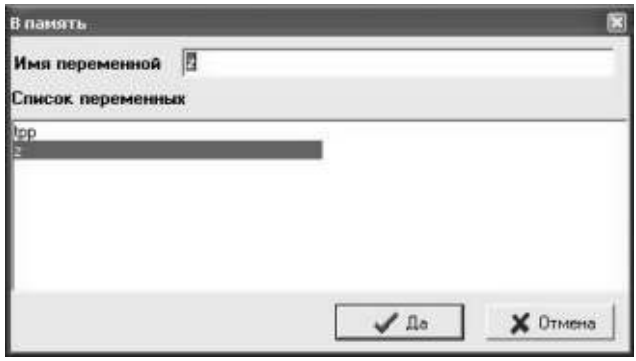


Рис. 10.11. Диалоговое Окно блока В память субмодельного Схемного Окна

Закройте субмодель с помощью командной кнопки Возврат из субмодели на Дополнительной Панели Инструментов Схемного Окна.

Переместите курсор на командную кнопку *Параметры оптимизации* (на панели инструментов Главного Окна — см. параграф 7.2), выполните однократный щелчок левой клавишей мыши, и откроется Диалоговое Окно режима Параметрическая Оптимизация с активной (по умолчанию) закладкой Параметры (рис. 10.12).

Команды режима Параметрическая Оптимизация можно осуществлять также через меню Оптимизация Главного Окна программного комплекса (см. параграф 7.2, рис. 7.5, Ленточное командное меню).

Переместите курсор на специальную кнопку в правой части Диалогового Окна с изображением символа < и однократно щелкните левой клавишей мыши — откроется дополнительное Диалоговое Окно Глобальные Константы Проекта (см. рис. 10.13).

Поскольку в рассматриваемом примере две глобальные константы используются как параметры оптимизации (параметры *d* и *l*), то их следует выбрать из общего списка. Для этого следует каждую из них последовательно выделить и щелчком по кнопке *Д* подтвердить выбор. В результате этого Диалоговое Окно закроется и вновь появится предыдущее Диалоговое Окно, соответствующее закладке Параметры с заполненными строками по параметрам *d* и *l* (рис. 10.14).

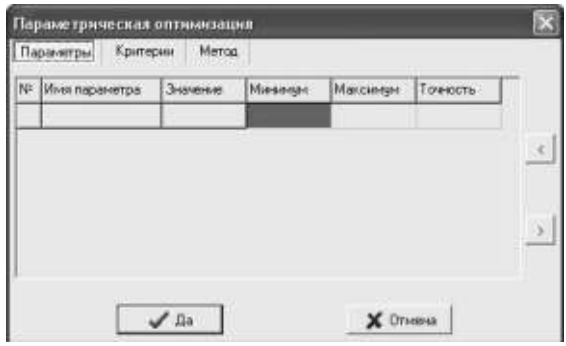


Рис. 10.12. Диалоговое Окно Параметрическая Оптимизация

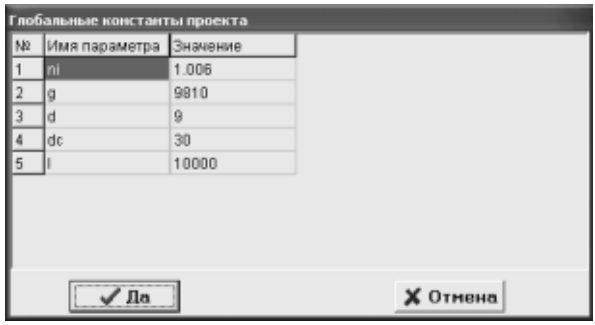


Рис. 10.13. Окно Глобальные Константы Проекта

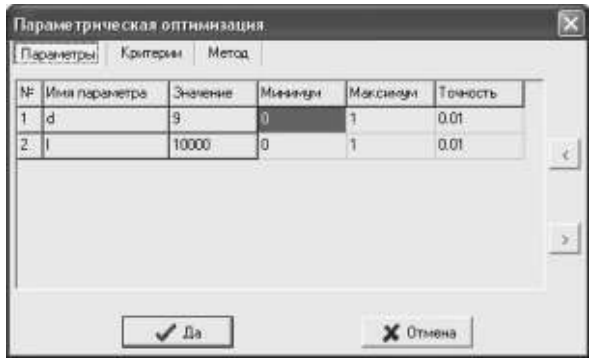


Рис. 10.14. Диалоговое Окно Параметрическая Оптимизация с параметрами оптимизации

Скорректируйте минимальные и максимальные пределы вариации параметров, руководствуясь их реально возможными величинами (рис. 10.15).

Переместите курсор на закладку Критерии и сделайте однократный щелчок левой клавишей мыши — откроется незаполненное Диалоговое Окно для задания локальных критериев оптимизации (аналогично рис. 10.15). Переместите курсор на специальную кнопку в правой части Диалогового Окна с изображением символа < и однократно щелкните левой клавишей мыши — откроется дополнительное Диалоговое Окно критериев (локальных) оптимизации (рис. 10.16).

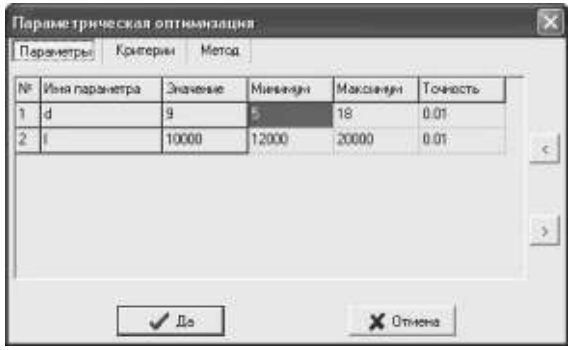


Рис. 10.15. Диалоговое Окно Параметрическая Оптимизация с скорректированными параметрами оптимизации

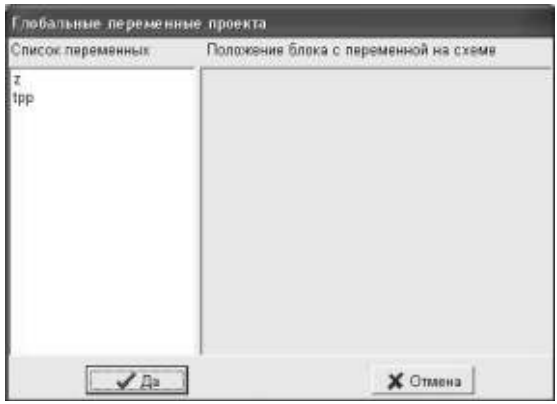


Рис. 10.16. Окно Глобальные Переменные Проекта

Выделите поочередно в окне Список Переменных переменные (они соответствуют локальным критериям оптимизации). Процедура их выделения выполняется в следующей последовательности: переместите курсор на строку с именем переменной, нажмите кнопку *Д* . Повторите эту процедуру и для второго критерия оптимизации.

Переместите курсор на кнопку *Д* и однократно щелкните левой клавишей мыши — данное дополнительное Диалоговое Окно закроется и снова появится Диалоговое Окно, соответ-

ствующее закладке Критерии с заполненными (по умолчанию) минимальными и максимальными значениями каждого критерия оптимизации (рис. 10.17).

Введите значения Минимума и Максимума, как это показано на рисунке 10.18.

Значение Максимума для *z* определяется величиной «трубки», принятой выше (0,1 мм). Значения для *tpp* определены на основе анализа длительности переходных процессов нивелира, рассчитанной в примере, рассмотренном выше.

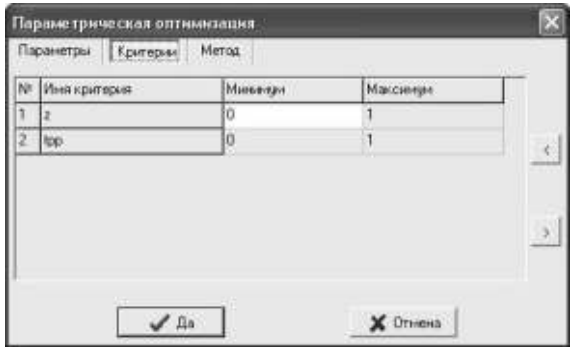


Рис.10.17. Экранная копия закладки Критерии окна Параметрическая Оптимизация (по умолчанию)

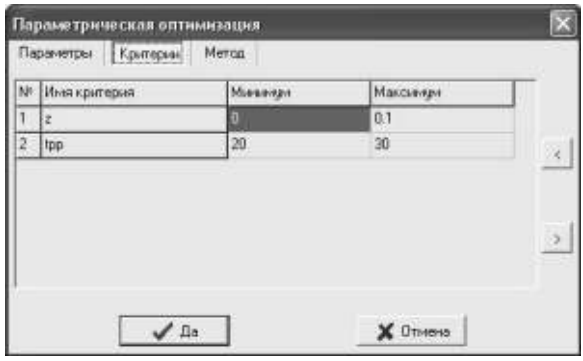


Рис. 10.18. Экранная копия закладки Критерии окна Параметрическая Оптимизация

Задайте значение начальных условий (z_0 должно быть равно 100 мм). Для этого откройте Диалоговое Окно второго интегратор слева (рис. 10.19).

Закройте Диалоговое Окно блока Интегратор и вернитесь к окну Параметрическая Оптимизация с заданными значениями критериев оптимизации (рис. 10.18). Переместите курсор на закладку Метод и щелкните левой клавишей мыши — откроется Диалоговое Окно данной закладки. Выберите метод, максимальное число моделирований, вид общего критерия, как это показано на рисунке 10.20. Метод «Поиск-2» является одним из простейших алгоритмов, обладает высокими быстродействием и эффективностью. Максимального числа модели-

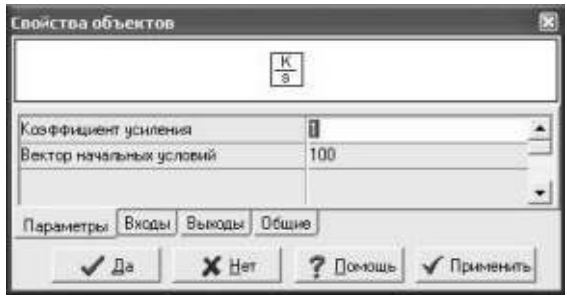


Рис. 10.19. Копия Диалогового Окна Интегратор с введенными параметрами

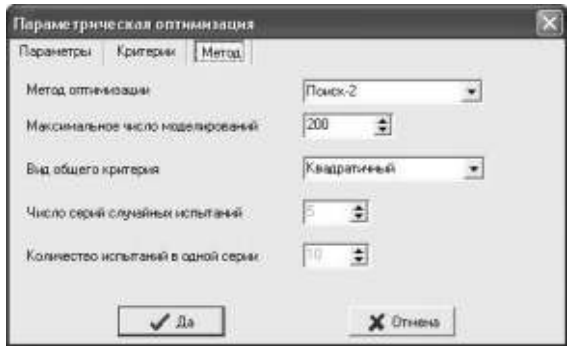


Рис. 10.20. Пример заполнения закладки Метод окна Параметрическая Оптимизация

рований (200) вполне достаточно для поиска оптимума в данной задаче. Две последних диалоговых строки заполняются только при использовании Стохастического метода.

Переместите курсор на кнопку *Д* и щелкните левой клавишей мыши. Диалоговое Окно, соответствующее опции Параметры командного меню Оптимизация, закроется, и на экране монитора снова появится Главное Схемное Окно. Откройте Графическое Окно, запустите задачу на счет командной кнопкой Продолжить (на панели инструментов Главного Окна) и убедитесь, что переходный процесс колебательный (рис. 10.21).

Переместите курсор на командную кнопку Начать расчет оптимальных параметров (на панели инструментов Главного Окна) и щелкните однократно левой клавишей мыши — появится окно Результаты оптимизации (рис. 10.22).

После этого сделайте выбор Применить или Отменить результаты оптимизации: однократный щелчок левой клавишей мыши по кнопке Отменить отменяет результаты оптимизации; положительный ответ – Применить автоматически переопределяет в окне Редактор Глобальных Параметров Проекта исходные значения параметров $d = 9$ мм и $l = 10\,000$ мм

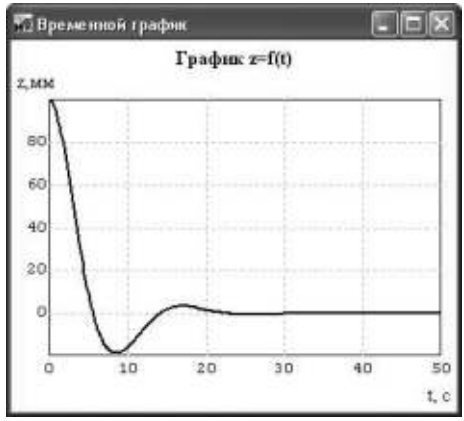


Рис. 10.21. Копии Графического Окна блока Временной График с графиком переходного процесса нивелира с исходными значениями параметров (рис. 9.31)

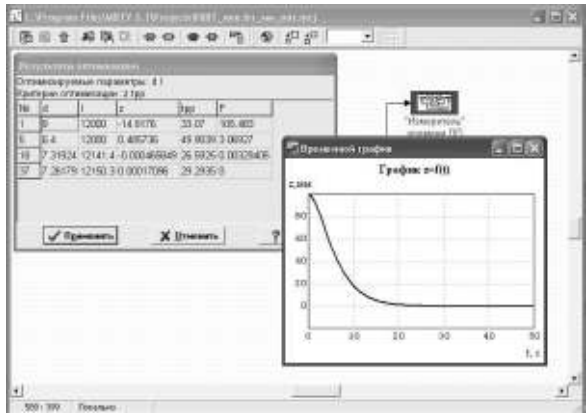


Рис. 10.22. Копия Схемного Окна с результатами оптимизации

на оптимальные значения $d = 7{,}2618$ мм и $l = 12\,150$ мм. Для того чтобы убедиться в этом, откройте окно Редактор Глобальных Параметров Проекта (рис. 10.23).

