

# ГИДРАВЛИКА, ПНЕВМАТИКА И ТЕРМОДИНАМИКА

РОДОСЛОВНОЕ ОБРАЗОВАНИЕ

ГИДРАВЛИКА, ПНЕВМАТИКА И ТЕРМОДИНАМИКА

ISBN 978 5 8199 0158 2



9785819901582

# **Гидравлика, пневматика и термодинамика**

Под общей редакцией В.М. Филина

*Допущено Ученым советом Института проблем развития  
среднего профессионального образования Министерства образования  
и науки Российской Федерации в качестве курса лекций  
для студентов образовательных учреждений среднего  
профессионального образования*

МОСКВА  
ИД «ФОРУМ» — ИНФРА-М  
2013

УДК 532(075.32)  
ББК 30.123я723  
Г49

Рецензенты:

д-р техн. наук, профессор ЮРГТУ (НПИ) Г.М. Скибин;  
канд. техн. наук, доцент ДонГАУ Е.Г. Баленко

Г49 Гидравлика, пневматика и термодинамика: курс лекций / под ред. В.М. Филина. — М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2013. — 320 с. — (Профессиональное образование).

ISBN 978-5-8199-0358-2 (ИД «ФОРУМ»)  
ISBN 978-5-16-003302-0 (ИНФРА-М)

Приведены основные законы гидростатики и гидродинамики, основные типы насосов и гидродвигателей, гидроприводов, пневмоприводов. Рассмотрены теоретические основы термодинамики, принципиальные схемы и основы расчета комбинированных приводов. Курс лекций полностью соответствует примерной программе учебной дисциплины «Гидравлика, пневматика и термодинамика». Может быть использован во всех образовательных учреждениях очного и заочного обучения, где изучается дисциплина «Гидравлика, пневматика и термодинамика».

Для студентов профессионального образования, обучающихся по специальности «Автоматизация технологических процессов и производств».

УДК 532(075.32)  
ББК 30.123я723

ISBN 978-5-8199-0358-2 (ИД «ФОРУМ»)  
ISBN 978-5-16-003302-0 (ИНФРА-М)

© Колл. авторов, 2011  
© ИД «ФОРУМ», 2011

## От авторов

Книга написана в соответствии с требованиями Примерной программы учебной дисциплины «Гидравлика, пневматика и термодинамика» по специальности «Автоматизация технологических процессов и производств».

Авторы стремились представленный материал сделать кратким, понятным читателю, сохранив при этом его практическую направленность.

Курс лекций предназначен преподавателям и студентам профессиональных учебных заведений различного уровня образования, а также специалистам смежных областей знаний.

Авторы считают своим прямым долгом выразить благодарность кандидату педагогических наук, Заслуженному учителю РФ Л.В. Голуб за предоставленный материал «О задачах профессионального образования в подготовке специалистов» и доктору технических наук, профессору Новочеркасской государственной мелиоративной академии В.А. Волосухину за ряд ценных замечаний, сделанных им при просмотре рукописи.

Хочется поблагодарить рецензентов: доктора технических наук, профессора Южно-Российского государственного технического университета Г.М. Скибина, кандидата технических наук, доцента Донского государственного аграрного университета (ДонГАУ) Е.Г. Баленко и эксперта Н.В. Спротецкую.

При подготовке рукописи к изданию большую помощь оказали преподаватели и студенты Новочеркасского механико-технологического колледжа им. А.Д. Цюрупы, профессор ДонГАУ Ю.А. Колосов.

Материал книги распределен между авторами следующим образом:

введение в дисциплину — В.В. Бражников и В.М. Филин; темы 1.1 и 1.2 — В.В. Бражников; темы 1.3—1.5, 2.1—2.5, 3.1—3.4 — Н.И. Ткаченко; лекция 3.4.1 — Н.И. Ткаченко и В.М. Филин; лекция 3.4.2 — Н.И. Ткаченко; темы 4.1—4.5 — Е.В. Павлов; лекции 4.1.3 и 4.1.4 — В.П. Богданович; лекции

7.2.1 и 7.2.2 — В.М. Филин; темы 5.1—5.3 — В.В. Ширяев; темы 6.1, 7.4, 8.1 и 8.2, лекции 7.1.1, 7.1.2, 7.1.6 и 7.1.7 — В.Ф. Нуждин; темы 6.2. и 7.3, Лекции 7.1.3—7.1.5, 7.2.2 и 7.3.4 — В.Ф. Нуждиным и В.М. Филин.

#### *Авторы*

### **О задачах профессионального образования в подготовке специалистов**

Современное образование все больше рассматривается как существенный элемент эффективного общественного развития, в котором ярко проявляется роль личностного фактора. Важнейшей тенденцией развития современного производства является его автоматизация, повышение научности, широкое применение гибких компьютеризированных технологий, средств автоматизированной обработки, поиска и передачи информации. Соответственно повышается потребность в практикоориентированных кадрах высокой квалификации, способных выполнять широкий спектр функций, включая эксплуатацию, поддержку, эффективную диагностику и восстановление работоспособности сложных технических систем, контроль за ходом производственного процесса, технико-экономический анализ различных вариантов работы оборудования, информационно-технологическое обслуживание управлеченческих процессов. Поэтому возрастает значимость тех уровней профессионального образования, которые будут качественно и эффективно использовать имеющиеся человеческие и материальные ресурсы, формировать навыки исследовательской работы у будущих специалистов и обеспечивать качественное обновление содержания профессионального образования в относительно краткие сроки и невысокие затраты на обучение.

Наиболее заметно развитие данных процессов в системе среднего профессионального образования. Расширяется круг исследований, выполняемых руководителями и преподавателями средних специальных учебных заведений, разнообразнее становится тематика их диссертационных работ: управление в образовании, формирование содержания образования, развитие технологий обучения, интеграционные процессы в образовательной системе, организационно-экономический механизм. Научно-исследова-

тельская работа не только повышает интеллектуальный потенциал педагогических кадров, но и способствует обновлению содержания образования и развитию новых технологий, организации образовательного процесса, становлению учебно-исследовательской деятельности студентов. Развивается практика создания экспериментальных площадок на базе средних специальных учебных заведений для апробации новых идей, инноваций по различным аспектам деятельности системы среднего профессионального образования. В концепции модернизации российского образования большое место уделено профессиональному образованию как основе формирования трудовых ресурсов страны — высококвалифицированных рабочих и специалистов среднего звена. Реализация задач модернизации среднего профессионального образования требует проведения инновационной деятельности по широкому спектру проблем функционирования и развития среднего профессионального образования.

Анализ развития системы подготовки кадров определил следующие тенденции развития профессионального образования, способные обеспечить опережающий характер развития в соответствии с концепцией модернизации:

- повышение заинтересованности и участия социальных партнеров в развитии среднего профессионального образования, возобновление сложившихся ранее и формирование новых прочных связей учебных заведений с потребностями рынков труда;
- обогащение технологий и содержания образования, направленных на выработку у выпускников собственно профессиональных и ключевых (базовых) навыков (компетенций), в частности таких, как коммуникативная культура, иностранные языки, информатика, умение принимать решения в децентрализованных системах, управление собственной профессиональной карьерой, знание смежных профессиональных областей, гибкость и многообразие социальных, экономических и культурных ролей;
- усиление внимания к проблемам качества профессионального образования, понимаемого как его соответствие интересам и запросам всех активных субъектов образовательной политики;
- расширение альтернативных форм, введение гибких модуляризованных систем получения среднего профессиональ-

ного образования, основанных на информационных и коммуникационных технологиях;

- активизация сближения различных уровней, компонентов и подсистем профессионального образования, переход от квалификационно-ступенчатой системы профессионального образования к квалификационно-сетевой.

Очевидно, что основной целью профессионального образования является подготовка квалифицированного работника соответствующего уровня и профиля, конкурентоспособного на рынке труда, компетентного и ответственного, свободно владеющего специальностью, ориентированного в смежных областях деятельности, способного к эффективной работе на уровне мировых стандартов, готового к постоянному профессиональному росту, социальной и профессиональной мобильности, способного к адекватному профессиональному самоопределению и саморазвитию в течение всей жизни. Поэтому модернизация образования является обязательным требованием государственной политики России на современном этапе, ее главным стратегическим направлением, фактором социально-экономического развития и национальной безопасности.

*Л.В. Голуб,  
канд. пед. наук, Заслуженный учитель РФ*

## Введение в дисциплину

Курс «Гидравлика, пневматика и термодинамика», являясь общетехнической дисциплиной, выходит далеко за рамки узких отраслей техники. При изучении данного курса студенты ознакомятся с главными направлениями развития современного производства, внедрением прогрессивных высокопроизводительных машин, роботов, манипуляторов, гибких автоматизированных систем, в которых широко применяются различные гидравлические и пневматические устройства.

Техникам и инженерам часто приходится сталкиваться с работой различных гидравлических и пневматических машин. Так, например, в перерабатывающих производствах применяется большое количество насосов различных типов для перекачки рабочих жидкостей и продуктов переработки. Использование трубопроводного транспорта (технологические трубопроводы) для передачи сырья и продуктов позволяет механизировать и автоматизировать ряд технологических процессов.

Знания в области гидравлики и пневматики могут понадобиться студентам в будущей профессиональной деятельности при эксплуатации, ремонте и наладке гидро- и пневмоприводов технологического оборудования, систем автоматического регулирования и других устройств.

Гидравлика, рассматривая законы равновесия и движения жидкости, опирается на такие науки, как математика, физика, химия, техническая механика и инженерная графика.

В свою очередь, дисциплина служит базой для гидравлических и пневматических расчетов в курсах «Процессы и аппараты пищевых производств», «Технологическое оборудование отрасли», «Автоматизация технологических процессов» и других специальных дисциплинах.

Развитие гидравлики как науки тесно связано с использованием человеком такого элемента природы, как вода. Древнейшие восточные цивилизации, строившие еще за 4000—1000 лет до н. э. оросительные системы на полях, плотины и мельницы на реках,

обладали достаточно высокими для того времени технологиями и определенными знаниями в практической гидравлике для решения соответствующих технических задач. Первой известной научной работой в области гидравлики считается сочинение Архимеда «О плавающих телах», написанное за 250 лет до н. э. В конце XV в. выдающийся ученый Леонардо да Винчи написал работу «О движении и измерении воды», которая была опубликована только в XIX в.

Позднее важные работы в области гидравлики были написаны Г. Галилеем (1564–1642), Э. Торричелли (1608–1647), Б. Паскалем (1623–1662), Исааком Ньютоном (1642–1726).

Однако как самостоятельная наука гидравлика начала формироваться после работ, выполненных академиками Российской академии наук М.В. Ломоносовым (1711–1765), Даниилом Бернулли (1700–1782) и Леонардом Эйлером (1707–1783), которые установили основные законы движения жидкости, ставшие теоретической основой гидравлики.

Особенно большой вклад в развитие гидравлики внес Николай Егорович Жуковский (1847–1921) — автор ряда работ по технической гидромеханике, среди которых основной является исследование «О гидравлическом ударе». Профессор Н.П. Петров создал гидродинамическую теорию смазки, которая стала основой развития машиностроения. Инженер В.Г. Шухов первым выполнил исследование в области гидравлики нефти. В начале XX в. в гидравлике начали формироваться различные направления специальных исследований, послужившие базой для дальнейшего развития техники и промышленного производства.

Гидропередачи, снабженные системами автоматического или ручного управления, широко используют в различных металлообрабатывающих станках, в сухопутных транспортных машинах (колесных и гусеничных), в строительно-дорожных и подъемно-транспортных машинах, в прокатных станах и прессах, технологических аппаратах и линиях и т. п. Гидроприводы, гидроавтоматика и различные гидравлические устройства являются весьма перспективными для комплексной автоматизации и механизации производственных процессов.

Термодинамика — составная часть дисциплины «Гидравлика, пневматика и термодинамика». В профессиональной деятельности термодинамика занимает одно из важных мест среди других изучаемых дисциплин. Знание ее основ помогает лучше разби-

раться в тепловых процессах, протекающих практически в любом технологическом оборудовании, и выполнять несложные расчеты по определению и сбережению энергии. Термодинамика тесно связана с такими дисциплинами как физика, химия, математика, инженерная графика и практически со всеми специальными дисциплинами.

Термодинамика подразделяется на классическую, техническую и химическую. Классическая термодинамика изучает законы взаимных превращений различных видов энергии. Техническая термодинамика рассматривает закономерности взаимного превращения теплоты и работы. Химическая термодинамика изучает тепловой эффект различных химических реакций.

Основы технической термодинамики были заложены французским физиком и инженером Карно, который первый осуществил термодинамическое исследование тепловых двигателей и указал пути повышения их экономичности. В развитие технической термодинамики огромный вклад внесли такие ученые как М.В. Ломоносов, Д.И. Менделеев, Д.П. Джоуль, Э. Клаузиус, У. Томсон (Кельвин), Л.Э. Больцман, Г.В. Рихман, Э.Х. Ленц и др.

В настоящее время в развитых странах Европы и Америки около 30 % всех автоматизированных процессов оснащено средствами пневмоприводов и пневмоавтоматики. Оснащение этими средствами составляет (от общего выпуска): упаковочных машин — до 90 %; сварочных и литейных машин — до 70 %; автоматических манипуляторов — до 50 %; кузнечно-прессовых машин — более 40 %; угледобывающих машин — более 30 %; прачечного оборудования — до 40 %; текстильных и обувных машин, деревообрабатывающего и пищевого оборудования — до 20 % и т. д. Приведенный перечень показывает, что трудно выделить область промышленности, не использующую в том или ином виде средства пневмоавтоматики и пневмопривода. Поэтому для успешной профессиональной деятельности технику необходимо иметь навыки расчета основных параметров пневмопривода, обоснованного выбора системы кондиционирования сжатого воздуха, трубопроводов, направляющей и регулирующей аппаратуры, умение составлять принципиальные пневматические схемы, отлаживать регулируемые параметры для обеспечения заданных технических характеристик.

Пневматика имеет несколько самостоятельных направлений: пневмопривод поступательного и вращательного движений;

пневматическая вычислительная техника (элементная база универсальной системы пневмоавтоматики позволяет реализовать все арифметические и временные (дифференцирование и интегрирование) операции); пневматические измерительные системы (измерение различных технологических параметров: геометрических размеров, скорости, ускорения, мощности, концентрации, плотности, температуры, времени и т.д.)

Широкое внедрение пневматических устройств обусловлено их достоинствами: относительная простота конструкции и эксплуатационного обслуживания, а следовательно, низкая стоимость и быстрая окупаемость затрат; надежная работа в условиях высоких температур, влажности, запыленности, радиации, магнитных и электрических полей; высокая пожаро- и взрывобезопасность; большой срок службы, достигающий 100 000—200 000 ч (10—50 млн циклов), высокая скорость перемещения выходного звена (линейного до 15 м/с, вращательного до 100 000 мин<sup>-1</sup>), гигиеничность, низкий уровень шума, возможность снабжения большого количества потребителей от одного источника, отсутствие необходимости в защитных устройствах при перегрузке.

Интенсивное развитие в области теории и практики пневматики наблюдалось в 60-е годы XX в. Современные методы анализа и синтеза систем управления пневмопривода отражены в работах Е.В. Герц, Г.В. Крейнина, теория проточных и струйных элементов — в работах Л.А. Залманзона, общие вопросы, касающиеся пневматических элементов, систем и приборов автоматического регулирования — в работах А.А. Таль, Г.Г. Березовец. Пневматическим регуляторам общепромышленного назначения, пневматическим датчикам и вторичным приборам посвящены работы В.С. Прусенко.

Раздел «Пневмопривод» является составной частью курса «Гидравлика, пневматика и термодинамика», они связаны общностью физических процессов, тепломассопереносом, единым математическим аппаратом для описания переходных процессов.

## Раздел 1

### Основные законы гидростатики

#### Тема 1.1. Основные физические свойства жидкостей

##### 1.1.1. Основные определения

**Жидкостями** называют физические тела, занимающие по своему молекулярному строению промежуточное положение между твердыми телами и газами. В отличие от твердого тела жидкость обладает текучестью, а в отличие от газа — весьма малой изменяемостью своего объема при изменении внешних условий.

**Рабочая жидкость** объединяет все преобразующие устройства гидроприводов и является одним из основных его элементов, выполняющим многосторонние функции по передаче энергии, смазке трущихся деталей, т. е. обеспечению работоспособности и надежности работы гидропривода.

Механика жидкости базируется на основных принципах физики и общей механики. Силы, действующие на ограниченный объем жидкости, как и в механике твердого тела, принято делить на внутренние и внешние. Внутренние силы представляют собой силы взаимодействия между частицами жидкости. Внешние силы делятся на объемные, распределенные по всему объему жидкости, например силы тяжести, и поверхностные, действующие на свободную поверхность жидкости, а также силы, действующие со стороны ограничивающих стенок.

Отличительной особенностью жидкости является практическое отсутствие в естественных состояниях растягивающих усилий и существенное сопротивление сдвигающим силам, которые проявляются при движении жидкости в виде сил внутреннего трения.

Для упрощения теоретических расчетов и исследований в гидравлике используют модель *идеальной жидкости*, которая в отличие от реальной не имеет сил внутреннего трения, абсолютно несжимаема и характеризуется только плотностью. Течение идеаль-

ной жидкости в каком-либо канале не сопровождается потерей энергии.

Для распространения на реальные жидкости теоретических выводов, полученных для идеальных жидкостей, вводят поправки или коэффициенты, полученные в ходе исследования реальных жидкостей.

Первой задачей, предшествующей непосредственному изучению гидравлики, является определение физических свойств жидкостей, которые могут существенно влиять на закономерности их равновесия и движения.

### 1.1.2. Физические свойства жидкостей

Рассмотрим свойства жидкостей, имеющие наибольшее значение в гидравлических расчетах, а также зависимость этих свойств от изменяющихся условий применения жидкостей.

Плотность жидкости  $\rho$  — физическая величина, определяемая для однородной среды отношением ее массы  $M$  к занимаемому ею объему  $V$ :

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

Единица плотности жидкости  $1 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

В гидравлических расчетах часто используется удельный вес  $\gamma$  жидкости. Плотность и удельный вес связаны между собой следующим соотношением:

$$\gamma = \frac{G}{V} = \rho g. \quad (1.2)$$

Удельный вес жидкости измеряется в  $\text{Н}/\text{м}^3$ . Поскольку удельный вес зависит от ускорения силы тяжести, то в инженерных расчетах принимают среднее значение, определяемое при  $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$ .

Плотность или удельный вес жидкости определяют различными способами с помощью разных приборов. В производственных условиях плотность определяют денситром, который представляет собой колбу, загруженную мерным грузом. Верхняя запаянная часть трубы имеет малый диаметр и отградуирована в единицах плотности. Чем глубже погружается колба, тем меньше плотность жидкости. Деление на трубке, которое совмещается со свободной поверхностью жидкости, показывает ее плотность.

**Сжимаемость жидкости** — свойство жидкости изменять объем при изменении давления. Сжимаемость характеризуется коэффициентом сжимаемости  $\alpha_p$ , который представляет собой относительное изменение объема жидкости при увеличении давления на единицу. Так, при увеличении давления на величину  $\Delta p$  первоначальный объем жидкости  $V$  изменится на величину

$$\Delta V = \alpha_p V \Delta p. \quad (1.3)$$

Единица измерения коэффициента сжимаемости  $\frac{\text{м}^2}{\text{Н}}$ .

Из выражения (1.3), используя соотношение (1.1), получаем закономерность изменения плотности жидкости при изменении давления на  $\Delta p$ :

$$\rho_p = \frac{\rho_0}{1 + \alpha_p \Delta p}, \quad (1.4)$$

где  $\rho_0$  — плотность жидкости при начальном давлении;  $\alpha_p$  — коэффициент сжимаемости жидкости.

Величину, обратную коэффициенту сжимаемости  $\alpha_p$ , называют **модулем упругости жидкости**:

$$E_x = 1/\alpha_p.$$

Единица измерения модуля упругости жидкости  $\frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ .

Модули упругости большинства жидкостей настолько велики, что жидкости можно считать несжимаемыми и модули упругости принимать постоянными. Это допущение используется при выводе большинства зависимостей гидравлики. Среднее значение модуля упругости для воды равно  $2050 \text{ МН}/\text{м}^2$ , а для минеральных масел —  $1670 \text{ МН}/\text{м}^2$ .

Однако при решении задач о гидравлическом ударе, а также об устойчивости и колебании гидросистем сжимаемость жидкости необходимо учитывать.

**Тепловое расширение** — свойство жидкости изменять объем при изменении температуры:

$$V_t = V_0(1 + \alpha_t \Delta t), \quad (1.5)$$

где  $V_t$  и  $V_0$  — объемы жидкости при температурах  $t$  и  $t_0$ ;  $\Delta t = t - t_0$  — диапазон изменения температур;  $\alpha_t$  — коэффициент объемного расширения. Для воды при  $20^\circ\text{C}$  среднее значение

$\alpha_t = 2 \cdot 10^{-4} \text{ 1/K}$ , а для минеральных масел  $\alpha_t = 7 \cdot 10^{-4} \text{ 1/K}$ . Из выражения (1.5) следует, что

$$\rho_t = \frac{\rho_0}{1 + \alpha_t \Delta t}. \quad (1.6)$$

Ввиду малости теплового расширения жидкости изменением плотности с изменением температуры можно пренебречь. Однако, когда жидкость заключена в замкнутом жестком объеме, увеличение температуры при отсутствии утечек может привести к опасному повышению давления (примерно на  $1,1 \text{ МПа}/1^\circ\text{C}$ ):

$$\Delta p = \alpha_t E_x \Delta t, \quad (1.7)$$

где  $E_x$  — модуль упругости жидкости.

**Вязкость** — свойство жидкости оказывать сопротивление сдвигу или относительному смещению ее слоев.

Сила сопротивления сдвига называется силой внутреннего трения. При прямолинейном слоистом движении жидкости сила внутреннего трения между смещающимися один относительно другого слоями выражается согласно гипотезе Ньютона зависимостью

$$F = \pm \mu F \frac{du}{dn}, \quad (1.8)$$

где  $\mu$  — динамическая вязкость жидкости;  $F$  — площадь трущихся слоев;  $du/dn$  — скорость скольжения, или градиент скорости;  $du$  — приращение скорости между соседними слоями жидкости;  $dn$  — расстояние между соседними слоями жидкости, взятое по нормам.

Касательные напряжения между слоями жидкости определяются следующим выражением:

$$\tau = \frac{P}{F} = \pm \mu \frac{du}{dn},$$

где  $P$  — сила трения, Н;  $\mu$  — динамическая вязкость жидкости, Па·с.

Если напряжение сдвига не пропорционально скорости скольжения, то жидкость называется неньютоновской, или аномальной, например глинистый раствор, пульпа, образуемая при

бурении пород. В этом случае касательное напряжение можно определить по формуле

$$\tau = \tau_0 + \mu \frac{du}{dn}, \quad (1.9)$$

где  $\tau_0$  — начальное напряжение сдвига, после достижения которого рассматриваемая жидкость приходит в движение. При напряжениях меньше  $\tau$  ненейтоновские жидкости испытывают только упругие деформации.

Динамическую вязкость жидкости измеряют в Н·с/м<sup>2</sup>. Величина 1 Н·с/м<sup>2</sup> называется Паскаль-секунда (Па·с); 1 Н·с/м<sup>2</sup> = = 1 Па·с.

Паскаль-секунда равна динамической вязкости жидкости, касательное напряжение в которой при ламинарном течении и при относительной скорости скольжения слоев, находящихся на расстоянии 1 м по нормали к направлению скорости, равной 1 м/с, равно 1 Н/м<sup>2</sup>.

Динамическую вязкость на практике измеряют в пуазах (П): 1 П = 0,1 Н·с/м<sup>2</sup> = 100 сантипуазов (сп).

В задачах гидравлики часто используют *кинематическую вязкость*  $v$ :

$$v = \frac{\mu}{\rho}. \quad (1.10)$$

Единицей кинематической вязкости служит м<sup>2</sup>/с. Эта величина равна кинематической вязкости, при которой динамическая вязкость жидкости плотностью 1 кг/м<sup>3</sup> равна 1 Па·с.

Кинематическую вязкость измеряют в стоксах (Ст): 1 Ст = =  $1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с} = 1 \text{ см}^2/\text{с}$ ; 0,01 Ст = 1 сСт (сантистокс).

### 1.1.3. Определение вязкости жидкости

На практике определение вязкости жидкости производится в условных единицах (градусах) с помощью специальных приборов, называемых вискозиметрами. Вискозиметры не применяются для жидкостей, вязкость которых больше вязкости воды.

В разных странах используются различные единицы оценки вязкости жидкости: в США — градусы Редвуда, в Англии — граду-

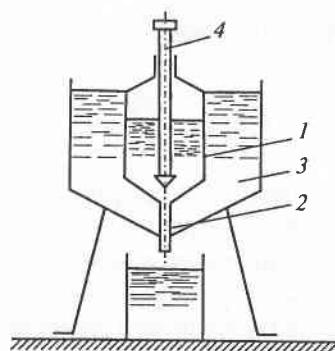


Рис. 1.1. Схема вискозиметра Энглера:

1 — резервуар; 2 — трубка; 3 — ванна; 4 — запорный стержень

сы Сейболта, в странах Европы, а также в России — градусы Энглера ( $^{\circ}\text{E}$ ).

Вискозиметр Энглера, работающий на принципе истечения, имеет латунный цилиндрический резервуар 1 (рис. 1.1) с конусообразным полированным внутри днищем, к которому припаяна трубка 2 с коническим насадком длиной 20 мм. Резервуар помещен в водяную ванну 3 для поддержания заданной температуры исследуемой жидкости. Отверстие насадка закрывается запорным стержнем 4. Вязкость жидкости определяется путем наблюдения за временем истечения исследуемой жидкости объемом 200 см<sup>3</sup> из насадка вискозиметра. Отношение этого времени ко времени истечения 200 см<sup>3</sup> стандартной жидкости — дистиллированной воды при 20 °C, которое указывается в паспорте вискозиметра или определяется, характеризует величину вязкости исследуемой жидкости в условных единицах — градусах Энглера ( $^{\circ}\text{E}$ ).

По стандарту единица измерения относительной вязкости называется градусом условной вязкости и обозначается  $^{\circ}\text{ВУ}$ ; 1  $^{\circ}\text{ВУ} = 1 ^{\circ}\text{E}$ .

Для перевода вязкости, измеренной в градусах Энглера, в кинематическую пользуются эмпирической формулой

$$\nu = 0,0731 \cdot E - \frac{0,0631}{0 \cdot E}, \quad (1.11)$$

где  $\nu$  — кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с.

Вязкость жидкости меняется с изменением давления и температуры. Вязкость от изменения давления зависит незначительно и в пределах давлений 0...50 МПа может быть определена по уравнению

$$\nu_p = \nu(1 + kp), \quad (1.12)$$

где  $k$  — опытный коэффициент, для минеральных масел  $k = 0,003$ .

Зависимость вязкости от температуры достаточно значительна. Существуют различные эмпирические формы этой зависимости. Для воды, являющейся наименее вязкой жидкостью, эта зависимость имеет вид

$$\nu_p = \frac{0,0178}{1 + 0,0337t + 0,00022t^2}, \quad (1.13)$$

где  $\nu$  — кинематическая вязкость в Ст при  $t$  °C.

Кинематическую вязкость  $\nu$  измеряют с помощью вискозиметра и определяют по формуле

$$\nu = \alpha \frac{R}{g} \tau, \quad (1.14)$$

где  $\alpha$  — постоянная вискозиметра, м<sup>2</sup>/с<sup>2</sup> (приведена в паспорте прибора);  $g$  — ускорение свободного падения в месте измерения вязкости, м/с<sup>2</sup>;  $g = 9,807$  м/с<sup>2</sup>.