Закройте окно Редактор Глобальных Параметров Проекта и откройте Графическое Окно с графиком переходного процесса (рис. 10.24) и с числовыми значениями этого графика (рис. 10.25).

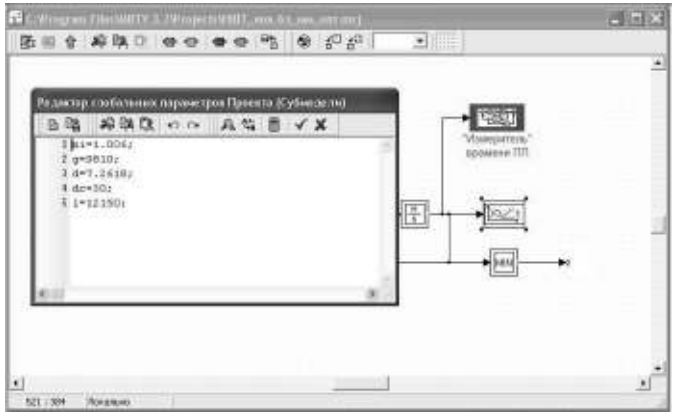


Рис. 10.23. Экранная копия Схемного Окна с окном Редактор Глобальных Параметров Проекта после оптимизации

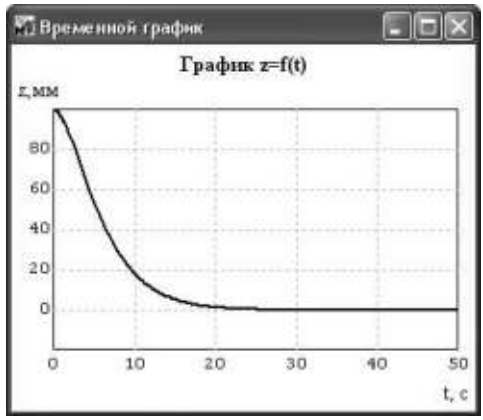


Рис. 10.24. Копии Графического Окна блока Временной График с графиком переходного процесса

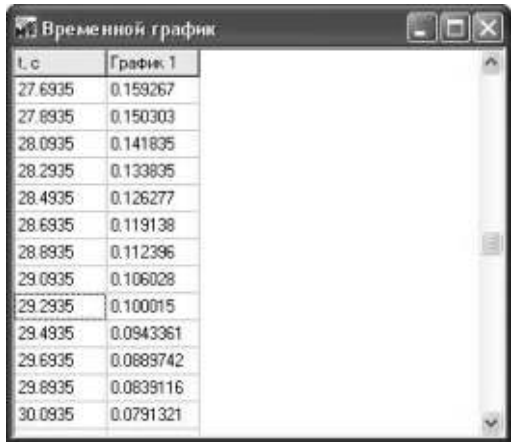


Рис. 10.25. Копии Графического Окна блока Временной График с числовыми значениями после оптимизации

Убедитесь, что получившийся переходной процесс (с оптимальными значением $d = 7{,}2679$ мм и $l = 12\ 150$ мм) соответствует поставленным условиям и ограничениям: переходный процесс монотонный с длительность $t_n \approx 29$ с (на рис. 10.25 ее значение обрамлено).

11. Сравнительная оценка программного комплекса «МВТУ» и *Microsoft Excel*

В вузах Российской Федерации, осуществляющих подготовку бакалавров и магистров (в том числе по направлению «Агроинженерия»), в дисциплине «Информатика» изучается табличный процессор *Microsoft Excel (MS Excel)*. В следующем ниже примере дана сравнительная оценка автоматизации расчетных работ с помощью программного комплекса «МВТУ» и с помощью *Microsoft Excel*.

Пример. Щит, перекрывающий канал, расположен под углом α к горизонту и закреплен шарнирно к опоре над водой (рис. 11.1) [15]. Ширина щита $b = 2$ м, глубина воды перед щитом $H_1 = 2{,}5$ м, а за щитом $H_2 = 1{,}5$ м. Шарнир расположен над высоким уровнем воды на расстоянии $H_3 = 1$ м. Пренебрегая массой щита и трением в шарнире, определите минимальное значение силы T, прикладываемой к тросу при открывании щита, а также значение угла α и высоту щита l, соответствующие минимальному значению этой силы.

Решение. Аналитическая часть задачи решена с помощью основных положений гидростатики.

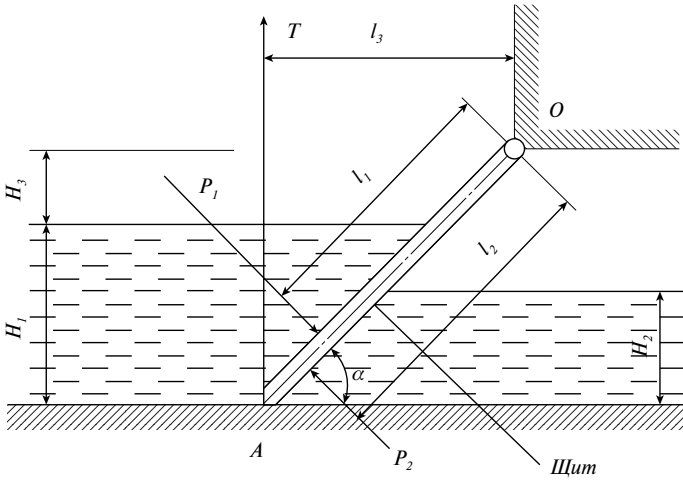


Рис. 11.1. Расчетная схема

Сила суммарного давления воды на щит [15]:
слева

$$P_1 = \frac{\rho g H_1^2 b}{2\sin\alpha} \tag{11.1}$$

справа

$$P_2 = \frac{\rho g H_2^2 b}{2\sin\alpha}, \tag{11.2}$$

где $\rho = 1000$ кг/м^3 — плотность воды;
$g = 9{,}81$ м/с^2 — ускорение свободного падения.

Расстояние от шарнира до центров приложения сил давления:

$$l_1 = \frac{H_3}{\sin\alpha} + \frac{2H_1}{3\sin\alpha}; \tag{11.3}$$

$$l_2 = \frac{H_1 + H_3 - H_2}{\sin\alpha} + \frac{2H_2}{3\sin\alpha}. \tag{11.4}$$

Проекции щита:

$$l_3 = (H_1 + H_3) / \operatorname{tg}\alpha. \tag{11.5}$$

Ширина щита:

$$l = (H_1 + H_3) / \sin\alpha. \tag{11.6}$$

Из уравнения моментов сил относительно шарнира 0:

$$M_0 = -P_1 l_1 + P_2 l_2 + T l_3 = 0;$$

выражение силы T определится как:

$$T = \frac{P_1 l_1 - P_2 l_2}{l_3}. \tag{11.7}$$

Из анализа приведенных выше формул следует, что искомые величины являются функциями угла α: $T = f_1(\alpha)$, $l = f_2(\alpha)$. На основе этих функциональных зависимостей можно определить минимальное значение силы T, соответствующие ей значения угла α и высоты щита l, варьируя значениями угла α ориентировочно (см. рис. 11.1) в пределах 30°–80° или 0,52 рад — 1,4 рад

(1° = π/180 рад ≈ 0,017453 рад)]. Следовательно, вычислительный процесс с помощью компьютера при решении рассматриваемого примера сводится к расчету функций $T = f_1(\alpha)$, $l = f_2(\alpha)$.

Вычисления с помощью MS Excel

Откройте *MS Excel* и заполните ячейки рабочего листа согласно рис. 11.2 (для наглядности предварительно введите следующие обозначения: $l_1 = L_1$, $l_2 = L_2$, $l_3 = L_3$, $l = L$). Для этого установите курсор на нужную ячейку (щелкнув по ней левой клавишей мыши) и введите с помощью клавиатуры соответствующий текст.

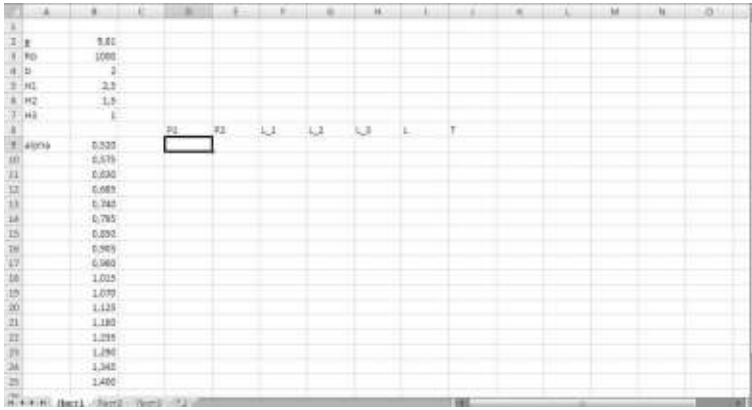


Рис. 11.2. Копия рабочего листа с исходными данными

Введите в ячейки D9...J9 формулы (11.1) — (11.7):

=$B$3*$B$2*$B$5^2*$B$4/(2*SIN(B9)); (11.8)

=$B$3*$B$2*$B$6^2*$B$4/(2*SIN(B9)); (11.9)

=$B$7/SIN(B9)+2*$B$5/(3*SIN(B9)); (11.10)

=($B$5+$B$7-$B$6)/SIN(B9)+
2*$B$6/(3*SIN(B9)); (11.11)

=($B$5+$B$7)/TAN(B9; (11.12)

=($B$5+$B$7)/SIN(B9); (11.13)

=(D9*F9-E9*G9)/H9. (11.14)

соответственно. В результате лист примет вид, представленный на рис. 11.3.

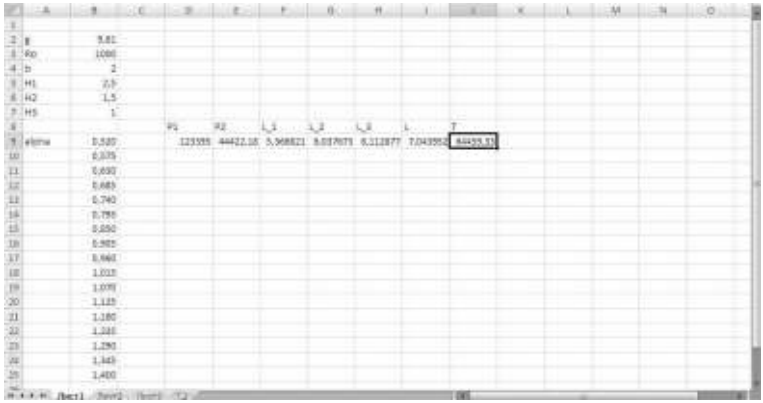


Рис. 11.3. Копия рабочего листа с введенными формулами (11.1) — (11.7)

Выделите ячейки *D*9...*J*9 (нажмите левую кнопку мыши в ячейке *D*9 и, не отпуская ее, протяните до *J*9, после чего отпустите).

Скопируйте выделенный диапазон в буфер обмена (нажмите кнопку в главном меню (вкладка Главная)).

Выделите ячейки *D*10–...*J*25 (аналогично, как выделялись ячейки *D*9...*J*9).

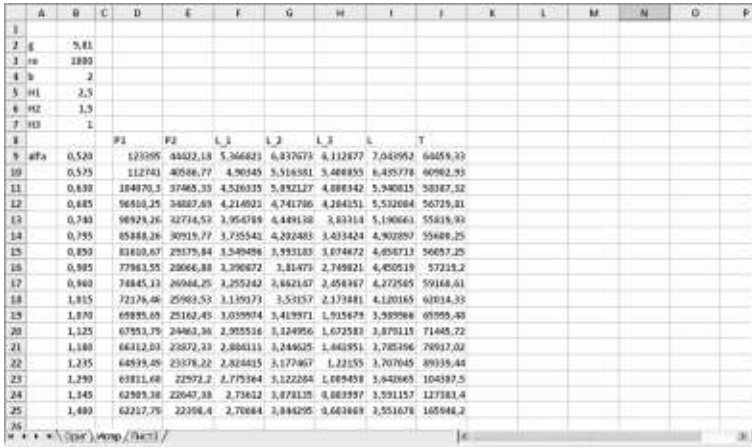
Вставьте содержимое буфера обмена в выделенный диапазон (нажмите кнопку в главном меню (вкладка Главная)).

В результате выполнения этих операций лист примет вид, показанный на рис. 11.4.

Анализ колонки *J* (рис. 11.4) позволяет найти минимальное значение силы *T* и соответствующие ему значения угла α и высоты *L*. Для удобства анализа в результатах расчета (рис. 11.4) выделим строку 14, сооветствующую минимальному значению силы $T = 55\,600{,}25$ Н ($T = 55{,}60025$ кН) и для наглядности дополним лист графиком $T = f_1(\alpha)$ (рис. 11.5).

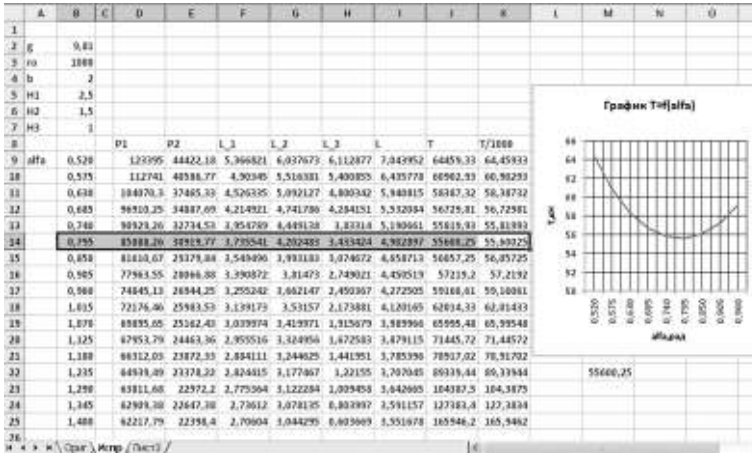
Из результатов вычислений в среде *MS Excel* (рис. 11.5) следует, что минимальной силе $T = 55\,600{,}25$ Н соответствует угол $\alpha = 0{,}795$ рад $= 45{,}55°$ и $l = L = 4{,}902897$ м.

Вычисления с помощью ПК «МВТУ». Запустите ПК «МВТУ». Откройте Схемное Окно и поместите в него блок Новый. Откройте окно Редактор Интерпретатора Математических Функ-



	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P
1																
2	g	9,81														
3	ro	1000														
4	b	2														
5	H1	2,5														
6	H2	1,5														
7	H3	1														
8				P1	P2	L_1	L_2	L_3	L	T						
9	alfa	0,520		123395	44422,18	5,366821	6,037673	6,112877	7,043952	64459,33						
10		0,575		112741	40586,77	4,90345	5,516381	5,480855	6,435778	60962,93						
11		0,630		104070,3	37465,33	4,526395	5,092127	4,800342	5,948815	58367,32						
12		0,685		96910,25	34887,69	4,214921	4,741786	4,284151	5,532084	56729,81						
13		0,740		90923,26	32734,53	3,954789	4,449138	3,83314	5,190661	55619,93						
14		0,795		85888,26	30919,77	3,735541	4,202483	3,433424	4,902897	55608,25						
15		0,850		81610,67	29379,84	3,549496	3,993183	3,074672	4,656713	56057,25						
16		0,905		77963,55	28066,88	3,390872	3,81473	2,749021	4,459519	57219,2						
17		0,960		74845,13	26944,25	3,255242	3,662147	2,450367	4,272505	59168,61						
18		1,015		72176,46	25983,53	3,139173	3,53157	2,173881	4,120165	62014,33						
19		1,070		69835,65	25162,43	3,039374	3,419971	1,915679	3,989966	65955,48						
20		1,125		67953,79	24463,36	2,955516	3,324956	1,672583	3,879115	71445,72						
21		1,180		66312,03	23872,33	2,884111	3,244625	1,441951	3,785390	78917,02						
22		1,235		64939,49	23378,22	2,824415	3,177467	1,22155	3,707045	89339,44						
23		1,290		63811,68	22972,2	2,775364	3,122284	1,009458	3,642865	104387,5						
24		1,345		62909,38	22647,38	2,73612	3,078135	0,803997	3,591157	127383,4						
25		1,400		62217,79	22398,4	2,70084	3,044295	0,603669	3,551678	165946,2						
26																

Рис. 11.4. Копия рабочего листа с результатами вычислений



	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
1															
2	g	9,81													
3	ro	1000													
4	b	2													
5	H1	2,5													
6	H2	1,5													
7	H3	1													
8				P1	P2	L_1	L_2	L_3	L	T	T/1000				
9	alfa	0,520		123395	44422,18	5,366821	6,037673	6,112877	7,043952	64459,33	64,45933				
10		0,575		112741	40586,77	4,90345	5,516381	5,480855	6,435778	60962,93	60,96293				
11		0,630		104070,3	37465,33	4,526395	5,092127	4,800342	5,948815	58367,32	58,36732				
12		0,685		96910,25	34887,69	4,214921	4,741786	4,284151	5,532084	56729,81	56,72981				
13		0,740		90923,26	32734,53	3,954789	4,449138	3,83314	5,190661	55619,93	55,61993				
14		0,795		85888,26	30919,77	3,735541	4,202483	3,433424	4,902897	55608,25	55,60825				
15		0,850		81610,67	29379,84	3,549496	3,993183	3,074672	4,656713	56057,25	56,05725				
16		0,905		77963,55	28066,88	3,390872	3,81473	2,749021	4,459519	57219,2	57,2192				
17		0,960		74845,13	26944,25	3,255242	3,662147	2,450367	4,272505	59168,61	59,16861				
18		1,015		72176,46	25983,53	3,139173	3,53157	2,173881	4,120165	62014,33	62,01433				
19		1,070		69835,65	25162,43	3,039374	3,419971	1,915679	3,989966	65955,48	65,95548				
20		1,125		67953,79	24463,36	2,955516	3,324956	1,672583	3,879115	71445,72	71,44572				
21		1,180		66312,03	23872,33	2,884111	3,244625	1,441951	3,785390	78917,02	78,91702				
22		1,235		64939,49	23378,22	2,824415	3,177467	1,22155	3,707045	89339,44	89,33944		55600,25		
23		1,290		63811,68	22972,2	2,775364	3,122284	1,009458	3,642865	104387,5	104,3875				
24		1,345		62909,38	22647,38	2,73612	3,078135	0,803997	3,591157	127383,4	127,3834				
25		1,400		62217,79	22398,4	2,70084	3,044295	0,603669	3,551678	165946,2	165,9462				
26															

Рис. 11.5. Копия рабочего листа с результатами вычислений в виде таблицы и графика (лист дополнен колонкой *K*, в которой значения *T* в кН)

ций и введите в него программу расчета [формулы (11.1) — (11.7)] (рис. 11.6).

Дополните Схемное Окно блоком Кусочно-линейный, двумя блоками Фазовая Плоскость (Фазовый Портрет) и прове-

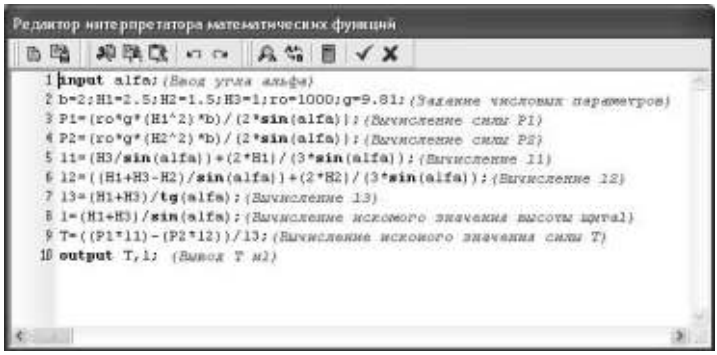


Рис. 11.6. Копия окна Редактор Интерпретатора Математических Функций с введенной программой

дите соответствующие связи между блоками. В результате получится визуальная компьютерная модель в виде структурной схемы (рис. 11.7).

Задайте в блоке Кусочно-линейный пределы изменения угла α от 0,52 до 1,4 рад. Параметры расчета примите по умолчанию. После запуска программ на расчет в Графических Окнах появятся результаты расчета (рис. 11.8) и (рис. 11.9).

Из результатов вычислений с помощью ПК «МВТУ» (рис. 11.8) и (рис. 11.9) следует, что минимальной силе

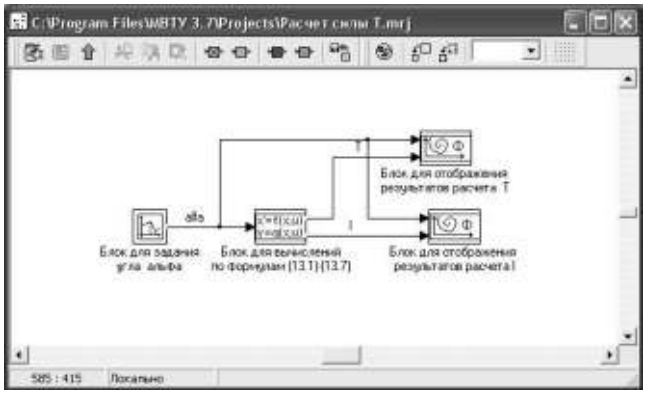
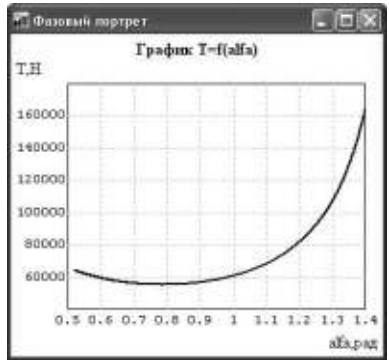


Рис. 11.7. Копия Схемного Окна с введенной структурной схемой



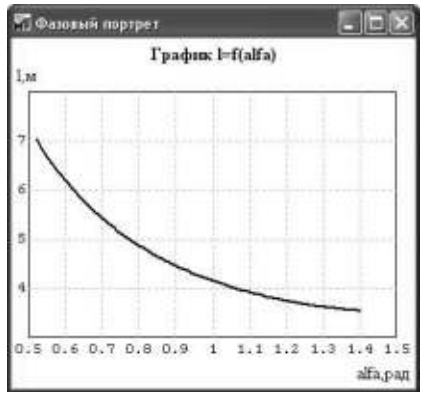
б

Фазовый портрет

alfa,рад	График 1
0.7796	55593.7
0.78048	55592.7
0.78136	55591.8
0.78224	55591.1
0.78312	55590.6
0.784	55590.2
0.78488	55590
0.78576	55590
0.78664	55590.2
0.78752	55590.5
0.7884	55591
0.78928	55591.7
0.79016	55592.5
0.79104	55593.5
0.79192	55594.7

Рис. 11.8. Копии Графического Окна блока Фазовая Плоскость с результатами расчета силы *T*: — в виде графика; *б* — в числовом виде

$T = 55\,590$ *H* соответствует угол $\alpha = 0{,}78488$ рад $= 44{,}97° \approx 45°$ и $l = L = 4{,}93496$ м. Незначительные расхождения этих результатов с результатами расчета в среде *MS Excel* объясняются тем, что расчеты с помощью *MS Excel* выполнены с большим шагом аргумента (0,055 рад = 3,151°). При повторном расчете с помощью *MS Excel* с уменьшенным шагом аргумента (0,005 рад) получены данные, практически не отличающиеся от результатов расчета в среде ПК «МВТУ» (11.10): минимальной силе $T = 555\,902$ Н соответствует угол $\alpha = 0{,}785$ рад $= 44{,}97° \approx 45°$ и $l = L = 4{,}9517$ м.



б

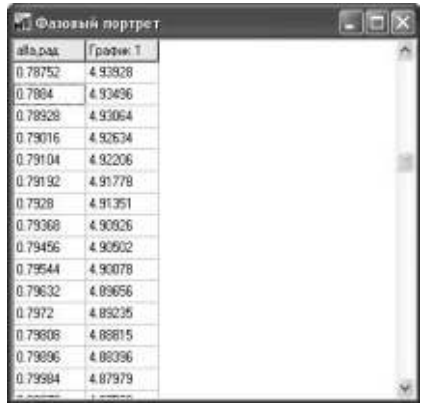


Рис. 11.9. Копии Графического Окна блока Фазовая Плоскость с результатами расчета высоты щита *l*: — в виде графика; *б* — в числовом виде

В результате анализа рассмотренного примера можно заключить:

– функциональные возможности программ ПК «МВТУ» и *MS Excel* применительно к автоматизации гидравлических расчетов (не касаясь других задач, решаемых при изучении дисциплины «Гидравлика») адекватны;

– с точки зрения программирования ПК «МВТУ» предпочтителен, так как в его среде с использованием блока Новый текст программы записывается в виде, близком к естественной форме записи математических зависимостей (см. рис. 11.6); это намного

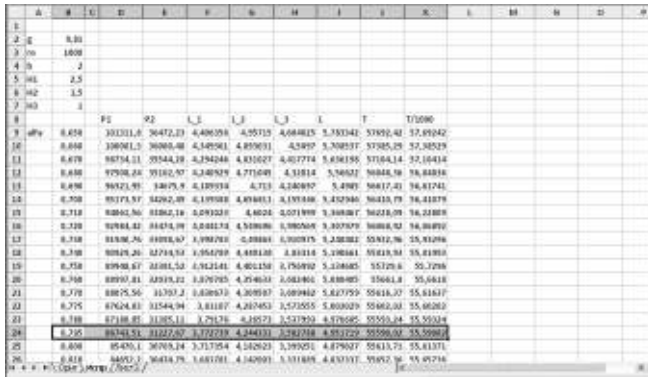


Рис. 11.10. Копия рабочего листа *MS Excel* с результатами вычислений с уменьшенным шагом угла α (результаты, соответствующие минимальному значению силы *T,* выделены обрамлением)

«прозрачнее» и удобнее, чем запись в программу математических формул посредством привязки их символов через соответствующие ячейки (см. формулы (11.1) — (11.7) и (11.8) — (11.14)).

12. Упражнения для самостоятельной работы*

Упражнение 12.1. Какую силу нужно приложить к поршню *2* (рис. 12.1), чтобы уравновесить действие силы P_1, действующей на поршень 1 диаметром *d*, если $P_1 = 147$ Н; $D = 300$ мм; $d = 50$ мм; $h = 300$ мм; $\rho = 10^3$ кг/м^3; $g = 10$ м/с^2? Вычислите силу P_2 с помощью блока Новый.

Решение. Уравнение равновесия для плоскости сравнения *O–O* имеет вид:

$$\frac{P_1}{\omega_1} = \frac{P_2}{\omega_2} + \rho g h ,$$

где $\omega_1 = \dfrac{\pi D^2}{4}$; $\omega_2 = \dfrac{\pi d^2}{4}$.

Отсюда $P_2 = \omega_2 \left(\dfrac{P_1}{\omega_1} - \rho g h \right)$.

---

* Упражнения сформированы на основе [15] с участием В.Н. Литвинова.