Для измерения вязкости жидкости при различной температуре вискозиметр помещают в термостат (например, в масляную баню).

## Тема 1.2. Основные требования, предъявляемые к рабочим жидкостям. Характеристики рабочих жидкостей и их выбор

### 1.2.1. Рабочие жидкости гидроприводов

Рабочая жидкость является рабочим телом гидропривода, поэтому она должна быть малосжимаемой, ибо только при этих условиях она может эффективно передавать оказываемое на нее давление. Рабочие жидкости должны быть однородны, не содер-

жать воду, кислоту и щелочь, так как эти вещества вызывают коррозию металла и вспенивание жидкости.

При выборе рабочей жидкости учитывается комплекс исходных показателей: диапазон и перепад рабочих давлений, температур и скоростей потока, характеристики применяемых материалов, возможность очистки и смены жидкости, ее стоимость и др.

Рабочая жидкость в гидроприводе горных машин находится под воздействием изменяющихся в широких пределах давлений, температур и скоростей. Например, давление жидкости в гидроприводе механизированных крепей достигает 60 МПа и более, а скорость движения в отдельных элементах — 1200 м/с.

Диапазон температур, в которых обычно работает гидропривод подземных горных машин, составляет 10...90 °С, а гидропривод машин для открытых работ часто работает в условиях низких температур. Кроме того, рабочая жидкость гидропривода находится в условиях большой запыленности и повышенной влажности атмосферы.

Для обеспечения нормальной работы гидропривода к рабочей жидкости предъявляются следующие требования:

- хорошие смазочные и устойчивые антикоррозионные свойства с учетом материалов опор и уплотнений гидропривода;
- инертность по отношению к используемым в гидроприводе материалам, включая металлы, краски, пластмассы и эластичные материалы, и хорошие защитные свойства для защиты материалов от коррозии после слива жидкости;
- совместимость вязкости жидкости с уплотнительными средствами и зазорами;
- малое изменение вязкости в широком диапазоне температур и давлений;
- достаточно широкий диапазон рабочих температур;
- большой срок службы, устойчивость против окисления, поглощения влаги и воздуха;
- малая склонность к вспениванию;
- высокая температура вспышки — огнестойкость и пожароопасность;
- безопасность в обращении, т. е. жидкость не должна быть токсичной, особенно в распыленном состоянии и при разложении;
- хорошая теплопроводность и малая удельная теплоемкость;

- отсутствие расслаивания или разложения на отдельные фракции при длительном хранении;
- низкая стоимость и недефицитность;
- стабильность свойств при эксплуатации и хранении.

### 1.2.2. Основные параметры рабочей жидкости

Существенное значение при выборе жидкости имеют ее плотность, вязкость и сжимаемость.

Плотность жидкости оказывает большое влияние на значение давления в гидросистеме, так как только при определенном перепаде давления возможен поток жидкости через конструктивные каналы гидравлических устройств. Чем выше плотность рабочей жидкости, тем большее давление затрачивается на ускорение и торможение потока, при этом нет полезной работы в исполнительном механизме. Для рабочей жидкости с более высокой плотностью необходимо при прочих равных условиях для передачи данной энергии потока применять элементы с большим проходным сечением и, наоборот, для жидкости с меньшей плотностью — элементы с очень небольшими зазорами. Создание элементов с малыми зазорами связано с большими трудностями и требует очень тонкой очистки рабочей жидкости. Исходя из этого в гидроприводах рекомендуется применять рабочие жидкости плотностью  $(7...10) \cdot 10^2$  кг/м<sup>3</sup>.

Вязкость — важнейшая характеристика жидкости любого назначения. Для большинства жидкостей вязкость зависит от температуры и давления. Чем больше скорость перемещения исполнительного механизма и чем меньше рабочее давление, тем вязкость жидкости должна быть меньше, так как при большой скорости потока имеют место большие потери давления. При малой скорости перемещения исполнительного механизма и при больших давлениях следует применять более вязкие жидкости, поскольку с уменьшением вязкости растет величина утечек. Вязкость обычно значительно ограничивает диапазон рабочих температур гидросистемы. Для гидропривода рекомендуются жидкости, вязкость которых составляет  $0,1...0,45$  Ст, или  $(1...45) \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с.

Сжимаемость жидкости зависит от давления и температуры, однако основное значение имеет температура. Следствием сжимаемости жидкости является запаздывание срабатывания гидрав-

лических механизмов, т. е. снижение их быстродействия. На сжимаемость жидкости большое влияние оказывает растворенный воздух. Обычно жидкость комнатной температуры и в состоянии равновесия с окружающей средой по объему содержит 5...15 % растворенного воздуха. С увеличением давления количество растворенного воздуха пропорционально возрастает. Растворенный воздух увеличивает сжимаемость жидкости и является причиной возникновения кавитации и пульсации давления, что приводит к снижению срока службы гидравлических устройств.

### 1.2.3. Подбор рабочих жидкостей

Подобрать жидкость, полностью отвечающую предъявленным требованиям, очень трудно. Выбор жидкости следует производить в соответствии с конкретными условиями работы и рекомендациями завода-изготовителя. В качестве рабочей жидкости для гидропривода широко используются минеральные масла нефтяного происхождения, которые изготавливаются в большом ассортименте. Кислотное число, входящее в характеристику масла, служит мерой установления сроков смены масла.

В гидроприводе, где циркулируют большие объемы жидкости, применяются водомасляные эмульсии, содержащие 1...5 % специальной присадки, придающей эмульсии антикоррозийные и смазочные свойства. Эмульсии являются негорючими, маловязкими и дешевыми рабочими жидкостями и имеют основные физические свойства (плотность, вязкость, сжимаемость), близкие к свойствам воды. Из отечественных водных эмульсий наиболее эффективными являются эмульсии на основе присадок «Аквол-3», ВНИИНП-117, 59-Ц, «Укринол». Технические характеристики некоторых рабочих жидкостей гидроприводов приведены в табл. 1.1.

В практических расчетах для минеральных масел в диапазоне используемых давлений и температуры 40 °C модуль упругости  $E$  рекомендуется принимать равным 1700 МПа. Для водной эмульсии при 20 °C в пределах рабочих давлений  $E = 2050$  МПа.

Зависимость вязкости минеральных масел от значения температуры приведена на рис. 1.2. На рисунке видно, что температура существенно влияет на вязкость масла.

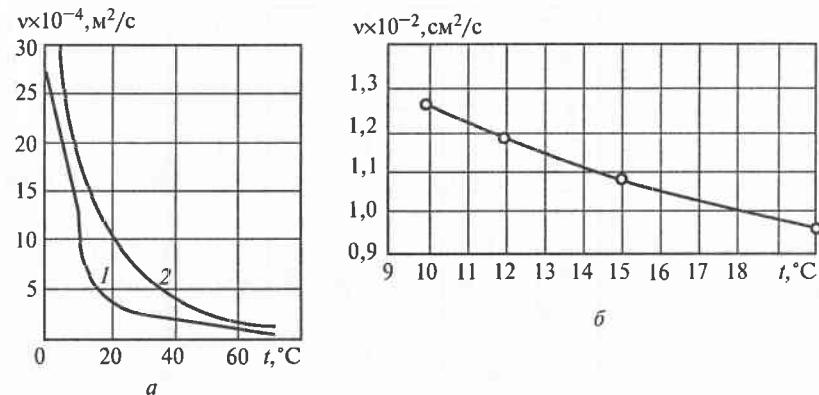


Рис. 1.2. Зависимость значения вязкости  $v$  масел (а) и воды (б) от значения температуры:

1 — индустриальное масло; 2 — машинное масло

Чаще всего в качестве рабочей жидкости гидроприводов используют минеральные масла (индустриальное, турбинное, АМГ-10 и др.). Для работы при низкой температуре принимают различные глицерино-спиртовые смеси. Для гидросистем, работающих при температуре выше 150 °C, разработаны специальные синтетические полимерные жидкости. Их можно использовать (в закрытых системах) при температуре 370 °C. Температура застывания таких жидкостей достигает -90 ... -100 °C, а кинематическая вязкость при снижении температуры увеличивается в 5—6 раз меньше, чем у минеральных масел. Однако синтетическим жидкостям присущи серьезные недостатки, ограничивающие их применение. Они обладают повышенной текучестью, что усложняет герметизацию гидросистем, растворяют пластификаторы резины, делая резиновые прокладки твердыми и хрупкими, сильно вспениваются и плохо смазывают поверхности материалов.

Все рабочие жидкости в большей или меньшей степени склонны к облитерации, т. е. заращиванию с течением времени малых проходных отверстий и каналов в результате адсорбции поляризованных молекул на стенках каналов в виде твердых слоев толщиной, соизмеримой с размерами самих проходных сечений. Вследствие этого увеличиваются силы трения и ухудшаются характеристики регулирующих и управляющих устройств. Для устранения облитерации необходимо систематически заменять

Таблица 1.1

Рабочая жидкость	Плотность при 20 °C, кг/м³	Вязкость кинематическая $\nu \cdot 10^6$ , м²/с	Рабочая жидкость	Плотность при 20 °C, кг/м³	Вязкость кинематическая $\nu \cdot 10^6$ , м²/с
Масло индустриальное:	12 20 30 50	876—891 881—901 881—916 890—930	10—14 17—23 27—33 42—58	Масло АМГ-10	850
				Эмульсия ВНИИНП-117	985
				Эмульсия «Укринол»	980
				Эмульсия «Аквон-3»	990
				Эмульсия 59-Ц	905
Масло трубное 30		900	28—32		

рабочую жидкость гидросистем. Уменьшение облiteratedии достигается также созданием искусственной вибрации подвижных органов гидросистем.

### Тема 1.3. Теоретические основы гидростатики

#### 1.3.1. Понятие гидростатического давления

В гидростатике изучаются законы равновесия жидкости, находящейся в абсолютном или относительном покое, под действием внешних и внутренних сил, а также условия равновесия тел, погруженных в жидкость.

Основным понятием гидростатики является понятие гидростатического давления. Рассмотрим некоторый объем жидкости, находящийся в покое (рис. 1.3). Разделим его плоскостью  $AB$  на две части. Верхняя часть I действует на нижнюю II по плоскости раздела  $AB$  с силой  $P$ .

Для нижней части сила  $P$  является внешней поверхностью силой (см. рис. 1.3) и называется суммарным гидростатическим давлением. Разделив равнодействующую силу гидростатического давления на площадь рассматриваемой поверхности, получим среднее гидростатическое давление:

$$P_{ср} = \frac{P}{F}. \quad (1.15)$$

При уменьшении значения площади  $F$  до нуля значение  $P_{ср}$  будет стремиться к определенному пределу, называемому гидростатическим давлением в точке или просто гидростатическим давлением  $p$ :

$$p = \lim_{F \rightarrow 0} \left( \frac{P}{F} \right). \quad (1.16)$$

Единица измерения гидростатического давления 1 Па = 1 Н/м² ( $10^3$  Па = 1 кПа,  $10^6$  Па = 1 МПа, 1 атм = 1 бар = 0,1 МПа = 100 кПа).

Гидростатическое давление обладает двумя свойствами:

- всегда действует нормально площадке и является сжимающим, т. е. оно на-

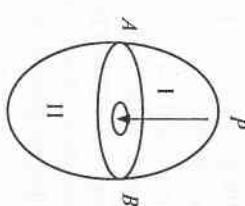


Рис. 1.3. К понятию гидростатического давления жидкости

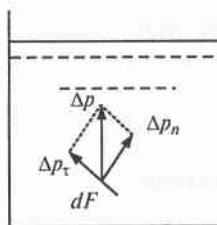


Рис. 1.4. Действие гидростатического давления

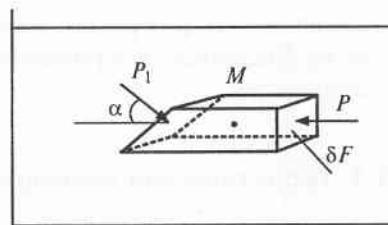


Рис. 1.5. Направления действия гидростатического давления

правлено по нормали внутрь рассматриваемого объема жидкости.

Для доказательства этого положения рассмотрим силу давления  $P$ , действующую на поверхность выделенной внутри покоящейся жидкости малой площадки  $dF$  (рис. 1.4). Если предположить, что сила  $P$  направлена не по нормали к площадке, то ее можно разложить на две составляющие: нормальную  $P_n$  и касательную  $P_t$ . Поскольку в покоящейся жидкости нет сил сопротивления сдвигающим усилиям, то наличие касательной составляющей  $P_t$  вывело бы жидкость из состояния равновесия, вследствие чего она стала бы двигаться вдоль площадки, что противоречит предположению о неподвижности жидкости (в гидростатике рассматривается только неподвижная жидкость). Следовательно, такой составляющей не существует, а действует только сила  $P_n$ :

- в любой точке покоящейся жидкости не зависит от ориентации площадки, на которую оно действует, т. е. оно действует одинаково по всем направлениям.

Выделим в объеме покоящейся жидкости около точки  $M$  бесконечно малую призму с площадью сечения  $\delta F$  (рис. 1.5). Боковые грани призмы параллельны свободной поверхности жидкости. Один из торцов призмы перпендикулярен боковым граням, другой наклонен под углом  $\alpha$ . Средние гидростатические давления на торцы граней обозначим через  $p$  и  $p_1$ . Сумма проекций всех сил, действующих на призму вдоль горизонтальной оси (из условия равновесия призмы), равна нулю, т. е.

$$\rho \delta F - p_1 \delta F_1 \cos \alpha = 0. \quad (1.17)$$

Поскольку  $\delta F_1 \cos \alpha = \delta F$  (как бесконечно малые величины), то  $p - p_1 = 0$  или  $p = p_1$ . Аналогично это можно доказать для дру-

гих направлений. Следовательно, давление в точке по всем направлениям одинаково и не зависит от угла наклона площадки.

Гидростатическое давление в точке зависит только от ее координат в пространстве, т. е.  $p = f(x, y, z)$ .