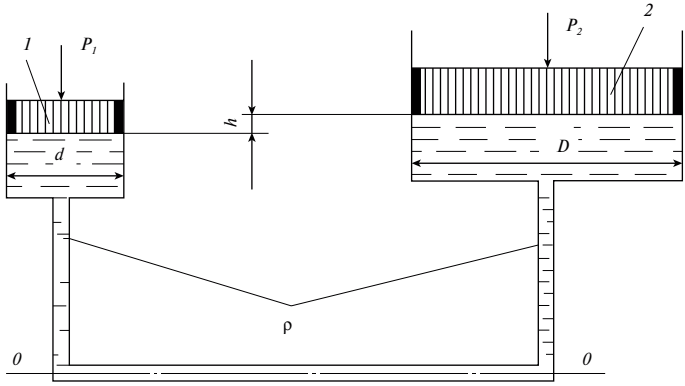


Рис. 12.1

Ответ: $P_2 = 5080$ Н.

Упражнение 12.2. Бассейн (рис. 12.2), заполненный бензином ($\rho = 900$ кг/м^3), опорожняется с помощью трубопровода, закрытого клапаном. Рассчитать, используя блок Новый, силу F, необходимую для поднятия клапана, если вес клапана

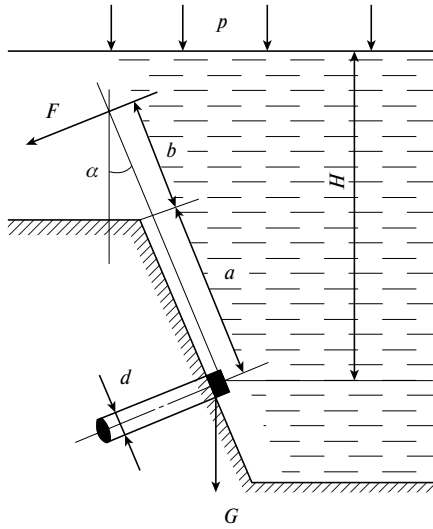


Рис. 12.2

G = 29,4 Н, диаметр трубопровода d = 0,4 м, высота жидкости по отношению к центру тяжести H = 3,5 м, размеры рычага a = 0.55 м и b = 1,3 м; $\alpha = 30°$.

Решение. Для того чтобы рассчитать силу F, необходимую для поднятия клапана, нужно рассмотреть сумму моментов сил относительно точки A. На клапан действуют две силы: сила тяжести клапана G и сила $F_ж$ давления жидкости, содержащейся в бассейне. Сумма моментов сил относительно точки A равна нулю, т.е.

$$\Sigma M_A = 0;\ F_ж(e + a - \frac{d}{2}) + G(a - \frac{d}{2})\sin\alpha = Fb,$$

$$F = \frac{F_ж\left(e + a - \frac{d}{2}\right) + G\left(a - \frac{d}{2}\right)\sin\alpha}{b},$$

где e — эксцентриситет (расстояние между центром тяжести и центром давления).

Известно, что

$$F_ж = P_g S = (p_0 + \rho g h)S.$$

В данном случае $p_0 = p_{атм}$, тогда

$$e = \frac{\rho g \sin\alpha I_{0x}}{\rho g H S} = \frac{\sin\alpha I_{0x}}{HS}.$$

Так как сечение клапана круглое, то $I_{0x} = \frac{\pi d^4}{64}$.

Ответ: $F = 4447$ *Н*.

Упражнение 12.3. Поплавок, сделанный из меди, служит для указания уровня раздела воды и бензина (рис. 12.3). Определить диаметр D поплавка, если δ = 1 мм; d = 3 мм; L = 2 м; $\rho_{меди} = 9 \cdot 10^3$ кг / м^3 ; $\rho_б = 860$ кг/м^3 ; $\rho_в = 10^3$ кг/м^3; l = 1 м; Н = 10 см.

Решение. На поплавок действуют две силы: вес G (направлен вниз) и выталкивающая сила Архимеда P_A (направлена вверх).

Так как поплавок находится в равновесии, эти две силы должны быть равны друг другу. Определим вес поплавка по формуле:

$G = \rho_{меди} g W$,

где W — объем металла,

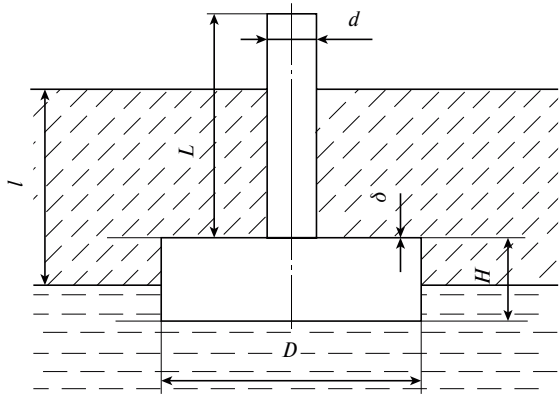


Рис. 12.3

$$W = \frac{2\pi D^2 \delta}{4} + \frac{\pi}{4}\left[D^2 - (D-\delta)^2 \right](H - 2\delta) + \frac{\pi D^2}{4} L .$$

Выталкивающая сила состоит из двух составляющих:

$$P_Z = P_Z^{'} + P_Z^{''} ,$$

где $P_Z^{'}$ — выталкивающая сила со стороны бензина; $P_Z^{''}$ — то же со стороны воды. Тогда

$$P_Z^{'} = \rho_б g W^{'} \text{ и } P_Z^{''} = \rho_в g W^{''},$$

где $W^{'}$ — объем бензина, вытесненный поплавком; $W^{''}$ — объем воды, вытесненный поплавком,

$$W^{'} = \frac{\pi D^2}{4}\frac{H}{2} + \frac{\pi d^2}{4}(l - \frac{H}{2}) \text{ и } W^{''} = \frac{\pi D^2}{4}\frac{H}{2},$$

тогда

$$P_Z = P_Z' + P_Z'' = \rho_б g(\frac{\pi D^2}{4}\frac{H}{2} + \frac{\pi D^2}{4}(l - \frac{H}{2})) + \rho_в g \frac{\pi D^2}{4}\frac{H}{2} .$$

Так как $G = P_Z$,

$$\rho_{меди} g[\frac{2\pi D^2 \delta}{4} + \frac{\pi}{4}[D^2 - (D-\delta)^2](H - 2\delta) + \frac{\pi D^2}{4} L] =$$

$$= \rho_б g(\frac{\pi D^2}{4}\frac{H}{2} + \frac{\pi D^2}{4}(l - \frac{H}{2})) + \rho_в g \frac{\pi D^2}{4}\frac{H}{2}.$$

После некоторых преобразований получим квадратное уравнение:

$$\left(\frac{\rho_б\delta}{2}-\frac{H}{8}(\rho_б+\rho_в)\right)D^2+\rho_{меди}(H\delta-2\delta^2)D-$$

$$-\rho_{меди}\left(H\delta^2+2\delta^3+\frac{d^2L}{4}\right)-\frac{\rho_б d^2}{8}(2l-H)=0.$$

Обозначим:

$$a=\frac{\rho_б\delta}{2}-\frac{H}{8}(\rho_б+\rho_в);$$

$$b=\rho_{меди}(H\delta-2\delta^2);$$

$$c=-\rho_{меди}\left(H\delta^2+2\delta^3+\frac{d^2L}{4}\right)-\frac{\rho_б d^2}{8}(2l-H).$$

С учетом этих обозначений квадратное уравнение примет вид:

$$aD^2+bD+c=0.$$

С помощью блока Новый вычислите коэффициенты *a, b* и *c* и решите уравнение, воспользовавшись известной формулой:

$$D=\frac{-b\pm\sqrt{b^2-4ac}}{2a}.$$

Ответ: $D = 0{,}87$ м.

Упражнение 12.4. Стальной конический клапан диаметром *D* и высотой *h* служит для закрытия отверстия круглой формы, куда он опускается на $\frac{2}{3}h$ (рис. 12.4). Позиция свободной поверхности соответствует высоте *H*. С помощью блока Новый вычислите силу *F*, необходимую для открытия клапана, если $D = 0{,}5h$; $H = 5h$; $\rho_{ст} = 7{,}8\cdot10^3$ кг/м^3; $\rho_в = 10^3$ кг/м^3; $h = 0{,}5$ м.

Решение. Определим силы, действующие на клапан:
сила веса:

$$P_1=\rho_{ст}gW=\rho_{ст}g\frac{1}{3}\pi R^2h;$$

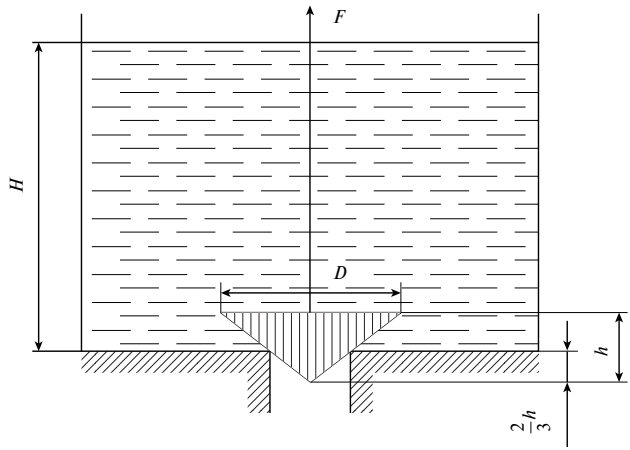


Рис. 12.4

сила давления:

$$P_2 = \rho_в g\left(H - \frac{1}{3}h\right)\pi R^2;$$

сила Архимеда:

$$P_A = \rho_в g W_2,$$

где W_2 — объем усеченной пирамиды высотой $h' = \frac{h}{3}$,

$$W_2 = \frac{\pi h}{3 \cdot 3}(R^2 + r^2 + Rr).$$

Сила F, необходимая для открытия клапана:

$$F = P_1 + P_2 - P_A.$$

Ответ: $F = 1726$ *Н*.

Упражнение 12.5. Центробежный насос должен обеспечить расход Q = 0,1 м³/с и давление на выходе $p_2 = 4{,}7 \cdot 10^4$ Н/м². Всасывающая труба имеет диаметр $d = 0{,}3$ м и длину $L = 24$ м, а также фильтр на входе, имеющий местный коэффициент

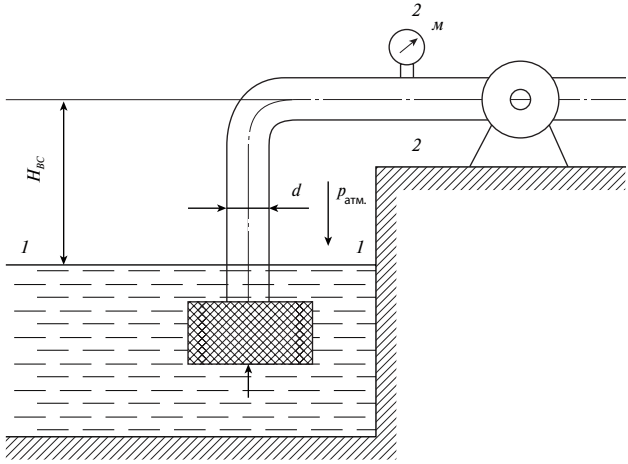


Рис. 12.5

сопротивления $\xi = 5$. Всасывание воды осуществляется из открытого резервуара (рис. 12.5). Коэффициент потерь на трение $\lambda = 0{,}02$, коэффициент местных сопротивлений $\xi_{\text{поворот}} = 0{,}2$. С помощью блока Новый определить высоту всасывания $H_{\text{вс}}$.

Решение. На основании уравнения Бернулли, записанного для свободной поверхности воды *1—1* резервуара и сечения *2—2* на входе в насос, имеем:

$$H_{\text{вс}} = \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} - \left(\alpha + \lambda\frac{1}{d} + \xi + \xi_{\text{поворот}}\right)\frac{\upsilon^2}{2g}.$$

Положив $\alpha = 1$ для турбулентного режима и $\rho_{\text{в}} = 10^3$ кг/м^3 и учитывая, что $Q = Sv$ (S — площадь поперечного сечения трубы), получим:

$$H_{\text{вс}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_2}{\rho g} - \frac{\alpha + \lambda\dfrac{1}{d} + \xi + \xi_{\text{поворот}}}{\dfrac{\pi^2}{4}d^4 2g}Q^2.$$

Используя последнюю формулу, с помощью блока Новый вычислите высоту всасывания $H_{\text{вс}}$.

Ответ: $H_{\text{вс}} = 4{,}615$ м.

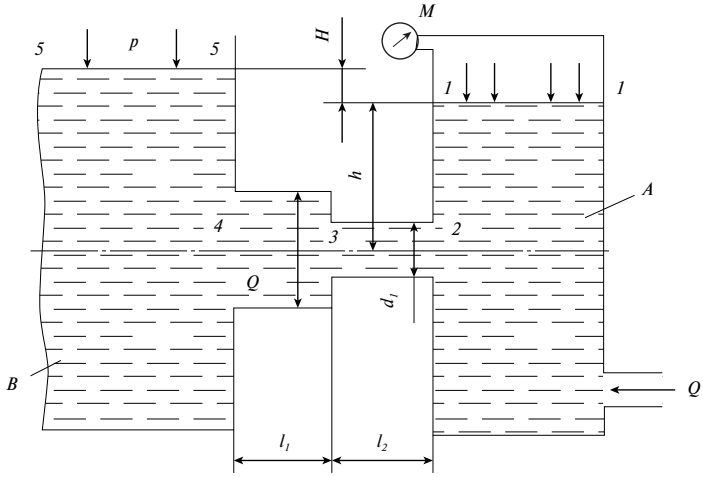


Рис. 12.6

Упражнение 12.6. Два резервуара (рис. 12.6), содержащие воду (резервуар *A* закрыт, резервуар *B* открыт и связан с атмосферой), соединены с помощью трубопроводов с диаметрами $d_1 = 70$ мм и $d_2 = 100$ мм и длинами $l_1 = 3$ м и $l_2 = 5$ м. Разность уровней воды в резервуарах $H = 5$ м. Предположим, что уровни 1—1 и 5—5 остаются постоянными. Найдите значение расхода воды Q, используя блок Новый, если $p_м = 20$ Н/см^2 $= 20 \cdot 10^4$ Н/м^2;

$$\lambda = 0{,}02\,;\ \zeta_2 = 0{,}5\,;\ \zeta_3 = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right);\ \zeta_4 = 1\,.$$

Решение. Сечения *1—1* и *5—5* проходят по свободным поверхностям резервуаров *A* и *B*, а плоскость сравнения *O–O* — по оси трубопроводов. Согласно уравнению Бернулли:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{\upsilon_1^2}{2g} = z_5 + \frac{p_5}{\rho g} + \alpha_5 \frac{\upsilon_5^2}{2g} + \Sigma h\,.$$

В данном случае $z_1 = h$; $z_5 = h + H$; $p_1 = p_{атм} + p_м$; $p_5 = p_{атм}$;

$$\Sigma h = \lambda \frac{l_2 \upsilon_1^2}{d_1 2g} + \zeta_2 \frac{\upsilon_1^2}{2g} + \zeta_3 \frac{\upsilon_1^2}{2g} + \lambda \frac{l_1 \upsilon_2^2}{d_2 2g} + \zeta_4 \frac{\upsilon_2^2}{2g}\,.$$

Предположим, что размеры резервуара настолько большие, что скорости изменения уровней равны нулю, т.е. $\upsilon_1 = \upsilon_5 = 0$.

Тогда

$$\frac{p_м}{\rho g} - H = \left(\lambda\frac{l_2}{d_1} + \zeta_2 + \zeta_3\right)\frac{\upsilon_1^1}{2g} + \left(\lambda\frac{l_1}{d_2} + \zeta_4\right)\frac{\upsilon_2^2}{2g}.$$

Скорости потока воды в первом и втором трубопроводах:

$$\upsilon_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2};\ \upsilon_2 = \frac{4Q}{\pi d_2^2},$$

тогда

$$Q = \frac{\pi}{4}\sqrt{\frac{2g\left(\frac{p_м}{\rho g} - H\right)}{\frac{\lambda\frac{l_2}{d_2} + \zeta_2 + \zeta_3}{d_1^4} + \frac{\lambda\frac{l_1}{d_2} + \zeta_4}{d_4^2}}}.$$

Ответ: $Q = 56{,}2$ л/с.

Упражнение 12.7. Используя блок Новый, постройте характеристику трубопровода (рис. 12.7), подающего воду из глубинного водохранилища, если его длина $l = 350$ м, диаметр труб $d = 350$ мм, шероховатость $\Delta = 1{,}0$ мм, высота всасывания $H_{вс} = 3$ м, высота нагнетания $H_Н = 277$ м, сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\,\zeta = 26$.

Решение. Уравнение напорной характеристики рассматриваемого трубопровода имеет вид:

$$H = H_r + aQ^2,$$

где $H_r = H_{вс} + H_н$.

Коэффициент Дарси найдем по формуле Никурадзе:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1{,}74 + 21g\frac{d}{2\Delta}\right)^2},$$

затем вычислим эквивалентную длину трубопровода:

$$l_{экв} = \frac{\Sigma\zeta}{\lambda}d.$$

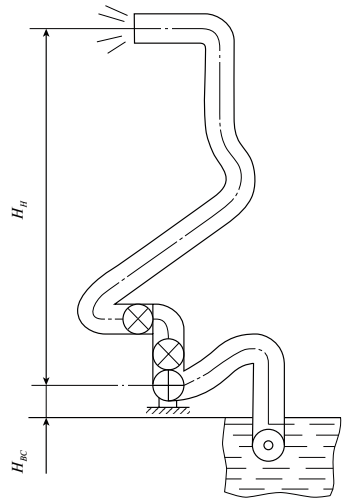


Рис. 12.7

Тогда сопротивление трубопровода:

$$a = \frac{l + l_{экв}}{k^2},$$

где k^2 = 0,416 м^6/с^2 — квадрат расходной характеристики (из таблицы обобщенных параметров для труб d = 250 мм и Δ = 1,0 мм [19]).

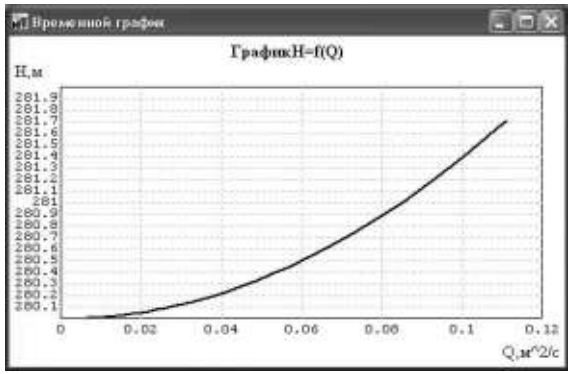
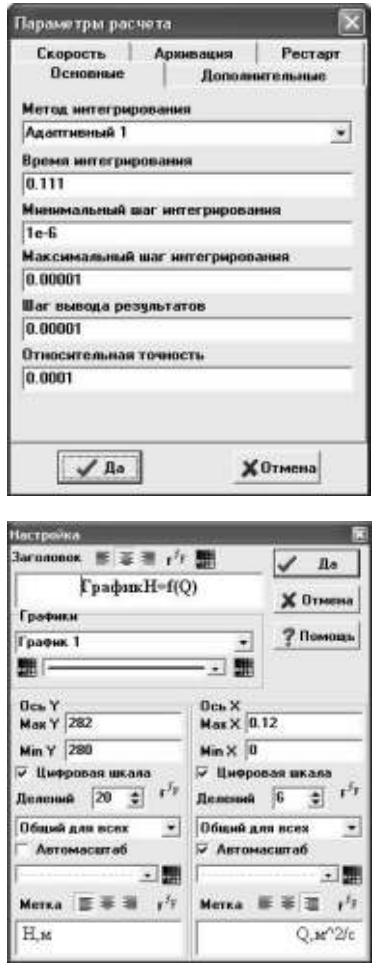


Рис. 12.8

Ответ: характеристика трубопровода $H = f(Q)$ показана на рис. 12.8 (на рисунке по вертикальной оси начало отсчета принято 280 м); характеристика определена при параметрах расчета в соответствии с данными Диалогового Окна Параметры Расчета, показанного на рис. 12.9, ; параметры Графического Окна соответствуют данным Диалогового Окна Настройка, приведенного на рис. 12.9, *б*.



б

Рис. 12.9

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Контрольные вопросы к разделу 1

1. Каковы отличия жидкостей от твердых тел?
2. Назовите основные физические свойства жидкостей, используемые в гидравлике.
3. Что такое вязкость жидкости?
4. Как связаны плотность и удельный вес жидкости?
5. Назовите категории сил, действующих в жидкостях.
6. Что понимают под термином «давление»? Назовите виды давления.
7. Перечислите единицы измерения давления в системе СИ.
8. От каких величин зависит величина силы гидростатического давления?
9. Сформулируйте закон Паскаля.
10. Сформулируйте закон Архимеда.
11. Какой принцип механики положен в основу метода решения задач гидростатики?
12. Объясните понятия относительного и абсолютного покоя.
13. В чем заключаются методы подобия и в каких случаях их применяют?
14. Почему в расчетах применяется понятие средней скорости потока?
15. Какие режимы движения жидкости вы знаете и чем они отличаются от видов движения жидкости?
16. Каким критерием пользуются для установления режима движения жидкости?
17. Какие виды энергии учитываются уравнением Бернулли?
18. Назовите виды гидравлических сопротивлений.
19. Что такое эквивалентная шероховатость?
20. Приведите примеры использования уравнения Бернулли в технике.
21. Какие величины определяют при гидравлическом расчете трубопроводов?
22. Что является причиной гидравлического удара?
23. Что такое «насадок», где и для чего применяется?
24. Как применяются коэффициенты скорости и расхода?
25. Назовите условия возникновения кавитации в потоке жидкости.

Контрольные вопросы к разделу II

1. Какие машины называют гидравлическими и для чего они предназначены?
2. Какие виды гидравлических машин вы знаете?
3. Чем гидравлические машины отличаются от гидравлических устройств?
4. Какой вид энергии предают жидкости центробежные насосы?
5. Что определяют конструктивные углы рабочего колеса насоса?
6. Чем отличаются насосы от гидродвигателей?
7. Какие виды гидродвигателей применяют в технике?
8. Что такое высота всасывания насоса?
9. Что такое рабочие точки насоса?
10. Какие параметры режимов работы насосов изменяются при последовательном их соединении, а какие при параллельном?
11. Как направляется поток жидкости в осевом насосе?
12. Какой вид энергии используется для работы гидравлического тарана?
13. Объясните принцип действия эрлифта.
14. К какому виду гидравлических машин относится вентилятор?
15. Какие машины называют объемными и почему?
16. Какое общее название носят рабочие органы объемных машин?
17. Для каких целей применяется гидроаккумулятор?
18. Какие элементы конструкции могут применяться в качестве накопителя энергии в гидроаккумуляторе?
19. В чем заключаются особенности сельскохозяйственного водоснабжения?
20. Перечислите основные требования к качеству воды.
21. Какие примеси, требующие очистки, могут содержаться в воде?
22. Какие методы обеззараживания воды применяются при подготовке воды?
23. Назовите основные виды сооружений для забора поверхностных и подземных вод.
24. Какими условиями определяется вид насосной станции?

Контрольные вопросы к разделу III

1. Поясните сущность структурных схем, используемых при визуальном программировании.

2. Изобразите структурную схему, интерпретирующую математическую операцию сложения четырех величин.
3. Изобразите структурную схему, интерпретирующую операцию умножения двух величин.
4. Изобразите структурные схемы для реализации следующих математических зависимостей: $y = x^2$; $y = x^3$; $y = x^4$.
5. Изобразите структурную схему, интерпретирующую математическую операцию деления ($y = \frac{x_1}{x_2}$).
6. Изобразите структурную схему, интерпретирующую операцию интегрирования функции времени $x = x(t)$.
7. В качестве вычислительного ядра при расчетах по сложным формулам в среде ПК «МВТУ» используют блок «Новый». Каковы его функциональные возможности?
8. Каково назначение ленточного Командного меню Главного окна ПК «МВТУ»?
9. Каково назначение Панели инструментов (Командных кнопок) Главного окна ПК «МВТУ»?
10. Каково назначение Линейки типовых блоков Главного окна ПК «МВТУ»?
11. Перечислите поэтапную последовательность операций и процедур при работе в среде ПК «МВТУ».
12. Что такое Глобальные параметры, используемые при расчетах с помощью блока «Новый», и как они задаются?
13. Изобразите структурную схему для интегрирования линейного дифференциального уравнения $T_2^2 \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + T_1 \frac{dy(t)}{dt} + y(t) = kx$ при нулевых начальных условиях.
14. Изобразите структурную схему интегрирования нелинейного дифференциального уравнения $a_1 \frac{dy(t)}{dt} + a_0 \left[y(t) \right]^2 = bx(t)$ при нулевых начальных условиях.
15. Каковы отличия уравнений Бернулли для неустановившегося и установившегося движения жидкости в цилиндрических трубах?
16. Какова физическая сущность составляющих h^l и h^i, входящих в уравнения Бернулли для неустановившегося движения жидкости в цилиндрических трубах (9.5)?

17. Что такое параметрическая оптимизация технического (гидравлического) устройства?
18. Поясните сущность понятий «критерий(-и) оптимальности» и «варьируемые (оптимизируемые) параметры».
19. Какова последовательность операций и процедур при выполнении параметрической оптимизации в среде ПК «МВТУ»?
20. Как открывается субмодель «Измеритель времени ПП» (Измеритель времени переходного процесса) при параметрической оптимизации в среде ПК «МВТУ»?
21. Как задается величина «трубки» в субмодели «Измеритель времени ПП» и что она отражает?
22. С помощью каких «инструментов» запускается вычислительный процесс при параметрической оптимизации в среде ПК «МВТУ»?
23. В каких «окнах» можно просмотреть результаты параметрической оптимизации?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Из анализа примеров, рассмотренных в настоящем разделе, следует, что преимущественное большинство задач дисциплины «Гидравлика» можно решать в среде ПК «МВТУ» на основе небольшого количества типовых блоков, используя в качестве главного вычислительного ядра универсальный блок Новый. Это позволит студентам в кратчайшие сроки освоить программный комплекс в необходимом сокращенном объеме применительно к задачам гидравлики и успешно их решать. Следует отметить, что в данном разделе рассмотрена лишь малая часть возможностей ПК «МВТУ». Освоив этот минимум, при изучении дисциплины «Гидравлика» студент сможет легко перейти к дальнейшему освоению ПК «МВТУ» с целью его использования при изучении других дисциплин, формирующих теоретическую и практическую базу выпускников вузов по направлению подготовки «Агроинженерия». При таком подходе молодой специалист, выпустившийся из вуза, будет «вооружен» удобной универсальной компьютерной технологией для решения широкого круга научных, технических и производственных задач.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение П1

Т блиц П1.1

Плотность и удельный вес некоторых жидкостей при темпер туре 20 °С

Вид продукт	**ρ, кг/м³**	**γ, Н/м³**
Вода	1000	9810
Глицерин	1260	12 240
Спирт	790	7750
Масло: машинное растительное	 898 920...970	 8800 9025...9515
Воздух	1,29	12