На все тела, находящиеся на поверхности земли, действует атмосферное давление  $p_{\text{атм}}$ . Это давление измеряется барометром, поэтому его называют еще барометрическим давлением. Значение атмосферного давления зависит от высоты измерения: по мере удаления от поверхности земли оно уменьшается. В гидравлике при расчетах принимают атмосферное давление равным 98 100 Па  $\approx 100$  кПа. Любое давление выше атмосферного является дополнительным к атмосферному, т. е. избыточным. Избыточное давление измеряют с помощью прибора, называемого манометром (существуют жидкостные и механические манометры). Поэтому избыточное давление называют также манометрическим и обозначают  $p_{\text{ман}}$  или  $p_{\text{изб}}$ . Сумму атмосферного и манометрического давлений называют полным или абсолютным давлением:

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{атм}} + p_{\text{ман}}. \quad (1.18)$$

Если процессы протекают при давлении меньше атмосферного (вакуум-насосы, вакуум-котлы и т. д.), то наблюдается недостаток давления до атмосферного, т. е. вакуум:

$$p_{\text{вак}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{абс}}. \quad (1.19)$$

Тогда абсолютное давление равно разности  $p_{\text{абс}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{вак}}$ .

### 1.3.2. Основное уравнение гидростатики. Закон Паскаля

Чтобы определить давление в произвольной точке покоящейся жидкости, достаточно знать значение давления в какой-нибудь другой точке, принадлежащей тому же объему, а также глубину погружения одной точки относительно другой.

Пусть в открытом сосуде находится в покое однородная жидкость (рис. 1.6). На поверхность жидкости в точке 1 действует давление находящегося над жидкостью газа  $p_0$ . Если газ свободно сообщается с атмосферой, то  $p_0 = p_{\text{атм}}$ . Определим абсолютное (полное) давление  $p_2$ , действующее на точку 2, находящуюся внутри жидкости. Выделим около точки 2 площадку  $\delta F$  и рассмотрим равновесие вертикального цилиндрического объема жидкости, построенного на этой площадке. На этот цилиндрический объем

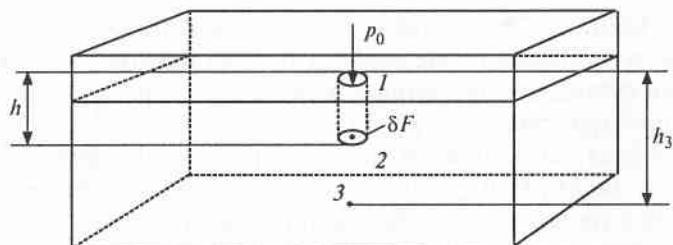


Рис. 1.6. К закону Паскаля

сверху действует сила внешнего давления  $p_0\delta F$ , снизу (на нижнее основание) — сила гидростатического давления  $p_2\delta F$ , направленная по нормали внутрь объема (т. е. вверх), и вес жидкости в объеме цилиндра  $G = \rho gh\delta F$ . Условие равновесия выделенного объема записывается в следующем виде:

$$p_2\delta F - p_0\delta F - \rho gh\delta F = 0, \quad (1.20)$$

или  $p_2 = p_0 + \rho gh$ . В общем виде для любой точки покоящейся жидкости

$$p = p_0 + \rho gh. \quad (1.21)$$

Эта зависимость называется основным уравнением гидростатики. Из него следует, что абсолютное давление в любой точке жидкости на глубине  $h$  равно сумме поверхностного давления  $p_0$  и избыточного давления  $\rho gh$ , созданного весом столба жидкости. С повышением значения  $h$  давление жидкости увеличивается по линейному закону.

Из уравнения (1.21) также следует, что точки, расположенные на одной глубине от свободной поверхности, испытывают одинаковое гидростатическое давление. Совокупности точек с равным гидростатическим давлением образуют поверхности равного давления (эквипотенциали). В данном случае такими поверхностями являются горизонтальные плоскости, в том числе и свободная поверхность жидкости.

Основное уравнение гидростатики можно представить и в другом виде. Для этого выберем произвольную горизонтальную плоскость сравнения  $O-O$  и от нее будем вести отсчет координаты  $z$  (рис. 1.7).

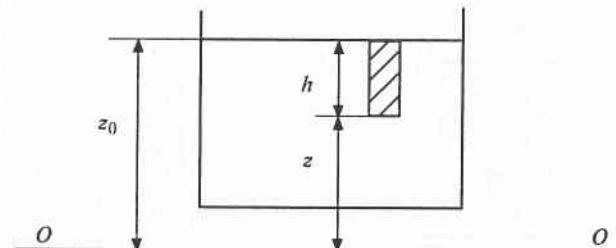


Рис. 1.7. Расчетная схема к основному уравнению гидростатики

Поскольку  $h = z_0 - z$ , то уравнение (1.21) можно записать в следующем виде:

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

или

$$p + \rho gz = p_0 + \rho gz_0,$$

разделив обе части на  $\rho g$ , получим

$$\frac{p}{\rho g} + z = z_0 + \frac{p_0}{\rho g}. \quad (1.22)$$

В связи с тем, что для любой точки жидкости координаты свободной поверхности  $z_0$  и давление  $p_0$  неизменно, то для рассматриваемого объема жидкости основное уравнение гидростатики имеет следующий вид:

$$z + \frac{p}{\rho g} = \text{const}, \quad (1.23)$$

где  $z$  — вертикальная координата, или геометрическая (нивелирная) высота;  $p/\rho g$  — пьезометрическая высота;  $z + (p/\rho g)$  — гидростатический напор жидкости.

Из зависимости (1.21) следует, что поверхностное давление  $p_0$  передается в любую точку внутри жидкости без изменения, т. е. для всех точек объема жидкости  $p_0$  одинаково. Например, для точки 2 (см. рис. 1.6)  $p_2 = p_0 + \rho gh_2$ , для точки 3  $p_3 = p_0 + \rho gh_3$  и т. д. Это свойство жидкостей отражает сущность **закона Паскаля**: давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, находящейся в покое, передается всем точкам внутри этой жидкости без изменения.

Закон Паскаля широко используется в технике при конструировании различных гидростатических машин и установок, действие которых основано на равномерном распределении давления

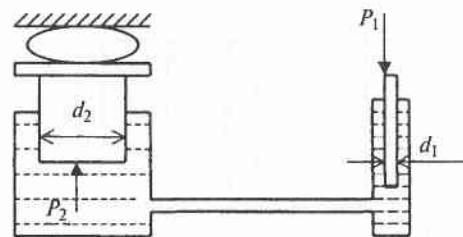


Рис. 1.8. Схема гидравлического пресса

внутри неподвижной жидкости. Например, в гидравлических прессах (рис. 1.8), гидроаккумуляторах и т. д.

Давление под первым поршнем равно  $p_1 = P_1/F_1$ . По закону Паскаля это давление передается всем точкам жидкости, в том числе на второй поршень. Тогда сила давления на второй поршень

$$P_2 = p_1 F_2 = \left( \frac{P_1}{F_1} \right) F_2 = P_1 \left( \frac{F_2}{F_1} \right) = P_1 \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2. \quad (1.24)$$

Следовательно, сила  $P_2$  во столько раз больше силы  $P_1$  во сколько раз площадь поршня  $F_2$  больше площади поршня  $F_1$ . Действительно, сила  $P_2$  несколько меньше расчетной, вследствие трения в движущихся частях поршня и утечек жидкости. Эти потери учитываются КПД ( $\eta = 0,75—0,85$ ). Тогда

$$P_2 = P_1 \left( \frac{F_2}{F_1} \right) \eta. \quad (1.25)$$

### 1.3.3. Давление жидкости на плоскую стенку

При расчете резервуаров и различных емкостей для хранения жидкостей требуется знать полное давление жидкости на ограничивающие ее твердые стенки и точку приложения равнодействующей сил давления. Пусть задана плоская вертикальная стенка  $AB$  (рис. 1.9).

Гидростатическое давление жидкости на всей площади поверхности стенки складывается из суммы гидростатических давлений во всех ее точках и называется суммарным давлением жидкости. Для определения этого давления необходимо установить, как оно распределяется по поверхности тела, на которое воздей-

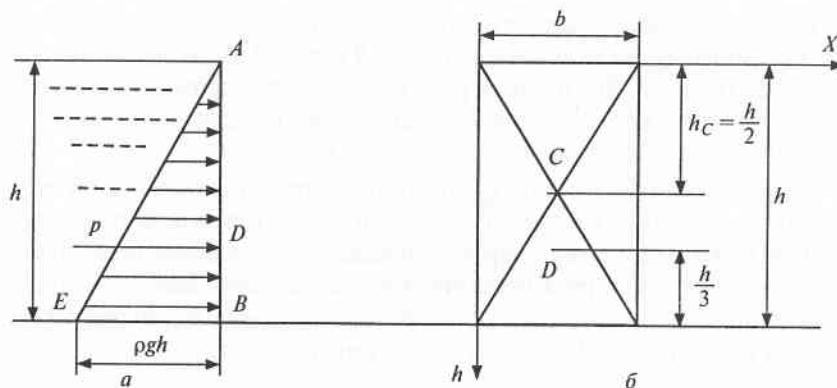


Рис. 1.9. К определению силы гидростатического давления на плоскую поверхность:  
а — эпюра гидростатического давления; б — положение центров тяжести и давления на плоской прямоугольной стенке

ствует жидкость. Графическое изображение распределения давления по высоте тела, например стенки, называется эпюрой гидростатического давления (см. рис. 1.9, а).

Гидростатическое давление в точке жидкости, расположенной на любой глубине от свободной поверхности, может быть определено по формуле (1.21)

$$p = p_0 + \rho gh.$$

Поверхностное давление в открытом сосуде, равное атмосферному давлению  $p_0 = p_{\text{атм}}$ , передается в любую точку жидкости без изменения и является постоянным. Избыточное гидростатическое давление  $\rho gh$  пропорционально глубине погружения точки, т. е. изменение его значения по глубине подчинено линейному закону.

Атмосферное давление  $p_{\text{атм}}$ , действующее на свободную поверхность жидкости и полностью передающееся в любую точку на стенке внутри жидкости, уравновешивается таким же атмосферным давлением, действующим снаружи на стенку сосуда. Поэтому при расчете стенок на прочность и устойчивость определяют и учитывают только избыточное давление  $p = \rho gh$ .

Эпюра избыточного гидростатического давления на вертикальную стенку сосуда приведена на рис. 1.9, а. Избыточное давление в точке  $A$  равно  $p = 0$  ( $h = 0$ ), а в точке  $B$  —  $p = \rho gh$ .

В каждой точке жидкости давление нормально к поверхности стенки, поэтому на нормали к точке  $B$  откладываем в принятом масштабе отрезок  $BE$ , равный  $\rho gh$ , и соединяем прямой с точкой  $A$ . Треугольник  $ABE$  показывает распределение избыточного гидростатического давления по высоте стенки.

Каждая ордината этого треугольника представляет собой избыточное давление в соответствующей точке стенки, а площадь треугольника — силу суммарного избыточного давления жидкости на стенку в перпендикулярной ей плоскости. Если эту площадь умножить на ширину стенки  $b$ , то получим силу гидростатического давления, действующую на стенку сосуда:

$$P = F_{\text{изб}} b = \frac{1}{2} \rho g h^2 b. \quad (1.26)$$

Однако  $\frac{1}{2} h = h_C$ ,  $hb = F$ , следовательно

$$P = \rho g h_C F, \quad (1.27)$$

где  $F$  — площадь стенки, находящейся под поверхностью жидкости;  $h_C$  — глубина погружения центра тяжести плоской поверхности (точка  $C$  на рис. 1.9).

Сила избыточного давления, оказываемая на плоскую стенку, находящуюся под воздействием жидкости, равна произведению площади смоченной поверхности стенки на избыточное гидростатическое давление в ее центре тяжести. Это правило распространяется и на полное суммарное давление, и на любую плоскую фигуру, погруженную в жидкость. При учете поверхностного давления абсолютное суммарное давление, действующее на стенку, расчитывается по формуле:

$$P_{\text{абс}} = (p_0 + \rho g h_C) F. \quad (1.28)$$

Полная сила давления жидкости на плоскую стенку равна произведению площади стенки на гидростатическое давление  $p_c$  в центре тяжести этой площади. Формула (1.28) справедлива и для любой наклонной плоскости с произвольными очертаниями.

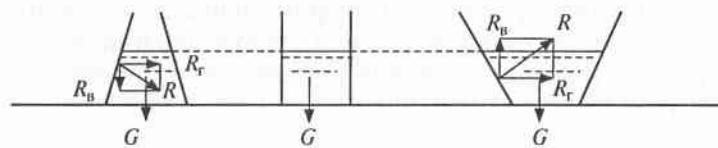


Рис. 1.10. Гидростатический парадокс

Если стенка расположена горизонтально, т. е. является горизонтальным дном сосуда, то полная сила давления на дно  $P_{\text{дн}}$  определяется по формулам

$$P_{\text{дн}} = (p_0 + \rho g h) F \text{ или } P_{\text{дн}} = P_{\text{изб}} = \rho g h F, \quad (1.29)$$

где  $h$  — высота столба жидкости над дном;  $F$  — площадь дна.

Сила давления на дно  $P_{\text{дн}}$  зависит лишь от плотности жидкости, высоты столба жидкости и площади дна и не зависит от формы дна и объема сосуда, т. е. для сосудов разной формы давление на дно будет одинаковым, если они имеют одинаковую площадь дна и наполнены одинаковой жидкостью до одного и того же уровня. Это явление называется *гидростатическим парадоксом*, (рис. 1.10).

Точка приложения равнодействующей силы давления на стенку называется *центром давления*. Центр давления расположен ниже центра тяжести (точки  $C$ ) (см. рис. 1.9). Только на горизонтальной стенке (дно сосуда) центр давления совпадает с центром тяжести. Положение центра давления легко определять графически. Равнодействующая сила давления проходит через центр тяжести эпюры. Проекция этого центра на плоскость стенки есть центр давления. Для прямоугольной стенки равнодействующая сила гидростатического давления и центр давления находятся на расстоянии  $h/3$  от основания или  $2/3h$  от поверхности жидкости.

Координата центра давления  $y_D$ , т. е. расстояние от свободной поверхности жидкости до центра давления, измеряемое вдоль стенки, может быть определена по формуле

$$y_D = y_C + \frac{I_0}{y_C F},$$

где  $y_C$  — расстояние от центра тяжести площади смоченной поверхности стенки до свободной поверхности жидкости, измеряе-

мое вдоль стенки;  $I_0$  — момент инерции площади смоченной поверхности стенки относительно оси, проходящей через ее центр тяжести;  $F$  — площадь смоченной поверхности стенки.

#### 1.3.4. Давление жидкости на криволинейную поверхность

Эпюру гидростатического давления на криволинейную стенку, так же как и на любую другую, можно построить, используя основное уравнение гидростатики. Давление на криволинейную поверхность в каждой точке направлено по нормали к смоченной поверхности, поэтому силы гидростатического давления в разных точках криволинейной поверхности имеют различное направление.

Для вывода формулы суммарного давления жидкости на криволинейную поверхность рассмотрим криволинейную стенку  $AB$  цилиндрической формы, расположенную перпендикулярно к плоскости чертежа (рис. 1.11). В глубь чертежа стенка имеет ширину  $b$ , равную по всей высоте. Поскольку атмосферное давление, действующее на поверхность жидкости, передается в любую точку стенки  $AB$  внутри жидкости без изменения и уравновешивается таким же давлением, действующим на стенку снаружи, определим только избыточное (весовое) гидростатическое давление.

Для определения полной силы давления исследуем условия равновесия объема жидкости  $ABMN$ , находящегося над рассматриваемой цилиндрической поверхностью  $AB$ . Со стороны жидкости на поверхность стенки действует сила гидростатического дав-

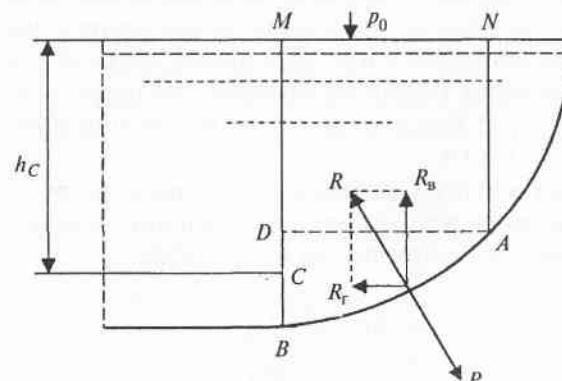


Рис. 1.11. Сила гидростатического давления на криволинейную поверхность

ления  $P$ , а со стороны стенки на жидкость действует сила реакции  $R$ , равная силе  $P$ , но противоположная ей по знаку. Разложим эту силу на горизонтальную  $R_f$  и вертикальную  $R_B$  составляющие.

Составляющая  $R_B$  равна сумме двух сил — силы давления на свободную поверхность на участке  $MN$  и силы тяжести объема жидкости  $ABMN$ :

$$R_B = p_0 F_r + G_x, \quad (1.30)$$

где  $F_r$  — площадь свободной поверхности на участке  $MN$ ;  $G_x$  — вес объема жидкости.

Реакция  $R_f$  равна силе давления жидкости на участке  $BD$ , так как на участке  $MD$  и  $AN$  эти силы уравновешиваются. Поскольку площадь  $BD$  является вертикальной проекцией поверхности  $AB$ , то сила, действующая на нее, равна силе давления жидкости на плоскую стенку, т. е.

$$R_f = p_C F_{BD} = (p_0 + \rho g h_C) F_{BD}, \quad (1.31)$$

где  $h_C$  — глубина погружения центра тяжести площади  $BD$ ;  $p_C$  — гидростатическое давление в центре тяжести площади  $BD$ ;  $F_{BD}$  — площадь поверхности  $BD$ .

Если  $p_0 = p_{\text{атм}}$ , то составляющие реакции соответственно равны:

$$R_B = G = \rho g V_{ABMN}; R_f = \rho g h_C F_{BD}, \quad (1.32)$$

где  $G$  — вес жидкости в объеме тела давления  $ABMN$ ;  $V_{ABMN}$  — объем тела давления  $ABMN$ .

Объем  $V_{ABMN}$ , ограниченный криволинейной поверхностью  $AB$ , проекцией ее на плоскость свободной поверхности  $MN$  и вертикальными плоскостями  $AN$  и  $BM$ , называется телом давления. Следовательно, вертикальная составляющая суммарного давления жидкости на криволинейную поверхность равна произведению удельного веса этой жидкости на объем тела давления. Если тело давления заполнено жидкостью, то вертикальная составляющая давления направлена вниз, в противном случае — вверх.

Сила гидростатического давления жидкости  $P$  определяется геометрическим сложением как равнодействующая горизонтальной  $R_f$  и вертикальной  $R_B$  составляющих:

$$P = R = \sqrt{R_f^2 + R_B^2}. \quad (1.33)$$

Для цилиндрических круговых поверхностей равнодействующая сила давления всегда направлена по радиусу. Если жидкость расположена снаружи цилиндрической поверхности, то полная сила гидростатического давления и ее составляющие находятся по тем же формулам, но с обратным знаком.

Направление линии действия силы  $P$  суммарного давления жидкости на цилиндрическую поверхность всегда проходит через центр кривизны криволинейной поверхности. В то же время сила  $P$  проходит через точку пересечения линий действия составляющих  $P_r$  и  $P_v$ . Тогда точка пересечения линии действия суммарной силы давления  $P$  с криволинейной поверхностью является центром давления.

### 1.3.5. Закон Архимеда

Рассмотрим произвольное тело объемом  $V$ , погруженное в жидкость, и найдем силу, действующую на него со стороны жидкости (рис. 1.12). Для простоты представим, что в жидкость погружена прямоугольная призма объемом  $V$ .

Силу гидростатического давления можно определить по значениям горизонтальных и вертикальных составляющих. Сумма горизонтальных составляющих равна нулю, так как силы давления на боковые грани равны по величине и противоположны по направлению, т. е. взаимно уравновешиваются. Вертикальные составляющие силы гидростатического давления не одинаковы. На верхнее основание площадью  $F$  сверху вниз действует сила

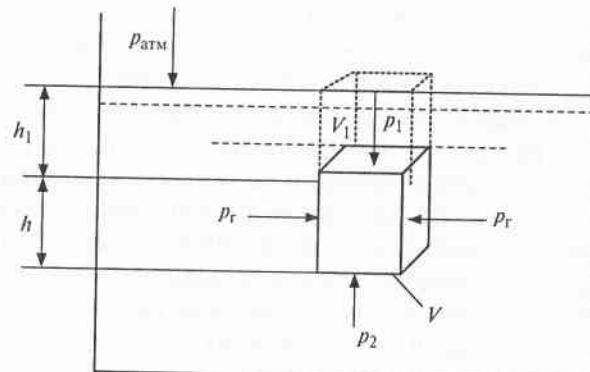


Рис. 1.12. К пояснению закона Архимеда

$P_1 = \rho g h_1 F$ , равная весу жидкости в объеме  $V_1$ . На нижнее основание действует сила  $P_2 = \rho g (h_1 + h)$ , направленная вверх. Причем значение силы  $P_2$  равно весу жидкости в объеме  $V_1 + V$ , находящемся над нижним основанием призмы. Поскольку  $P_2 > P_1$ , то равнодействующая сила гидростатического давления направлена по вертикали вверх и равна архimedовой силе:

$$P = P_2 - P_1 = \rho g h F = \rho g V = P_A, \quad (1.34)$$

где  $\rho g V$  — вес вытесненной телом жидкости.

Закон Архимеда (уравнение (1.34)) читается следующим образом: на тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила, направленная вертикально вверх и равная весу жидкости, вытесненной телом. Закон Архимеда справедлив для тел любой конфигурации, а также для тел, частично погруженных в жидкость.

Сила  $P_A$  называется архimedовой или подъемной (выталкивающей) силой. Она приложена в центре тяжести вытесненного объема жидкости, который называется центром водоизмещения. Центр водоизмещения обычно не совпадает с центром тяжести тела (кроме однородных тел).

Следовательно, на тело, погруженное в жидкость, действуют две силы:

- вес тела  $G$ , приложенный в центре тяжести и направленный вниз;
- подъемная сила  $P_A$ , приложенная в центре водоизмещения и направленная вверх.

Плавучестью называют способность тела плавать в жидкости в погруженном или частично погруженном состоянии. Различают три случая плавания тел:

1)  $G = P_A$  — тело плавает в погруженном состоянии на произвольной глубине (такое состояние называется взвешенным). В этом случае плотности тела  $\rho_t$  и жидкости  $\rho_x$  равны ( $\rho_t = \rho_x$ ), так как  $G = \rho_t g V = P_A = \rho_x g V$ ;

2)  $G > P_A$  (или  $\rho_t > \rho_x$ ) — тело тонет, если его вес больше выталкивающей силы или плотность тела больше плотности жидкости;

3)  $G < P_A$  (или  $\rho_t < \rho_x$ ) — тело всплывает и плавает на поверхности в частично погруженном состоянии.

Для равновесия плавающего тела, полностью погруженного в жидкость, кроме равенства  $G = P_A$  необходимо, чтобы и моменты этих сил также компенсировались.

На основе закона Архимеда создана теория плавания тел.

### Тема 1.4. Приборы для измерения давления, принцип действия

Для измерения давления используются пьезометры, манометры и вакуумметры (рис. 1.13).

**Пьезометры** (рис. 1.14) состоят из стеклянной трубы диаметром не менее 0,5 см, прикрепленной к доске с нанесенной на нее измерительной шкалой, и специального патрубка, с помощью которого стеклянная трубка соединяется с резервуаром в том месте, где необходимо измерить давление (см. рис. 1.13). Их применяют в лабораторных гидравлических исследованиях для измерения давлений до 30...40 кПа.

Верхний конец стеклянной трубы остается открытым и сообщается с атмосферой. Если пьезометр подключить к резервуару, то жидкость в трубке поднимется на некоторую высоту  $h_p$ , которая называется пьезометрической высотой.

Избыточное гидростатическое давление в точке резервуара, к которой подключен пьезометр, определяют по следующей формуле:

$$p_{изб} = \rho g h_p,$$

где  $h_p$  — высота жидкости в пьезометрической трубе.

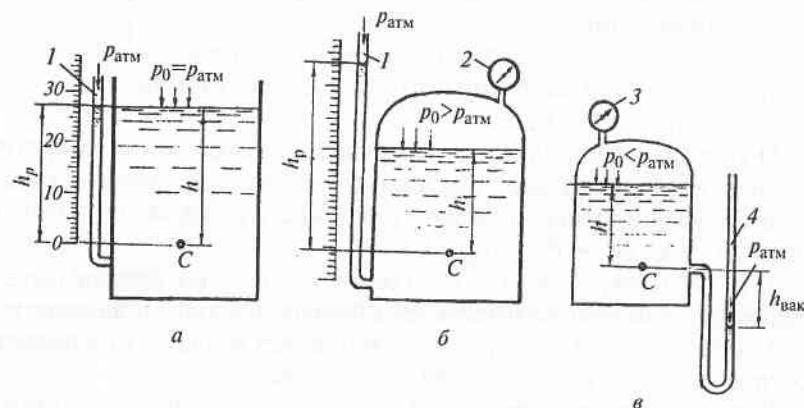


Рис. 1.13. Схемы измерения давления в точке:  
а — пьезометр; б — манометр; в — вакуумметр;  
1 — стеклянная трубка; 2 — пружинный манометр; 3 — мановакуумметр

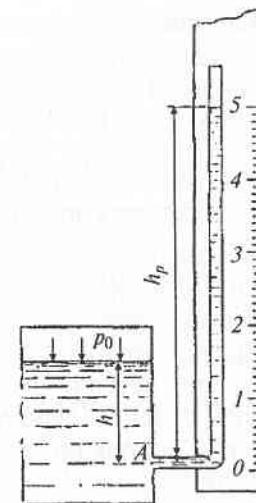


Рис. 1.14. Схема пьезометра

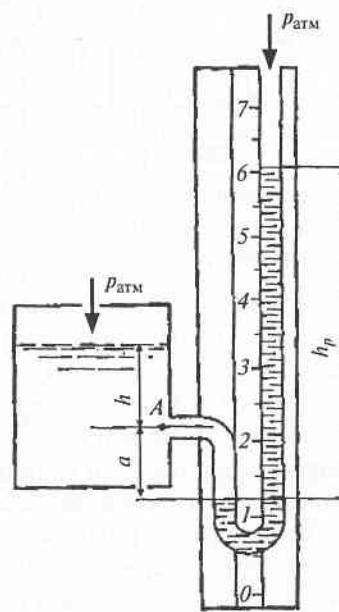


Рис. 1.15. Схема ртутного манометра

**Манометры** (рис. 1.15) бывают жидкостные и механические. Жидкостные манометры обычно заполняются ртутью или спиртом, т. е. жидкостями, отличными от тех, в которых измеряется давление. Наибольшее распространение получили U-образные ртутные манометры, которые используются для измерения давления до 300...400 кПа. В отличие от пьезометра такой манометр состоит из U-образной стеклянной трубы, прикрепленной к доске со шкалой (см. рис. 1.13, б). Один конец трубы соединяется с резервуаром, в котором измеряют давление, а другой остается открытый. Часть трубы заполняется ртутью, уровень которой после подключения манометра к месту измерения давления в левом колене начнет понижаться, а в правом — повышаться до тех пор,

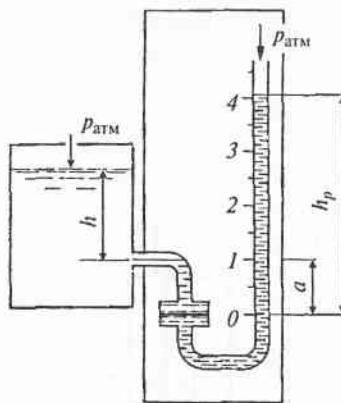


Рис. 1.16. Схема ртутно-чашечного манометра

пока не наступит равновесие. Абсолютное гидростатическое давление в точке  $A$  рассчитывается по уравнению

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{атм}} + \rho_{\text{рт}}gh_p - \rho ga, \quad (1.35)$$

где  $\rho_{\text{рт}}$  — плотность ртути;  $\rho$  — плотность жидкости, в которой измеряется давление;  $h_p$  — разность уровней ртути в левом и правом коленах трубки;  $a$  — понижение уровня ртути в трубке по отношению к точке измерения давления;  $g$  — ускорение свободного падения.