Приложение П2

Т блиц П2.1

Зн чения коэффициентов перевод д вления

Единиц д вления	**П**	**б р**	**кгс/м²**	**кгс/см²**
Па	1	10^{-5}	0,102	$1{,}02\cdot10^{-5}$
бар	10^5	1	10200	1,02
кгс/м²	9,81	$9{,}81\cdot10^{-5}$	1	0,0001
кгс/см²	98 100	0,981	10 000	1
мм рт. ст.	133,32	0,00133	13,6	0,00136
мм вод. ст.	9810	0,0981	100	0,1
ат (атмосфера техническая)	98 100	0,981	10 000	1
атм (атмосфера физическая)	101 325	1,01	10 330	1,033

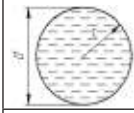
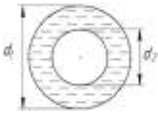
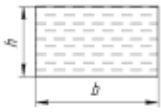
Оконч ние т бл. П2.1

Единиц д вления	**мм рт. ст.**	**м вод. ст.**	**т**	**тм**
Па	0,0075	$1{,}02\cdot10^{-4}$	$1{,}02\cdot10^{-5}$	$1{,}054\cdot10^{-4}$
бар	750	10,2	1,02	1,054
кгс/м^2	0,0735	0,001	0,0001	$1{,}054\cdot10^{-4}$
кгс/см^2	735,5	10	1	0,968
мм рт. ст.	1	0,0136	0,00136	0,00132
м вод. ст.	73,556	1	0,1	0,0968
ат (атмосфера техническая)	736	10	1	0,968
атм (атмосфера физическая	760	10,33	1,033	1

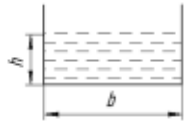
Приложение П3

Т блиц П3.1

Основные гидр влические п р метры

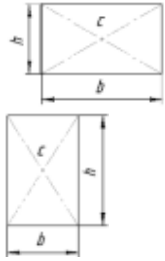
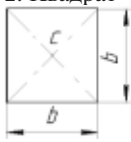
Форм сечения и схем	**Площ дь живого сечения *S***	**Смоченный периметр $p\chi$**	**Гидр влический р диус *R***	**Эквив лентный ди метр $d_{экв}$**
Трубопровод круглого сечения 	$\frac{\pi d^2}{4}=0{,}785d^2$ $\pi r^2=3{,}14r^2$	πd $2\pi r$	$\frac{d}{4},\frac{r}{2}$	*2r, d*
Кольцевая щель 	$\frac{\pi}{4}=(d_1^2-d_2^2)$	$\pi(d_1+d_2)$	$\frac{\pi 1}{4}=(d_1-d_2)$	d_1-d_2
Прямоугольный канал при сплошном заполнении 	*bh*	$2(b+h)$	$\frac{bh}{2(b+h)}$	$\frac{2bh}{b+h}$

Оконч ние т бл. П3.1

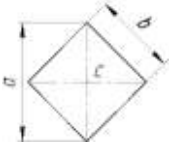
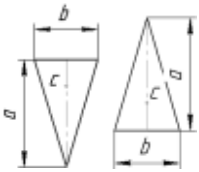
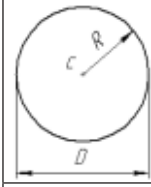
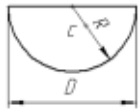
Форм сечения и схем	**Площ дь живого сечения *S***	**Смоченный периметр *pχ***	**Гидр влический р диус *R***	**Эквив лентный ди метр $d_{экв}$**
Прямоугольный канал при частичном заполнении 	bh	$b + 2h$	$\frac{bh}{b+2h}$	$\frac{4bh}{b+2h}$
Узкая прямоугольная щель 	bh	$2b$	$\frac{h}{2}$	$2h$

Т блиц П3.2

Осевые моменты инерции основных фигур

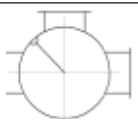
Фигур	**Р сстояние от верх фигуры до центр тяжести**	**Площ дь фигуры, *S***	**Осевой момент инерции, I_c**
1. Прямоугольник 	$\frac{h}{2}$	bh	$\frac{bh^3}{12}$
2. Квадрат 	$\frac{b}{2}$	b^2	$\frac{b^4}{12}$

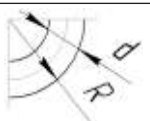
Окончание табл. П3.2

Фигура	**Расстояние от верхней фигуры до центра тяжести**	**Площадь фигуры, S**	**Осевой момент инерции, I_c**
3. Квадрат 	$\frac{a}{2}=\frac{b\sqrt{2}}{2}$	b^2	$\frac{b^4}{12}$
4. Равнобедренный треугольник 	$\frac{1}{3}a$	$\frac{ab}{2}$	$\frac{ba^3}{36}$
	$\frac{2}{3}a$	$\frac{ab}{2}$	$\frac{ba^3}{36}$
5. Круг 	$\frac{D}{2}=R$	$\frac{\pi D^2}{4}=\pi R^2$	$\frac{\pi R^4}{4}=\frac{\pi D^4}{64}$
6. Полукруг 	$\frac{4R}{3\pi}\approx 0{,}424R$	$\frac{\pi R^2}{2}$	$\left(\frac{\pi}{8}-\frac{8}{9}\pi\right)\approx 0{,}11R^4$

Т блиц П3.3

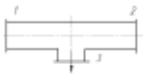
Зн чения коэффициентов
местных сопротивлений в р зличных узл х

Внез пное р сширение		$(D/d)^2$	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2	0,1	0,001
		ξ	0	0,04	0,16	0,36	0,64	0,81	0,98
Внез пное су-жение		$(d/D)^2$	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2	0,1	
		ξ	0	0,15	0,25	0,34	0,45	0,5	
Резкий поворот трубопровод		α	20	40	60	80	90	120	140
		ξ	0,05	0,14	0,37	0,74	0,99	1,86	2,43
Обр тный кл п н		α	70	65	55	45	35	25	15
		ξ	1,7	2,3	4,6	9,5	20	42	90

Пл вный поворот при R=90°		d/R	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
		ξ	0,14	0,16	0,21	0,29	0,44	0,66	0,98	1,41	1,98

З движк		h/D	1,0	7/8	6/8	5/8	1/2	3/8	2/8	1/8
		ξ	0	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	17,0	97,8

Окончание табл. П3.3

Внезапное расширение		$(D/d)^2$	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2	0,1	0,001
Дроссельный затвор		α	20	30	40	50	60	70	80	90
		ξ	142,2	55,2	20,2	7,85	2,88	1,1	0,41	0,11
Диффузор		$\omega - 1$, где – k			5		10		15	25
					0,14		0,16		0,3	0,62
Тройники, разделение потока		Q_3/Q_1	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	
		ξ_{1-2}	0,85	0,88	0,89	0,95	1,1	1,28	
		ξ_{2-3}	0,04	–0,08	–0,05	0,07	0,21	0,35	
Соединение потоков		Q_3/Q_2	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	
		ξ_{2-1}	–1,2	–0,4	0,08	0,47	0,72	0,001	
		ξ_{1-3}	0,04	0,17	0,30	0,41	0,51	0,60	
Вход в трубопровод, снабженный прямой сеткой		ξ	5–10						
Вентиль без поворота поток		ξ	0,5–1,0						
Вентиль с поворотом поток		ξ	2,5–5,0						
Распределительный золотник		ξ	2,0–4,0						
Редукционный клапан		ξ	4,0–5,0						

Приложение 4

Т блиц П4.1

П р метры трубопроводов по ст нд рту

Трубопроводы электросв рные			Трубопроводы ст льные водог зопроводные		
Условный проход, мм	Наружный диаметр, мм	Внутренний диаметр,мм	Условный проход, мм	Наружный диаметр, мм	Внутренний диаметр, мм
4	5	6	1	2	3
50	70	65	6	10,2	6,2
60	76	71	8	13,5	9,1
75	89	84	10	17,0	12,6
80	102	96	15	21,3	15,7
100	121	115	20	26,8	21,2
125	140	134	25	33,5	27,1
150	168	159	32	42,3	35,9
175	180	171	40	48,0	41,0
200	219	210	50	60,0	53,0
250	273	261	70	75,5	67,5
300	325	311	80	88,5	80,5
350	377	363	90	101,3	93,3
400	426	414	100	114,0	105,0
450	480	466	125	140,0	131,0
500	530	516	150	165,0	156,0
600	630	616	—	—	—
7000	720	706	—	—	—
800	820	804	—	—	—
900	920	904	—	—	—
1000	1020	1004	—	—	—
12 000	1220	1202	—	—	—
1400	1420	1400	—	—	—
1500	1520	1500	—	—	—
1600	1620	1600	—	—	—

Таблица П4.2

Абсолютная шероховатость трубопроводов

Вид трубопровод	Состояние	$\Delta_э$, мм
Тянутая из стекла и цветных металлов	Новая, технически гладкая	0,005
Бесшовная стальная	Новая, чистая, тщательно уложенная	0,03
	После нескольких лет эксплуатации	0,2
Стальная сварная	Новая и чистая	0,05
	С незначительной коррозией после очистки	0,15
	Умеренно заржавленная	0,50
	Старая заржавленная	1,0
	Сильно заржавленная или с большими отложениями	3,0
Оцинкованная стальная	Новая и чистая	0,15
	После нескольких лет эксплуатации	0,50
Чугунная	Асфальтированная	0,18
	Новая	0,30
	Бывшая в эксплуатации	1,0
Асбоцементная	Новая	0,085
	Бывшая в эксплуатации	0,60
Бетонная	При хорошей поверхности с затиркой	0,50
	При среднем качестве работ	2,5
	С грубой (шероховатой) поверхностью	3,0–9,0
Рукава и шланги резиновые		0,03
Полиэтиленовая		0,001–0,005

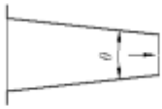
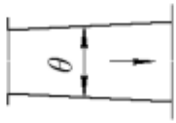
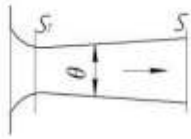
Приложение 5

Таблица П5.1

Значения коэффициентов скорости, расхода, сжатия, потерь для различных типов насадков

Типы насадки	Значения коэффициентов			
	Сжатия ε	Расхода μ	Скорости φ	Потерь ξ
Круглое отверстие	0,64	0,62	0,97	0,5
Внешняя цилиндрическая насадка а) с острой входной кромкой 	1,00	0,82	0,82	0,5
б) с коническим входом 	1,00	0,90	0,90	0,23
Внутренняя цилиндрическая 	1,00	0,71	0,71	1,00
Коноидальная (сопло) 	1,00	0, 97	0,97	0,06

Окончание табл. П5.1

Тип насадки	Значения коэффициентов			
	Сжатия ε	Расход μ	Скорости φ	Потерь ξ
Коническая сходящаяся при угле конусности θ = 13°24′ 	0,98	0, 94	0,96	0,07
Коническая расходящаяся при угле конусности θ — от 5 до 7° 	1,00	0, 45–0,05	0, 45–0,05	4,0–3,0
Комбинированная при угле конусности θ = 5°30′ и степени расширения $n = S/S_1 = 8,7$ 	1,00	2,45	0, 27	12,8

Т блиц П5.2

Зн чения коэффициент Шези С, м^{0,5}/с

Гидр вличе-ский р диус R, м	Коэффициент шерохов тости n							
	0,011	0,013	0,017	0,020	0,025	0,030	0,035	0,040
0,01	50,0	38,0	24,0	19,0	12,0	8,0	6,0	5,0
0,02	54,4	42,4	26,8	21,2	14,14	10,6	7,78	6,36
0,03	57,1	45,0	30,0	22,1	16,16	12,12	9,24	6,93
0,04	59,5	47,0	32,0	25,0	17,5	13,0	10,0	8,0
0,05	61,3	48,7	33,2	26,1	18,6	13,9	10,9	8,7
0,06	62,8	50,1	34,4	27,2	19,5	14,7	11,5	9,3
0,07	64,1	51,3	35,5	28,2	20,4	15,5	12,2	9,9
0,08	65,2	52,4	36,4	29,0	21,1	16,1	12,8	10,3
0,10	67,2	54,3	38,1	30,6	22,4	17,3	13,8	11,2
0,12	68,8	55,8	39,5	32,6	23,5	18,3	14,7	12,1
0,14	70,3	57,2	40,7	33,0	24,5	19,1	15,4	12,8
0,16	71,5	58,4	41,8	34,0	25,4	19,9	16,1	13,4
0,18	72,6	59,5	42,7	34,8	26,2	20,6	16,8	14,0
0,20	73,7	60,4	43,6	35,7	26,9	21,3	17,4	14,5
0,22	74,6	61,3	44,4	36,4	27,6	21,9	17,9	15,0
0,26	76,3	62,9	45,9	37,8	28,8	23,0	18,9	16,0
0,30	77,7	64,3	47,2	39,0	29,9	24,0	19,9	16,8
0,35	79,3	65,8	48,6	40,3	31,1	25,1	20,9	17,8
0,40	80,7	67,1	49,8	41,5	32,2	26,0	21,8	18,6
0,45	82,0	68,4	50,9	42,5	33,1	26,9	22,6	19,4
0,50	83,1	69,5	51,9	43,5	34,0	27,8	23,4	20,1
0,55	84,1	70,4	52,8	44,4	34,8	28,5	24,0	20,7
0,60	85,3	71,4	53,7	45,2	35,5	29,2	24,7	21,3
0,65	86,0	72,2	54,5	45,9	36,2	29,8	25,3	21,9
0,70	86,8	73,0	55,2	46,6	36,9	30,4	25,8	22,4
0,75	87,6	73,7	55,9	47,1	37,5	30,9	26,4	22,9
0,80	88,3	74,5	56,5	47,9	38,0	31,5	26,8	23,4
0,85	89,1	74,7	56,8	48,2	38,4	31,8	27,2	23,8
0,90	89,4	75,5	57,5	48,8	38,9	32,3	27,6	24,1
0,95	90,1	76,3	58,2	49,4	39,5	32,8	28,1	24,6
1,00	90,9	76,9	58,8	50,0	40,0	33,3	28,6	25,0
1,10	92,0	78,0	59,8	50,9	40,9	34,1	29,3	25,7
1,20	93,1	79,0	60,7	52,0	41,6	34,8	30,0	26,3
1,30	94,0	79,9	61,5	52,5	42,3	35,5	30,6	26,9