Значения  $h_p$  и  $a$  отчитываются по шкале манометра.

Более совершенным прибором для измерения давления является ртутно-чашечный манометр, состоящий из металлической чашки, наполненной ртутью, и стеклянной трубки, прикрепленной к доске с нанесенной на нее измерительной шкалой (рис. 1.16).

Размеры металлической чашки выбирают такими, которые при измерении обычных давлений обеспечивают незначительное понижение уровня ртути в чашке, которым можно пренебречь. Поскольку значение  $a$  остается практически неизменным, то для определения давления в заданной точке объема жидкости необходимо измерить только одну величину — пьезометрическую высоту  $h_p$ .

Дифференциальные манометры используются для измерения разности давлений в двух областях. Наиболее часто применяются дифференциальные ртутные манометры, состоящие из двух соединенных между собой стеклянных U-образных трубок (рис. 1.17). Ртуть помещается в среднем колене. Когда прибор выключен, ртуть стоит в обеих частях колена на одном уровне. Если же манометр включен, ртуть переместится и займет новое положение, соответствующее условиям равновесия.

Разность давлений в резервуарах можно определить по следующей формуле:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \Delta h g (\rho_{\text{рт}} - \rho), \quad (1.36)$$

где  $\rho$  — плотность жидкости в первом и втором резервуарах.

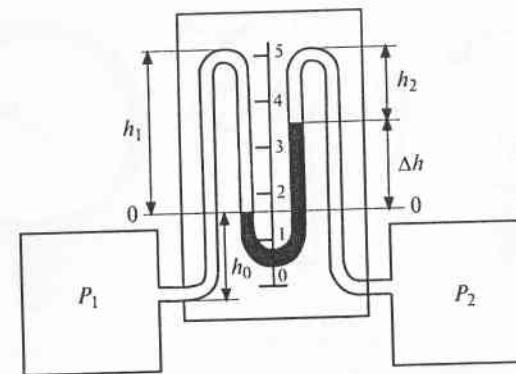


Рис. 1.17. Схема дифференциального ртутного манометра

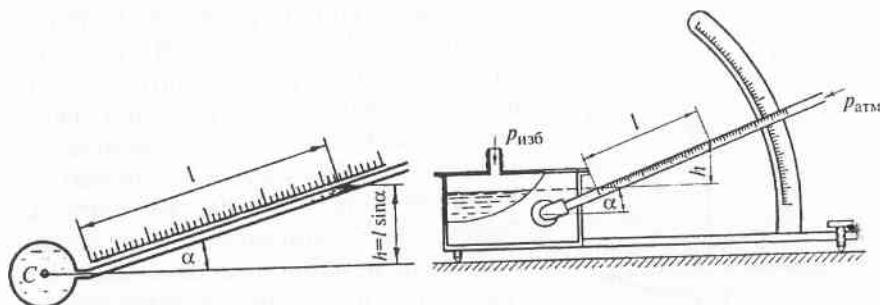


Рис. 1.18. Схемы микроманометров с наклонной трубкой

Если в исследуемых резервуарах жидкость разная, то берутся и разные значения плотности.

Микроманометры имеют наклонную шкалу и применяются для измерения очень малых давлений. При этом вместо малой высоты  $h$  можно отсчитывать значительно большую величину  $l = h/\sin \alpha$  ( $\alpha$  — угол наклона шкалы), избегая тем самым значительных относительных ошибок, неизбежных при отсчетах малых величин. Микроманометры обычно заполняются водой или спиртом (рис. 1.18).

Для измерения давлений выше 400 кПа используются пружинные и мембранные механические манометры.

Пружинный манометр состоит из согнутой по кругу латунной трубы, стрелки и измерительной шкалы (рис. 1.19). Один конец трубы запаян, а другой присоединяется к емкости, в которой не-

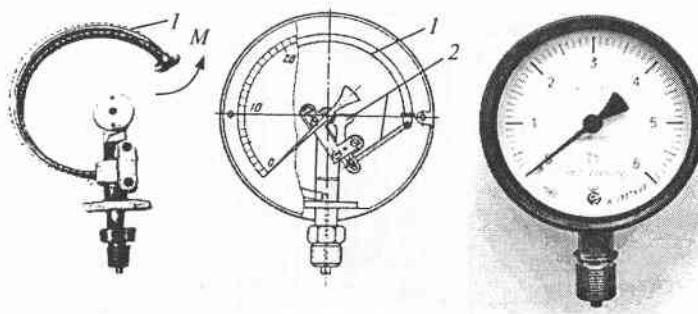


Рис. 1.19. Устройство и общий вид пружинного манометра:  
1 — трубчатая пружина; 2 — передаточный механизм

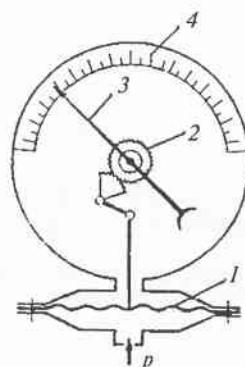


Рис. 1.20. Принципиальная схема мембранныго манометра:  
1 — мембрана; 2 — передаточный механизм; 3 — указательная стрелка; 4 — шкала

В отличие от пружинного у мембранныго манометра латунная трубка заменена волнообразной мембраной (рис. 1.20). Жидкость, в которой измеряется давление, поступает под мембрану и деформирует ее, в результате чего стрелка, соединенная с мембраной, передвигаясь по измерительной шкале, фиксирует значение давления.

Приборы, служащие для измерения значения вакуума, называются *вакуумметрами*. Вакуумметры бывают жидкостные (спиртовые, водяные, ртутные), механические (пружинные и мембранные) и электрические. Вакуумметры по принципу действия и конструкции аналогичны манометрам.

### Тема 1.5. Гидростатические машины

Законы передачи давления в жидкости (закон Паскаля) лежат в основе принципа действия многих машин и механизмов. Рассмотрим некоторые из них.

#### 1.5.1. Гидравлический пресс

Гидравлический пресс широко применяется во многих отраслях народного хозяйства, где требуются большие сжимающие усилия: при обработке металлов давлением (штамповка, ковка, прессование), при брикетировании и прессовании сыпучих материалов и пластических масс, при проведении исследований образцов на сжатие и др. Современные гидравлические прессы могут развивать очень большие усилия (500 кН и более), величина которых ограничивается лишь прочностью конструкции.

На рис. 1.21 показана принципиальная схема гидравлического пресса, который может одновременно служить гидравлическим домкратом. Пресс состоит из двух цилиндров, соединенных между собой трубкой. В малом цилиндре 4 расположен поршень 5, соединенный с рычагом 6, а в большом цилиндре 1 — поршень 2, движение которого ограничено неподвижной платформой 3. В конструкциях промышленных прессов малый цилиндр заменен насосом высокого давления, а к большому цилинду подключено специальное устройство (гидравлический аккумулятор), пред назначенное для выравнивания работы насоса.

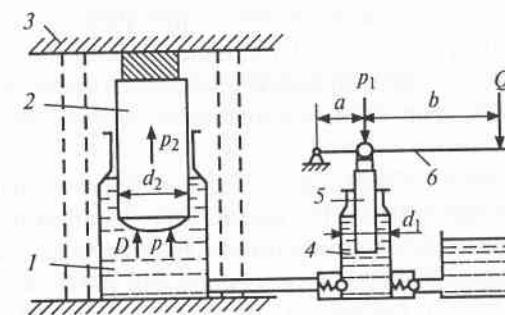


Рис. 1.21. Принципиальная схема гидравлического пресса:  
1 — большой цилиндр; 2, 5 — поршни; 3 — подвижная платформа; 4 — малый цилиндр; 6 — рычаг

Установим основные соотношения, определяющие работу пресса. Если на конец рычага действует сила  $Q$ , а плечи его равны соответственно  $a$  и  $b$ , то, используя правило рычага, можно записать уравнение  $Q(a + b) = P_1 a$ , откуда сила  $P_1 = Q(a + b)/a$ .

Сила  $P_1$ , воздействуя на малый поршень, создает гидростатическое давление в жидкости:

$$p = \frac{P_1}{\pi d^2/4} = \frac{Q(a + b)}{a\pi d^2/4}. \quad (1.37)$$

По закону Паскаля это давление распространяется во все точки жидкости без изменения. На большой поршень воздействует сила  $P_2$ :

$$P_2 = p \frac{\pi d^2}{4} = \frac{Q(a + b)}{a\pi d^2/4} \frac{\pi D^2}{4} = Q \left( \frac{D^2}{d^2} \right) \frac{a + b}{a}, \quad (1.38)$$

где  $d$  и  $D$  — диаметры малого и большого поршней.

Из последней формулы следует, что сила  $P_2$  может достигать сколь угодно больших значений и зависит лишь от соотношения диаметров поршней и плеч рычага.

### 1.5.2. Гидравлический аккумулятор

При работе гидравлических прессов широко используются гидравлические аккумуляторы. Они представляют собой установки, которые накапливают жидкость, подаваемую насосами в период холостого хода пресса, и отдают ее при рабочем ходе пресса. Следовательно, аккумулятор обеспечивает работу насоса с постоянной нагрузкой, соответствующей среднему потреблению жидкости прессами. Кроме того, он является регулятором статического давления в сети.

В технике применяются два основных типа гидравлических аккумуляторов: воздушные и грузовые. Для пояснения принципа работы гидравлического аккумулятора рассмотрим гидравлический грузовой аккумулятор, принципиальная схема которого показана на рис. 1.22. Он состоит из рабочего цилиндра, в котором помещается массивный плунжер  $\Pi$  диаметром  $D$  и площадью  $F$ . На плунжер надевается коромысло  $K$  с подвешенными к нему грузами.

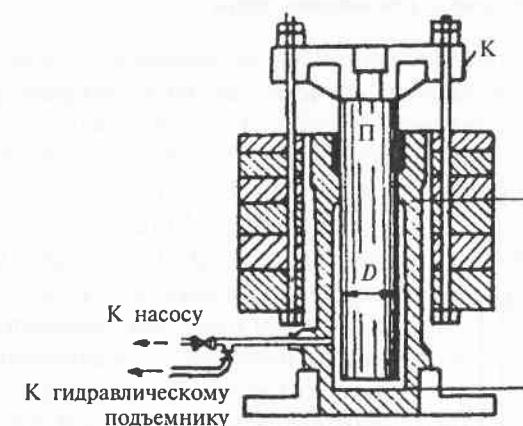


Рис. 1.22. Схема гидравлического аккумулятора:  
П — плунжер; К — коромысло

Рабочий цилиндр при помощи трубы соединяется с насосом, который заряжает аккумуляторы. Во время зарядки насос накачивает в рабочий цилиндр рабочую жидкость (технические масла) под давлением, обеспечивающим подъем плунжера с грузом на высоту  $h$ . Давление, необходимое для зарядки аккумулятора, должно быть равно

$$p = \frac{G + P_{tp}}{F}, \quad (1.39)$$

где  $G$  — вес плунжера аккумулятора с грузами;  $P_{tp}$  — сила трения в уплотнении.

После подъема плунжера на высоту  $h$  в аккумуляторе создается запас энергии, равный  $Gh$ , а жидкость находится под давлением  $p = G/F$ . Сжатая жидкость, подводимая по специальной трубке к рабочему цилинду гидравлического пресса или другой аналогичной установке, произведет необходимую работу, истратив запасенную в аккумуляторе энергию. При этом работа, совершаемая плунжером аккумулятора, равна  $A = pFh$ , а за вычетом потерь в цилиндре аккумулятора

$$A_{\text{эф}} = \eta A, \quad (1.40)$$

где  $\eta$  — КПД гидравлического цилиндра аккумулятора.

### 1.5.3. Гидравлические мультипликаторы

Гидравлические мультипликаторы применяются для увеличения давления в жидкости, нагнетаемой из аккумулятора в рабочий цилиндр гидравлического пресса. Это необходимо в случаях, когда гидравлический аккумулятор не может обеспечить подачи жидкости в пресс под необходимым давлением.

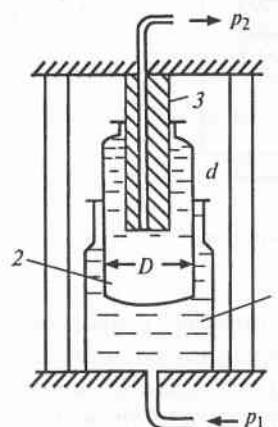


Рис. 1.23. Схема гидравлического мультипликатора:  
1 — рабочий цилиндр; 2, 3 — плунжеры; 4 — трубка

Гидравлический мультипликатор работает следующим образом: жидкость, сжатая в аккумуляторе, подается в цилиндр 1 и поднимает вверх плунжер 2. Одновременно по трубке 4 она поступает из полого плунжера 3 в пресс. В силу неподвижности плунжера 3 плунжер 2, поднимаясь, оказывает давление на жидкость, находящуюся внутри него. Поэтому жидкость вытесняется по трубке, помещенной внутри неподвижного плунжера 3, и передается гидравлическому прессу с увеличенным давлением по сравнению с тем, которое создается аккумулятором.

### Вопросы для самопроверки

1. Что такое жидкость?
2. Дайте определение рабочей жидкости.
3. Что такое реальная жидкость и идеальная жидкость?
4. Перечислите физические и механические свойства жидкостей и приведите их единицы измерения.
5. Дайте определение вязкости.

6. От чего зависит величина кинематической и динамической вязкости и как она определяется?
7. Назовите параметры рабочей жидкости.
8. Как подбирается рабочая жидкость?
9. Что такое гидростатическое давление?
10. Приведите основное уравнение гидростатики.
11. Какими свойствами обладает гидростатическое давление?
12. Приведите единицы измерения гидростатического давления.
13. Как определяется сила гидростатического давления на плоскую поверхность аналитически?
14. Дайте определение силы гидростатического давления на криволинейную поверхность.
15. Постройте эпюру силы гидростатического давления на плоскую поверхность.
16. Как определяется сила гидростатического давления на плоскую поверхность графически?
17. Объясните закон Архимеда.
18. Что такое центр водоизмещения?
19. Перечислите приборы для измерения давления.
20. Как работают пьезометры?
21. Объясните принцип работы манометров.
22. Перечислите типы манометров?
23. На основе каких законов работают гидравлические машины?
24. Перечислите основные гидростатические машины.
25. Как работает гидравлический пресс?
26. Где применяют гидравлические аккумуляторы?
27. Для чего применяют гидравлические мультипликаторы?

## Раздел 2

### Теоретические основы гидродинамики

#### Тема 2.1. Основные понятия и определения гидродинамики

##### 2.1.1. Основные задачи и понятия гидродинамики

**Гидродинамика** — раздел гидравлики, в котором рассматриваются законы движения и взаимодействия жидкости с неподвижными и подвижными поверхностями.

Движение жидкости существенно отличается от движения твердого тела. При движении жидкости расстояние между ее частицами не остается постоянным. Перемещение достаточно малого объема жидкости можно представить в виде суммы трех движений — поступательного, вращательного движения всего объема в целом, а также перемещения различных частиц объема относительно друг друга. В движущейся жидкости учитывают как массовые силы, так и силы трения (вязкость).

Движущаяся жидкость характеризуется двумя параметрами: скоростью течения  $v$  и гидродинамическим давлением  $p$ . Основной задачей гидродинамики является определение этих параметров при заданной системе внешних сил.

При движении жидкости скорость и давление могут изменяться в пространстве и во времени. В связи с этим различают два вида движения жидкости: установившееся и неустановившееся.

**Установившимся** называется движение, при котором скорость и давление в каждой точке пространства, занятого жидкостью, не изменяются во времени и является функцией только ее координат, т. е.

$$v = f_1(x, y, z); \quad p = f_2(x, y, z).$$

При **неустановившемся** движении давление  $p$  и скорость  $v$  изменяются в каждой точке не только с изменением координат, но и во времени:

$$v = f_1(x, y, z, \tau); \quad p = f_2(x, y, z, \tau).$$

Под **жидкой частицей** в гидродинамике понимают условно выделенный очень малый объем жидкости, изменением формы которого можно пренебречь. Каждая частица жидкости при движении описывает кривую, которая называется *траекторией движения*.

Под **потоком** жидкости понимают движущуюся массу жидкости, полностью или частично ограниченную поверхностями. Поверхности раздела могут быть твердыми или образованными самой жидкостью на границе раздела фаз. Границами потоков служат стенки труб, каналов, открытая поверхность жидкости, а также поверхность обтекаемых потоком тел.

**Напорным** называется движение потока в закрытых руслах при полном заполнении поперечного сечения жидкостью. Например, напорное движение в трубах. Оно возникает за счет разности давлений в начале и конце трубопровода.

**Безнапорным** называется движение жидкости в открытых руслах, когда поток имеет свободную поверхность. В этом случае движение осуществляется только за счет сил тяжести, т. е. при наличии уклона (движение воды в каналах, реках, лотках и т. д.).

**Струи** представляют собой потоки жидкости, вытекающие через отверстия или сопла под действием напора. Струи могут быть ограничены со всех сторон газообразной или жидкой средой. В первом случае они называются свободными, во втором — затопленными.

**Линией тока** называют воображаемую кривую в движущемся потоке жидкости, для которой векторы скоростей каждой из частиц жидкости, находящихся на ней в данный момент времени, являются касательными к этой кривой (рис. 2.1).

Линия тока при установленвшемся движении совпадает с траекторией частиц. Для неустановившегося движения линии тока не совпадают с траекторией. Линия тока характеризует направление

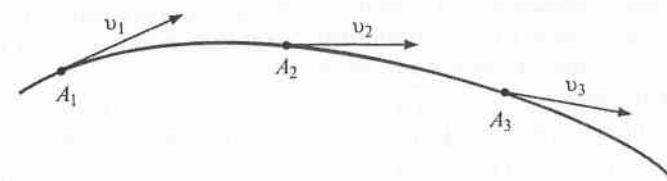


Рис. 2.1. Линия тока

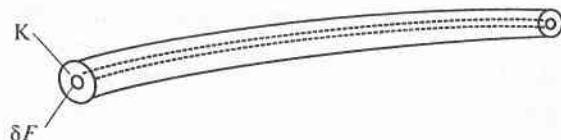


Рис. 2.2. Трубка тока:  
К — контур жидкости

ние движения всех частиц, расположенных на ней в данный момент, а траектория представляет собой путь, пройденный одной частицей за какое-то время  $t$ .

Движение жидкости зависит от многих факторов, учесть которые очень трудно. Поэтому действительное движение заменяют упрощенной моделью. В основе гидродинамики лежит струйчатая модель движения, которая предполагает, что поток жидкости состоит из бесконечно большого числа элементарных струек.

Если в потоке движущейся жидкости выделить элементарную площадку  $\delta F$ , ограниченную контуром  $K$ , и через все его точки провести линии тока, то образуется трубчатая поверхность, называемая *трубкой тока* (рис. 2.2). Жидкость, движущаяся внутри трубки тока, называется *элементарной струйкой* (см. рис. 2.2).

*Сечение, расположенное нормально к линиям тока, называется живым сечением элементарной струйки.*

Элементарная струйка при установившемся движении обладает следующими свойствами:

- ее форма и ориентация в пространстве остаются неизменными во времени;
- боковая поверхность струйки непроницаема для жидкости, т.е. ни одна частица жидкости не может проникнуть внутрь или выйти наружу через боковые стенки трубки тока;
- ввиду малости живого сечения струйки скорость и давление во всех точках этого сечения следует считать одинаковыми. Однако вдоль струек значения скорости  $v$  и давления  $p$  в общем случае могут изменяться.

*Живым сечением потока  $F$  называется площадь сечения потока, перпендикулярная к направлению линий тока и ограниченная его внешним контуром. Площадь живого сечения потока (рис. 2.3) равна сумме площадей живых сечений элементарных струек.*

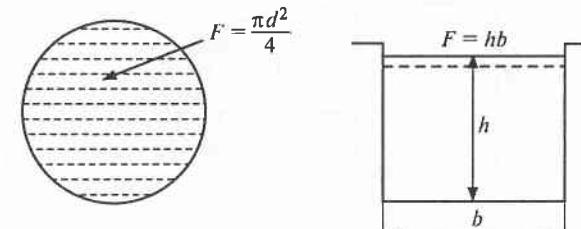


Рис. 2.3. Площадь живого сечения потока

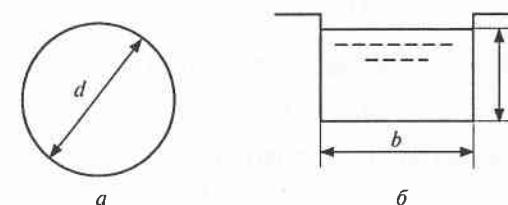


Рис. 2.4. Смоченный периметр:  
 $a$  — круглой трубы,  $\Pi = \Pi_r = \pi d$ ;  $b$  — прямоугольного лотка,  $\Pi = b + 2h$ ,  
 $\Pi_r = 2b + 2h$

*Смоченным периметром потока  $\Pi$  называется длина контура живого сечения, по которой жидкость соприкасается с ограничивающими ее стенками. При напорном движении жидкости смоченный периметр  $\Pi$  совпадает с геометрическим периметром  $\Pi_r$ , при безнапорном не совпадает (рис. 2.4).*

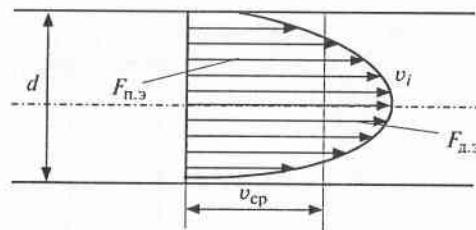
*Гидравлическим радиусом  $R_r$  называется отношение площади живого сечения к смоченному периметру:*

$$R_r = \frac{F}{\Pi} \quad (2.1)$$

Геометрический радиус и гидравлический радиус — совершенно разные понятия, даже в случае напорного движения жидкости в круглой трубе. Например, для трубы диаметром  $d$  геометрический радиус  $r = \frac{d}{2}$ , а гидравлический  $R_r = \frac{\pi d^2}{4\pi d} = \frac{d}{4} = \frac{r}{2} \neq r$ .

При гидравлических расчетах часто используется понятие *эквивалентного диаметра*:

$$d_{экв} = 4R_r = 4 \frac{F}{\Pi} \quad (2.2)$$



**Рис. 2.5.** К понятию «средняя скорость»:  
 $F_{\text{п.э.}}$  — площадь прямоугольной эпюры скоростей (средних);  $F_{\text{д.э.}}$  — площадь действительной (криволинейной) эпюры

Для круглых напорных труб диаметром  $d$

$$d_{\text{экв}} = 4R_r = d.$$

Для труб прямоугольного сечения

$$d_{\text{экв}} = 4R_r = \frac{2bh}{b+h}.$$

Расходом называется количество жидкости, протекающей через живое сечение потока в единицу времени. Различают объемный  $V_c$ , массовый  $M_c$  и весовой  $G_c$  расходы жидкости. Между ними существует связь

$$V_c = \frac{M_c}{\rho} = \frac{G_c}{\rho g}. \quad (2.3)$$

Для элементарной струйки элементарный расход определяется по формуле

$$dV_c = v dF, \quad (2.4)$$

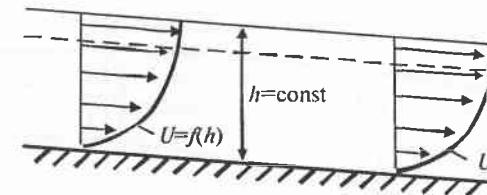
где  $dF$  — площадь живого сечения элементарной струйки.

Объемный расход потока равен сумме элементарных расходов струек.

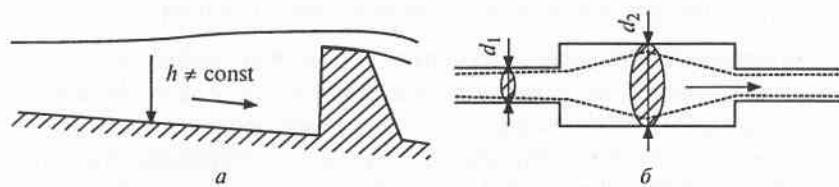
Скорость жидкости в различных точках живого сечения потока различна, и точный закон изменения скорости по сечению не всегда известен, поэтому для упрощения расчетов вводят понятие средней скорости для данного живого сечения  $v_{cp}$ , тогда

$$V_c = v_{cp} F. \quad (2.5)$$

Средняя скорость — фиктивная скорость потока, которая считается одинаковой для всех частиц данного сечения и подобрана



**Рис. 2.6.** Равномерное движение в канале призматической формы



**Рис. 2.7.** Примеры возникновения неравномерного движения:  
 $a$  — перед подпорным сооружением;  $b$  — при внезапном сужении

так, что расход, определенный по ее значению, равен истинному значению расхода (рис. 2.5).

Установившееся движение характеризуется постоянством расхода во времени. Различают равномерное и неравномерное установившееся движение.

*Равномерным установившимся движением* называется такое движение жидкости, при котором средняя скорость и площади живых сечений потока не изменяются по его длине, например установившееся движение в цилиндрической трубе, движение в канале призматической формы (рис. 2.6).

*Неравномерным установившимся движением* называется такое движение, при котором средняя скорость и площади живых сечений изменяются по длине, например движение в трубе переменного сечения, движение в открытых руслах при наличии перегораживающих сооружений (рис. 2.7).

### 2.1.2. Уравнение неразрывности потока

Рассмотрим установившееся движение потока жидкости, ограниченное с боков линиями тока. Двумя произвольными сечениями  $1-1$  и  $2-2$ , нормальными к линиям тока, выделим некоторый отсек потока (рис. 2.8).

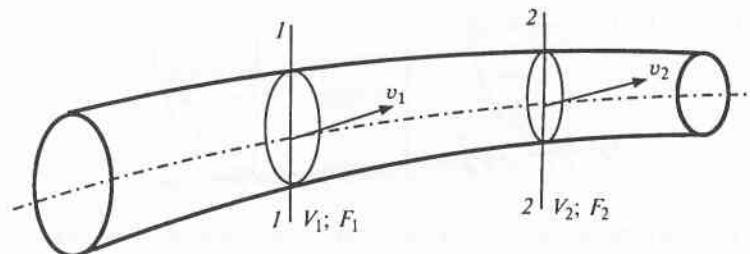


Рис. 2.8. К выводу уравнения неразрывности потока

За время  $dt$  через живое сечение 1–1 внутрь отсека поступает объем жидкости  $V_1 dt$ , а через живое сечение 2–2 за то же время из него выходит объем жидкости  $V_2 dt$ . Учитывая, что проникновение жидкости через боковые поверхности, образованные линиями тока, невозможно, что жидкость несжимаема и соблюдается условие сплошности (т. е. невозможно образование пустот, не заполненных жидкостью), можно утверждать, что объемы жидкости на входе и выходе равны между собой  $V_{c1} dt = V_{c2} dt$ . Поскольку 1–1 и 2–2 взяты произвольно, то можно написать

$$V_{c1} = V_{c2} = V_{c3} = V_{cn} = \text{const}$$

или

$$V_c = \text{const} \text{ (вдоль потока).} \quad (2.6)$$

Уравнение (2.6) называют уравнением постоянства расхода или уравнением неразрывности потока. Его можно записать в следующем виде:

$$Fv_{cp} = \text{const} \text{ (вдоль потока).} \quad (2.7)$$

Уравнение (2.7) — первое основное уравнение гидродинамики. Оно читается так: при установившемся движении несжимаемой жидкости произведение площади живого сечения  $F$  на среднюю скорость  $v_{cp}$  есть величина постоянная. Иначе

$$F_1 v_{cp1} = F_2 v_{cp2} \text{ или } \frac{v_{cp1}}{v_{cp2}} = \frac{F_2}{F_1}, \quad (2.8)$$

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

### 2.1.3. Режимы движения жидкости

Еще в 1839 г. Г. Хагеном и в 1880 г. Д.И. Менделеевым в результате экспериментальных исследований движущихся жидкостей было установлено, что существует два режима движения жидкости. Наиболее полные лабораторные исследования режимов движения жидкости и их влияния на потери напора провел английский физик О. Рейнольдс в 1883 г. Установка Рейнольдса для исследования режимов движения жидкости показана на рис. 2.9. К баку 1, заполненному исследуемой жидкостью, при соединена горизонтальная стеклянная труба 7 с вентилем 8, предназначенным для регулирования скорости течения жидкости. Над баком установлен сосуд 4 с раствором краски. От сосуда отходит тонкая стеклянная трубка 6 с регулирующим вентилем 5. Конец тонкой трубки входит в стеклянную трубку 7. Для пополнения бака жидкостью служит труба 2 с регулирующим вентилем 3. Таким образом, уровень в баке может либо изменяться, либо поддерживаться постоянным.