Приложение 6

Таблица П6.1

Технические характеристики консольных насосов К, 1К, 2К

Марка насоса	Подача, м³/час	Напор, м	Частота вращения, об/мин	Потребляемая мощность, кВт	Допускаемый кавитационный запас, м
К 8/18	8	18,0	2900	1,20	3,80
К 8/ 18м	12,5	20,0	2900	1,80	3,80
К 20/30	20	30,00	2900	3,50	3,80
К 20/30м	25	32,00	2900	4,20	3,80
К 45/30	45	32,00	2900	6,50	4,00
К 45/30а	35	25,00	2900	5,00	4,00
К 50-32-125	12,5	20,0	2900	1,80	4,00
К 65-50-125	25	20,0	2900	3,50	4,00
К 65-50-160	25	32,0	2900	4,20	4,00
К 65-40-250-П	25	80,0	2900	3,80	4,00
К 65-40-250а-П	25	65,0	2900	3,80	4,00
К 80-50-250-П	50	80,0	2900	16,0	4,00
К 80-50-250а-П	50	65,0	2900	16,00	4,00
К 80-65-160	50	32,0	2900	9,10	4,00
К 80-50-200	50	50,0	2900	16,00	4,00
К 100-80-125	100	20,0	2900	12,00	4,00
К 100-80-160	100	32,0	2900	14,00	4,00
К 100-65-200	100	50,0	2900	22,00	4,00
К 100-65-250	100	80,0	2900	33,50	4,00
К 150-125-250	200	20,0	1450	25,00	4,00
К 150-125-315	200	32,0	1450	30,50	4,00
К 200-150-250	315	20,0	1450	40,00	4,00
К 200-150-315	315	32,0	1450	47,00	4,00
1К8/18	8	18,0	2900	1,20	3,80
1К8/18а	8	15,00	2900	0,80	3,80
1К20/30М	25	32,00	2900	4,20	3,80
1К20/30	20	30,00	2900	3,50	3,80
1 К20/30а	20	25,00	2900	2,10	3,80
1К20/30б	15	20,00	2900	1,50	3,80
1К50-32-125.м	12,5	22,00	2900	1,80	3,50
1К50-32-125	12,5	20,00	2900	1,60	3,50

Окончание табл. П6.1

Марка насоса	Подача, м³/час	Напор, м	Частота вращения, об/мин	Потребляемая мощность, кВт	Допускаемый кавитационный запас, м
1К50-32-125а	12,5	18,00	2900	1,40	3,50
1К50-32-125б	10	16,00	2900	1,10	3,50
1К65-50-160	25	32,00	2900	4,20	3,80
1К65-50-160а	19	31,00	2900	3,80	3,80
1К65-50-160б	19	25,00	2900	3,00	3,80
1К80-65-160м	50	38,00	2900	11,20	4,00
1К80-65-160	50	35,00	2900	9,10	4,00
1К80-65-160а	45	30,00	2900	6,50	4,00
1К80-50-200м	50	58,00	2900	16,00	3,50
1К80-50-200	50	50,00	2900	15,00	3,50
1К80-50-200а	45	50,00	2900	12,00	3,50
1К80-50-200б	40	35,00	2900	10,00	3,50
1К100-80-160	100	34,00	2900	14,00	4,50
1К100-80- 160а	90	28,00	2900	12,00	4,50
1К100-80-160б	80	22,50	2900	10,00	4,50
1К100-65-200М	100	55,00	2900	25,00	4,50
1К100-65-200	100	50,00	2900	22,50	4,50
1К100-65-200а	90	45,00	2900	18,00	4,50
1К100-65-200б	90	40,00	2900	15,00	4,50
1К100-65-250.М	100	90,00	2900	47,00	4,50
IК100-65-250	100	80,00	2900	40,00	4,50
1К100-65-250а	80	70,00	2900	33,00	4,50
1 Кl 00-65-250б	80	60,00	2900	25,00	4,50
1К150-125-315	200	32,00	1450	30,00	4,00
1К150-125-315а	200	25,00	1450	22,50	4,00
1К150-125-315б	200	20,00	1450	18,50	4,00
2К80-65-160М	50	38,00	2900	9,50	4,00
2К80-65-160	50	35,00	2900	9,10	4,00
2К80-65-160а	45	30,00	2900	6,50	4,00
2К100-80-160	100	34,00	2900	14,00	4,50
2К100-80- 160а	90	28,00	2900	11,00	4,50
2К100-80-160б	80	23,00	2900	9,00	4,50

Примеч ния:

1. По требованию заказчика электронасосы могут комплектоваться: частотно-регулируемым приводом (ПЧ); двигателями с пониженным уровнем шума (Ш); двигателями взрывозащищенного исполнения (по индивидуальному заказу).

2. Условное обозначение: КМ(Ш) 50-32-125а/2-5-2М-(ПЧ)-УЗ, где: КМ — насос горизонтальный консольный моноблочный; Ш — малошумное исполнение; 50 — диаметр входного патрубка, мм; 32 — диаметр выходного патрубка, мм; 125 — номинальный диаметр рабочего колеса, мм; а — условное обозначение рабочего колеса с обточкой, обеспечивающей работу агрегата в средней части поля «*Q*–*H*»; 2 — условное обозначение числа оборотов электродвигателя, индекс «2» при *n* = = 2900 об./мин, индекс «4» при п = 1450 об./мин; 5 — одинарное торцевое уплотнение; 2М — порядковый номер модернизации; ПЧ — приводчастотно-регулируемый; УЗ — климатическое исполнение и категория размещения при эксплуатации по ГОСТ 15150; П — пожарный вариант; СД — двойное сальниковое уплотнение.

3. Условное обозначение КМ 160/20-5-2М-УЗ, где: 160 — подача, м^3/ч; 20 — напор, м; остальное — см. пункт 2.

Т блиц П6.2

Технические х р ктеристики консольных н сосов К, КМ

М рк н сос	Под ч н сос , Q, м^3/ч, (мин., м кс.),	Н пор н сос , *H*, м (м кс., мин.),	*Δh*, м, доп.	Ч стот вр - щения, мин$^{-1}$	Мощность, кВт
КМ 40-25-160/2-5	6,3 (4-9)	32 (33-29)	3,5	2900	1,7
КМ 40-25-160б/2-5	6,3 (4-8)	20 (21-19)	3,5	2900	0,98
КМ 40-32-180/2-5	10 (8-12)	45 (48-42)	4	2900	2,7
КМ 40-32-180а/2-5	6 (4-7)	40 (40-38)	4	2900	2,1
КМ 40-32-200/4-5	6,3 (5-8)	12 (15-11)	2,8	1450	0,54
КМп 50-32-125/4-5	6,25 (5-8)	5 (5,3-4)	8	1500	0,19
КМ 50-32-125/2-5	12,5 (7-15)	20 (21-18)	2,5	2900	1,2
КМ 50-32-125а/2-5	12,5 (7-14)	16 (18-15)	3,5	2900	1
КМ 50-32-200/2-5	12,5 (8-16)	50 (53-43)	3,3	2900	3,78
КМ 50-32-200а/2-5	12,5 (7-14)	32 (38-28)	3,3	2900	2,42
ЦМНШ-80-5	18 (10-28)	8 (10-8)	8	1450	0,9
КМ 65-50-125/2-5	25 (15-28)	20 (22-16)	3,0	2900	1,9

Оконч ние т бл. П6.2

М рк н сос	Под ч н сос , Q, м³/ч, (мин., м кс.),	Н пор н сос , *H*, м (м кс., мин.),	*Δh*, м, доп.	Ч стот вр - щения, мин⁻¹	Мощность, кВт
КМ 65-50-125а/2-5	25 (15–27)	15 (18–13)	3,8	2900	1,55
КМ 65-50-125б/2-5	25 (14–26)	12,5 (15–10)	3,8	2900	1,35
КМ 65-50-160/2-5	25 (15–33)	32 (35–30)	3	2900	3,3
КМ 65-50-160а/2-5	25 (13–30)	26 (30–24)	3,8	2900	2,5
КМ 65-50-160б/2-5	25 (12–30)	20 (24–18)	3,8	2900	1,85
КМ 80-65-160/2-5	50 (30–60)	32 (35–28)	4	2900	6,05
КМ 80-65-160а/2-5	50 (27–57)	26 (31–25)	4	2900	4,9
КМ 80-65-160б/2-5	50 (25–55)	20 (25–17)	4	2900	4,1
КМ 80-50-200/2-5	50 (40–70)	50 (51–42)	3	2900	10,5
КМ 80-50-200а/2-5	50 (38–70)	40 (45–31)	3,5	2900	7,7
КМ 80-50-200б/2-5	50 (35–70)	30 (35–25)	3,5	2900	5,2
КМ 100-65-200/2-5	100 (60–112)	50 (56–46)	5,2	2900	19,5
КМ 100-65-200а/2-5	100 (57–110)	38 (45–35)	5,2	2900	15,7
КМ 100-65-200б/2-5	100 (55–110)	32 (40–30)	5,2	2900	12,8
КМ 100-65-200в/2-5	100 (60–115)	47 (50–40)	5,2	2900	16,7
КМ 100-65-200/4-5	50 (35–65)	12,5 (13–12)	5	1450	2,84
КМ 100-65-200а/4-5	42 (30–55)	7,7 (9–7,5)	6,5	1450	1,5
КМ 100-65-200д/4-5	50 (40–65)	14 (15–13)	5	1450	3,2
КМ 100-80-160/2-5	100 (60–115)	32 (36–30)	5,2	2900	11,6
КМ 100-80-160а/2-5	100 (55–110)	21 (25–20)	5,2	2900	9,03
КМ 100-80-160б/2-5	100 (50–110)	18 (23–17)	5,2	2900	7,4
КМ 125-100-160/2-5	160 (120–180)	30 (33–28)	4,2	2900	18,5
КМ 125-80-200/4-5	80 (60–105)	12,5 (13–11)	3	1450	3,96
КМ 125-80-200а/4-5	80 (55–100)	7 (10–6)	3,5	1450	2,2
КМ 160/20-5	160 (130–190)	20 (23–17)	3,5	1450	11,2

Т блиц П6.3

Технические х р ктеристики н сосов моноблочных КМЛ

М рк грег т	Под ч , м³/ч с	Н пор, *H*, м	Ч стот вр щения, мин⁻¹	Потребля- ем я мощ- ность, кВт	Допуск е- мый к ви- т ционный з п с, *Δh* м
КМП 40-25-160	6,3	32	2900	1,7	3,5
КМП 50-32-200	12,5	50	2900	3,8	3,5
КМЛ 50-50-160	12,5	32	2900	3,3	3,5
КМП 65-50-160	25	32	2900	1,9	3,5

Окончание табл. П6.3

Марка агрегата	Подача, $м^3/ч$	Напор, H, м	Частота вращения, $мин^{-1}$	Потребляемая мощность, кВт	Допускаемый кавитационный запас, Δh м
КМП 65-40-200	25	50	2900	2,5	4,5
1КМЛ65-160-м	50	40,00	2900	9,70	4,50
1КМЛ65-160	50	40,00	2900	9,70	4,50
1КМЛ65-160т-м	50	40,00	2900	9,70	4,50
1КМЛ65-160т	50	40,00	2900	9,70	4,50
1КМЛ65-160	50	34,00	2900	9,10	4,50
1КМЛ65-160-а	50	34,00	2900	9,10	4,50
1КМЛ65-160т	50	34,00	2900	9,10	4,50
1КМЛ65-160т-а	50	34,00	2900	9,10	4,50
1КМЛ65-160-а	45	30,00	2900	8,10	4,50
1КМЛ65-160-б	45	30,00	2900	8,10	4,50
1КМЛ65-160т-а	45	30,00	2900	8,10	4,50
1КМЛ65-160т-б	45	30,00	2900	8,10	4,50
КМЛ65-65-160	25	32	2900	3,5	3,8
КМЛ65-65-200	25	32	2900	3,5	4,0
1КМЛ65-200	50	50,00	2900	14,50	4,50
1КМЛ65-200-м	50	50	2900	14,50	4,50
1КМЛ65-200т	50	50,00	2900	14,50	4,50
1КМЛ65-200т-м	50	50	2900	14,50	4,50
1КМЛ65-200-а	50	50	2900	14,50	4,50
1КМЛ65-200	50	50	2900	14,50	4,50
1КМЛ65-200т-а	50	50	2900	14,50	4,50
1КМЛ65-200т	50	50,00	2900	14,50	4,50
1КМЛ65-200-б	50	50	2900	14,50	4,50
1КМЛ65-200-а	50	50	2900	14,50	4,50
1КМЛ65-200т-б	50	50	2900	14,50	4,50
1КМЛ65-200т-а	50	50	2900	14,50	4,50
1КМЛ80-160	100	32,00	2900	14,00	6,00
1КМЛ80-160	100	32,00	2900	14,00	6,00
1КМЛ80-160т	100	32,00	2900	14,00	6,00
1КМЛ80-160т	100	32,00	2900	14,00	6,00
1КМЛ80-160-а	100	32,00	2900	14,00	6,00
1КМЛ80-160-а	100	32,00	2900	14,00	6,00
1КМЛ80-160т-а	100	32,00	2900	14,00	6,00
1КМЛ80-160т-а	100	32,00	2900	14,00	6,00
КМЛ 80-80-160	50	32	2900	3,5	4,3
КМЛ 80-80-200	50	12,5	1450	3,2	4,0
КМЛ 125-125-200	100	12,5	1450	3,2	4,0

Приложение 7

Т блиц П7.1

Х р ктеристики консольных центробежных н сосов

2К-6	*Q*, л/с	0,0	2	4	6	8	10
К20/30	*H*, м	33,9	34,2	33,4	29,9	25,0	18,8
	μ, %	0, 0	42	58	65	64	57
К20/30а	*H*, м	28,0	28,3	27,8	24,3	20,4	15,6
	μ, %	0, 0	45	63	66	64	67
К20/30б	*H*, м	21,1	22,3	21,0	17,8	14,0	9,0
	μ, %	0, 0	45	63	65	61	45
6К-8	*Q*, л/с	0,0	20	30	40	50	60
К160/30	*H*, м	36,0	38,0	37,5	35,0	32,0	27,0
	μ, %	0,0	58	69	74	75	71
К160/30а	*H*, м	32	31,5	30,5	28,2	24,8	20,0
	μ, %	0,0	61	71	72	68	62
К160/30б	*H*, м	25,5	27,0	24,5	24,2	15,8	12,0
	μ, %	0,0	61	69	70	65	58
2К-9	*Q*, л/с	0,0	2	3	4	5	6
К20/18	*H*, м	20,0	21,6	20,8	20,0	18,8	17,5
	μ, %	0, 0	40	55	64	68	67
К20/18а	*H*, м	16,0	17,0	16,8	15,6	14,8	12,5
	μ, %	0, 0	43	53	61	61	62
К20/30б	*H*, м	12,7	15,3	15,0	12,3	11,3	9,0
	μ, %	0	40	51	59	64	58
3К-9	*Q*, л/с	0,0	4	6	10	14	16
К45/30	*H*, м	33,5	36,0	36,0	34,0	28,0	25,0
	μ, %	0,0	36	50	66	71	70
К45/30а	*H*, м	23,5	25,0	24,5	22,5	17,0	-
	μ, %	0,0	48	58	70,5	68	-
3К-6	*Q*, л/с	0,0	4	6	10	14	18
К45/55	*H*, м	60	62	60	56	52	40
	μ, %	0,0	35	44	60	64	60

Продолжение т бл. П7.1

К45/55а	*H*, м	46	48,5	48	45	38	30
	μ, %	0,0	38	47	60	60	57
4К-12	*Q*, л/с	0,0	8	12	16	24	32
К90/35	*H*, м	36,5	40,0	40,0	39,0	35,0	26,0
	μ, %	0,0	46	60	68	78	70
К90/35а	*H*, м	30,0	33,0	32,5	32,0	28,6	18,0
	μ, %	0,0	45	60	69	70	60
4К-18	*Q*, л/с	0,0	8	12	20	28	32
К90/20	*H*, м	25,8	27,2	26,8	24,0	18,6	15,0
	μ, %	0,0	48	64	80	75	70
К90/20а	*H*, м	21,0	22,1	21,8	18,0	11,9	-
	μ, %	0	56	69	80	70	
4К-6	*Q*, л/с	0,0	8	16	24	38	40
К90/85	*H*, м	97,9	100	99	90	73	64
	μ, %	0,0	56	55	65	66	62
К90/85а	*H*, м	87	90	87	76	59	50
	μ, %	0,0	36	57	65	60	54
4К-8	*Q*, л/с	0,0	10	15	25	30	35
К45/55	*H*, м	60	62	62	54	48	40
	μ, %	0,0	25	60	72	69	60
К45/55а	*H*, м	48	50	50	43	37	25
	μ, %	0,0	25	60	70	64	55
6К-12	*Q*, л/с	0,0	16	24	40	48	56
К160/20	*H*, м	22	23,6	23,6	21,2	19,2	17,0
	μ, %	0,0	48	62	81	81	77
К160/20а	*H*, м	17,8	18,4	18,0	16,8	13,5	10,0
	μ, %	0,0	50	67	76	74	68
8К-12	*Q*, л/с	0,0	20	40	60	80	100
К290/30	*H*, м	32	33,5	33,5	32,0	28,0	23,7
	μ, %	0,0	34	62	75	81	72
К290/30а	*H*, м	26	27	27	26	22,1	13,3

Оконч ние т бл. П7.1

	μ, %	0,0	38	65	76	76	54
8К-18	*Q*, л/с	0,0	20	40	60	80	100
К290/18	*H*, м	20,9	20,0	21,8	20,8	17,5	13,0
	μ, %	0,0	36	64	80	83	70
К290/18а	*H*, м	17,8	18,4	18,0	16,8	13,5	10,0
	μ, %	0,0	38	65	79	80	70

Условные обозначения: 1,5К-6 и К8/18 – старая и новая маркировки; К – консольный насос; 1,5 – диаметр входного патрубка в дюймах; 6 – коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз; 8 – подача насоса в $м^3$/ч; 18 – напор насоса в м при максимальном КПД.

Приложение 8

Т блиц П8.1

Сорт мент водопроводных труб
Величин внутреннего ди метр

Чугунные, ГОСТ 9583, *d*, мм		65	80	100	150	200	250	300
Асбесто-цементные, ГОСТ 539, *d*, мм	ВТ-6	104	146	196	244	289	334	381
	ВТ-12	100	141	189	235	279	322	368
Пластмассовые «С» ГОСТ 18599 из ПЭ63, *d* мм		28	44	56	80	110	142	177
		200	248	280	315	354	400	444

ЛИТЕРАТУРА

1. *Альтшуль А.Д.* Гидравлика и аэродинамика / А.Д. Альтшуль, Л.С. Животовский, Л.П. Иванов. – М.: Стройиздат, 1987. – 415 с.
2. *Богомолов А.И., Мих йлов К.А.* Гидравлика. – М.: Стройиздат, 1972. – 648 с.
3. *В сильев Б.А., Грецов Н.А.* Гидравлические машины. – М.: Агропромиздат, 1988.
4. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы в примерах и задачах / под ред. С.П. Стесина. – 2-е изд. – М.: Академия, 2013. – 208 с.
5. Гидравлика и гидравлические машины / З.В. Ловкис [и др.]. – М.: Колос, 1995. – 303 с.
6. Г*усев А.А.* Основы гидравлики : учебник для СПО. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Юрайт, 2015. – 285 с.
7. Инструкция пользователя программным комплексом «Моделирование в технических устройствах» [Электронный ресурс в электронном приложении] / О.С. Козлов [и др.]. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – 187 с.
8. *К р мбиров Н.А.* Сельскохозяйственное водоснабжение. – М.: Агропромиздат, 1986. – 352 с.
9. *К рт шов Б.А.* Структурное моделирование технических систем / Б.А. Карташов, А.Б. Карташов, С.Н. Литвинов; под ред. Б.А. Карташова. – Зерноград: РИО АЧГАА, 2007. – 237 с.
10. *Конст нтинов Ю.М.* Гидравлика. – 2-е изд. – Киев: Выша школа, 1988. – 397 с.
11. *Костюченко Э.В.* Практикум по гидравлике и гидромеханизации сельскохозяйственных процессов / Э.В. Костюченко, В.И. Лаптев, Л.А. Холодок. – Мн.: Урожай, 1991. – 271 с.
12. *Кудинов В.А.* Гидравлика: учебник и практикум для академического бакалавриата / В.А. Кудинов, Э.М. Карташов, А.Г. Коваленко, И.В. Кудинов; под ред. ЭВ.А. Кудинова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Юрайт, 2016. – 386 с.
13. *Ловкис З.В.* Гидравлика. – Мн.: Беларусская наука, 2012. – 372 с.
14. *Медведев В.Ф.* Гидравлика и гидравлические машины: учеб. пособие. – Мн.: Вышэйшая школа, 1998. – 220 с.
15. *Метревели В.Н.* Сборник задач по курсу гидравлики с решениями. – М.: Высшая школа, 2008. – 192 с.
16. *П лишкин Н.А.* Гидравлика и сельскохозяйственное водоснабжение. – М.: Агропромиздат, 1990.
17. *Р бинович Е.З.* Гидравлика. – М.: Физматгиз, 1961. – 408 с.
18. *С нкевич Е.С., Сухоцкий А.Б.* Гидравлика, гидравлические машины, гидравлические приводы. – Мн.: УО БГТУ, 2008. – 174 с.
19. Справочник по гидравлическим расчетам / под ред. П.Г. Киселева. – М.: Энергия, 1972. – 312 с.
20. *Ус ковский В. М.* Водоснабжение в сельском хозяйстве. – М.: Колос, 1981. – 319 с.
21. *Штеренлихт Д.В.* Гидравлика. – М.: Лань, 2015. – 656 с.

Содержание

ВВЕДЕНИЕ 3

РАЗДЕЛ I. ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ 6

1. Общие сведения о жидкостях, их физические свойства и характеристики 6

2. Гидростатика 12

2.1. Силы, действующие в жидкости, и ее напряженное состояние. Гидростатическое давление и его свойства 13
2.2. Основное уравнение гидростатики в дифференциальной форме (уравнения Эйлера) 17
2.3. Поверхности равного давления 20
2.4. Виды давления. Приборы для измерения давления 23
2.5. Сила гидростатического давления на плоские фигуры. Эпюры давления 30
2.6. Сила гидростатического давления на произвольную криволинейную поверхность. Закон Архимеда 35
2.7. Относительный покой жидкости 40
2.8. Общий метод решения задач гидростатики 43

3. Гидродинамика 51

3.1. Методы механики, подобие гидромеханических процессов 51
3.2. Потоки жидкости. Термины и определения. Установившееся и неустановившееся движения 54
3.3. Напорное и безнапорное движения. Расход и средняя скорость потока. Уравнение неразрывности 56
3.4. Режимы движения жидкости 59
3.5. Уравнение Бернулли, его геометрическая и энергетическая интерпретации 61
3.6. Основное уравнение равномерного движения жидкости 69
3.7. Потери напора. Гидравлические сопротивления 71
3.8. Примеры применения уравнения Бернулли в технике 80
3.9. Гидравлический расчет трубопроводов. Параллельное и последовательное соединения. Сложные трубопроводы 85
3.10. Гидравлический удар 94
3.11. Движение жидкости в открытых руслах 96
3.12. Истечение жидкости через отверстия и насадки 97

3.13. Струи жидкости 103
3.14. Кавитация 110
3.15. Общий метод решения задач гидродинамики 111
3.16. Примеры расчетов 115

РАЗДЕЛ II. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ 123

4. Динамические насосы и вентиляторы 126

4.1. Центробежные насосы 130
4.2. Основное уравнение центробежных насосов 132
4.3. Работа насоса на сеть 143
4.4. Применение центробежных насосов 146
4.5. Осевые и вихревые насосы 150
4.6. Водоподъемники 153
4.7. Вентиляторы 159

5. Объемные гидромашины 162

5.1. Поршневые и плунжерные насосы 164
5.2. Диафрагменные насосы 167
5.3. Шестеренные гидромашины 168
5.4. Роторно-пластинчатые насосы и моторы 172
5.5. Кулачковые насосы 174
5.6. Импеллерные насосы 175
5.7. Роторно-поршневые гидромашины 175
5.8. Жидкостно-кольцевые вакуумные насосы 187
5.9. Планетарные (героторные) гидромашины 189
5.10. Винтовые гидромашины 192
5.11. Перистальтические насосы 193
5.12. Бытовой насос «Ручеек» 195
5.13. Бочковые насосы, насос-дозатор 195
5.14. Гидроцилиндры и вспомогательное гидравлическое оборудование 196
5.15. Гидроаккумуляторы 203

6. Сельскохозяйственное водоснабжение 206

6.1. Особенности сельскохозяйственного водоснабжения 206
6.2. Требования к качеству воды 209
6.3. Подготовка и очистка воды 211
6.4. Сооружения для забора поверхностных и подземных вод 218
6.5. Насосные станции 220

6.6. Примерный расчет сети водоснабжения и выбор насосного агрегата 228

РАЗДЕЛ III. КОМПЬЮТЕРНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ РЕШЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЗАДАЧ 249

7. Краткая характеристика программного комплекса «МВТУ» ... 251

7.1. Визуальная среда программирования 251
7.2. Интерфейс пользователя 253
7.3. Последовательность работы в среде комплекса 255

8. Автоматизация расчетов 258

8.1. Методы расчетов 258
8.2. Демонстрационно-обучающие примеры расчетов 263

9. Решение задач динамики гидравлических систем 294

9.1. Решение дифференциальных уравнений 294
9.2. Исследование неустановившихся режимов движения жидкости 305

10. Решение задач оптимизации гидравлических систем 323

11. Сравнительная оценка программного комплекса «МВТУ» и Microsoft Excel 338

12. Упражнения для самостоятельной работы 346

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ 357

ЗАКЛЮЧЕНИЕ 360

ПРИЛОЖЕНИЯ 361

ЛИТЕРАТУРА 380

Электронное приложение*

* Доступно по адресу: http://www.phoenixpub.ru/books/extra/10.

Учебное изд ние

ЛОВКИС Зенон В лентинович
КАРТАШОВ Борис Алекс ндрович
ЛАВРУХИН П вел Вл димирович

ГИДРАВЛИКА

Электронное приложение доступно по адресу:
http://www.phoenixpub.ru/books/



Ответственный ред ктор *М.Т. Б совск я*
Выпуск ющий ред ктор *Г.А. Логвинов*
Технический ред ктор: *А.О. Столяров*

Формат 84×108/32. Бумага офсетная.
Тираж 1500 экз. Заказ

Сайт издательства: phoenixrostov.ru
Интернет-магазин: phoenixbooks.ru

ООО «Феникс»
344011, Россия, Ростовская обл.
г. Ростов-на-Дону, ул. Варфоломеева, 150
Тел./факс: (863) 261-89-59, 261-89-50

Свои пожелания и предложения
по качеству и содержанию книг
вы можете сообщить по e-mail
maribas.fenix@gmail.com