Опыты проводились следующим образом. Емкости заполняли исследуемой и окрашенной жидкостью. Затем постепенно открывали вентили 8, 5, 3; при этом устанавливали необходимые (вначале замедленные) режимы движения жидкости. Зная объем мер-

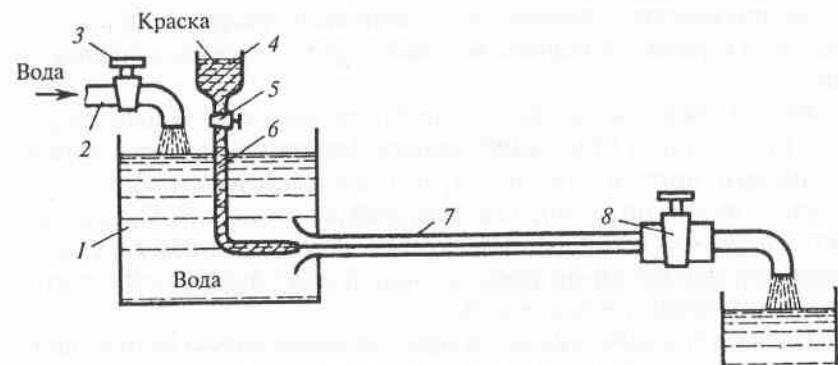


Рис. 2.9. Схема установки Рейнольдса для исследования режимов движения жидкости:

1 — бак с жидкостью; 2 — труба; 3, 5, 8 — вентили; 4 — сосуд с краской; 6, 7 — стеклянные трубы

ного сосуда и время его заполнения, можно определить расход жидкости.

Зная скорость движения жидкости в стеклянной трубе 7, диаметр трубы и род самой жидкости, Рейнольдс установил следующее. При небольших скоростях течения в трубке 7 окрашенная жидкость движется в виде отчетливо выраженной тонкой струйки, не смешиваясь с потоком неокрашенной воды (см. рис. 2.9). Если присоединить к этой трубе пьезометр или трубку Пито, то они покажут давления и скорости, постоянные во времени, и отсутствие колебаний (пульсаций), т. е. слоистый характер жидкости.

При увеличении скорости потока жидкости в трубке 7 окрашенная струйка начинает совершать волнообразное движение, затем на отдельных ее участках появляются разрывы, и при каком-то определенном значении скорости струйка полностью разрывается, размываясь исследуемой жидкостью. Красящая жидкость расходится по всему объему трубы, равномерно окрашивая всю массу жидкости. Если в это время подмешать в исследуемый поток мелкие частицы какого-либо твердого вещества с плотностью, равной плотности самой жидкости, то эти частицы опишут сложные криволинейные траектории, выполняемые элементарными струйками. Таким образом, слоистый характер движения жидкости переходит в вихреобразное вращательное движение. При этом пьезометр или трубка Пито покажут непрерывные пульсации давления и скоростей в потоке жидкости. Если постепенно прикрывать вентиль 8 и уменьшать скорость движения жидкости в трубке 7, первоначальный характер течения восстановится.

Режим движения жидкости, наблюдаемый при малых скоростях, при котором отдельные струйки жидкости движутся параллельно друг другу и оси потока, называется *ламинарным* (от лат. *lamina* — лента, полоска), т. е. ленточным, слоистым. Он наблюдается в тонких капиллярных трубках, в кровеносных сосудах, а также при движении по трубам очень вязких жидкостей: нефти, мазута, смазочных масел и т. п.

Режим движения жидкости при больших скоростях отличается неупорядоченным движением элементов жидкости и называется *турбулентным* (от лат. *turbulentus* — беспорядочный). Несмотря на свою сложность, турбулентный режим движения имеет определенные закономерности. В жидкости наблюдаются отдельные слои с ламинарным режимом, с переходным режимом и турбу-

лентный поток. Тurbулентный режим встречается довольно часто в природе и в искусственных сооружениях: при движении воды в реках, каналах, трубах и т. д.

Обобщив результаты опытов, проведенных с трубами круглого сечения, Рейнольдс пришел к выводу, что основными факторами, определяющими характер режима движения, являются: средняя скорость жидкости  $v$ , диаметр трубопровода  $d$ , плотность жидкости  $\rho$  и ее вязкость  $\mu$ . При этом была установлена следующая зависимость: чем больше размеры поперечного сечения потока и плотность жидкости и чем меньше ее вязкость, тем быстрее при увеличении скорости движения жидкость переходит от ламинарного режима к турбулентному.

Скорость, при которой происходит смена режимов движения жидкости, называется *критической*.

На основании экспериментальных данных Рейнольдс установил, что значения критических скоростей, соответствующих точкам перехода ламинарного режима в турбулентный, непостоянны. Поэтому для характеристики режима движения жидкости был введен более объективный показатель — безразмерный параметр, названный критерием, или числом Рейнольдса (Re):

$$Re = \frac{vd\rho}{\mu} = \frac{vd}{\nu}, \quad (2.9)$$

где  $\nu = \mu/\rho$  — кинематический коэффициент вязкости.

Выполненными исследованиями было установлено, что минимальное значение числа Рейнольдса, соответствующее переходу ламинарного режима в турбулентный, равно 2320. Это число было названо критическим числом Рейнольдса:

$$Re_{kp} = 2320.$$

Число  $Re = 2320$  не следует рассматривать как строго регламентированное. Оно может меняться в довольно широких пределах и зависит не только от входящих в формулу величин, но и еще от ряда внешних факторов: шероховатости труб, сотрясения трубопровода, резкого изменения скорости и др. Если устранить влияние этих факторов, то можно задержать переход ламинарного режима в турбулентный и довести значение  $Re_{kp}$  до 11 000—13 000.

Из сравнения верхнего и нижнего значений критического числа Рейнольдса видно, что верхнее значение превышает нижнее значение почти в 6 раз. Следовательно, между ними лежит большая зона, где движение жидкости в зависимости от условий может происходить в ламинарном или турбулентном режимах. Однако ламинарный режим движения в этой зоне неустойчив и легко переходит в турбулентный. Такая зона называется *переходной*. В настоящее время в практических расчетах обычно исходят из одного критического значения числа Рейнольдса  $Re_{kp} = 2320$ . Считается, что при  $Re < 2320$  всегда имеет место ламинарный режим, а при  $Re > 2320$  — турбулентный. Такой подход обеспечивает некоторый запас прочности при гидравлических расчетах.

Можно определить критическое значение числа Рейнольдса для труб не только круглого сечения, но и любой другой конфигурации.

Известно, что гидравлический радиус и диаметр связаны соотношением  $d = 4R_g$ . Тогда  $Re = \frac{v^4 R_g}{v}$ , откуда  $\frac{v R_g}{v} = \frac{Re}{4}$ .

Принимая  $Re_{kp} = 2320$  независимо от формы живого сечения, находим критерий для сечения любой формы:  $2320/4 = 575$ . Таким образом, если  $\frac{v R_g}{v} < 575$ , то режим будет ламинарный, если

же  $\frac{v R_g}{v} > 575$ , то — турбулентный.

## Тема 2.2. Уравнение Бернулли и его практическое применение

### 2.2.1. Энергетический смысл уравнения Бернулли

Жидкость независимо от того, находится ли она в состоянии покоя или движения, обладает некоторым запасом энергии, равным сумме внутренней, потенциальной и кинетической энергий.

Внутренняя энергия жидкости  $U$  представляет собой энергию молекул жидкости, всегда совершающих поступательное и вращательное движение и потому обладающих энергией этих движений.

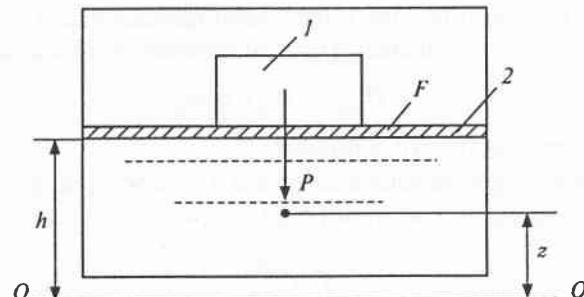


Рис. 2.10. К определению потенциальной энергии жидкости:  
1 — груз; 2 — поршень

Скорость молекул, а следовательно, их внутренняя энергия  $U$  увеличивается с повышением температуры. К внутренней энергии относятся также: потенциальная энергия молекул, зависящая от сил притяжения между ними; энергия внутримолекулярных колебаний, которая определяется колебательным движением атомов, входящих в состав молекулы. Внутренняя энергия  $U$  измеряется в джоулях (Дж).

**Потенциальная энергия** жидкости состоит из потенциальной энергии давления  $\Pi_p$  и потенциальной энергии положения  $\Pi_{\text{пол}}$  жидкости. Выражение для потенциальной энергии давления можно получить, определив давление поршня на некоторый объем жидкости в сосуде (рис. 2.10).

Если поршень находится под действием груза  $P$ , то жидкость находится под давлением

$$p = \frac{P}{F},$$

где  $F$  — площадь поршня.

Потенциальная энергия давления  $\Pi_p$  в данном случае равна потенциальной энергии груза  $Ph$ . Заменяя  $P$  на  $pF$  и учитывая, что  $Fh = V$  (объем жидкости), получаем, что потенциальная энергия давления

$$\Pi_p = Ph = pFh = pV. \quad (2.10)$$

Потенциальная энергия положения  $\Pi_{\text{пол}}$  определяется высотой  $z$  центра тяжести (ЦТ) объема жидкости над некоторой про-

извольно выбранной горизонтальной плоскостью  $O-O$ , называемой *плоскостью сравнения*. Потенциальная энергия положения

$$\Pi_{\text{пол}} = G_{\text{ж}} z = mgz. \quad (2.11)$$

где  $G_{\text{ж}}$  — вес жидкости в объеме  $V$ .

*Кинетическая энергия* жидкости  $T$ , движущейся со скоростью  $v$ , определяется по следующей формуле:

$$T = \frac{mv^2}{2}. \quad (2.12)$$

В итоге полная энергия  $E$  жидкости равна  $\Sigma(U + \Pi_p + \Pi_{\text{пол}} + T)$ :

$$E = U + pV + mgz + \frac{mv^2}{2}. \quad (2.13)$$

Сумма внутренней энергии и потенциальной энергии давления называется *энталпийей* (теплосодержанием):

$$I = U + pV. \quad (2.14)$$

Тогда полная энергия жидкости, Дж,

$$E = I + mgz + \frac{mv^2}{2}. \quad (2.15)$$

Разделив все члены выражения (2.15) на  $m$ , получим удельную энергию жидкости, Дж/кг, т. е. энергию 1 кг жидкости:

$$E_{\text{уд}} = u + pV_{\text{об}} + gz + \frac{v^2}{2}, \quad (2.16)$$

или

$$E_{\text{уд}} = i + gz + \frac{v^2}{2},$$

где  $u$  — внутренняя энергия 1 кг жидкости, Дж/кг;  $V_{\text{об}}$  — объем, занимаемый 1 кг жидкости (удельный объем), м<sup>3</sup>/кг;  $i$  — удельная энталпия, т. е. энталпия 1 кг жидкости, Дж/кг;  $v$  — средняя скорость движения жидкости, м/с.

При движении жидкости по трубопроводу без дополнительного подвода энергии (источника работы или тепловой энергии  $Q$ ) или ее отвода удельная энергия жидкости по закону сохранения энергии не изменяется. При перемещении жидкости

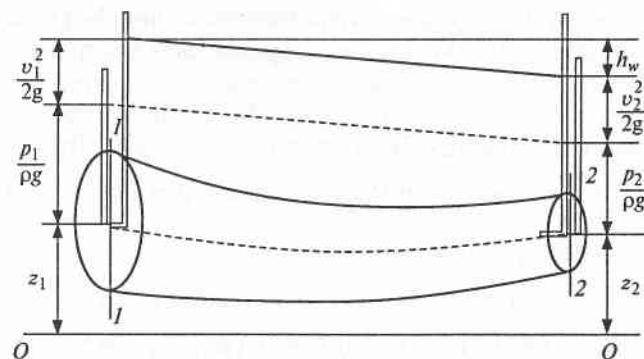


Рис. 2.11. К выводу уравнения Бернуlli

от некоторого сечения 1—1 до сечения 2—2 (рис. 2.11) удельные энергии жидкости в этих сечениях будут одинаковы:

$$u_1 + p_1 V_{1\text{об}} + gz_1 + \frac{v_1^2}{2} = u_2 + p_2 V_{2\text{об}} + gz_2 + \frac{v_2^2}{2}. \quad (2.17)$$

Учитывая, что  $V_{\text{об}} = 1/\rho$ , (где  $\rho$  — плотность жидкости;  $V_{\text{об}}$  — удельный объем жидкости), получаем

$$u_1 + \frac{p_1}{\rho_1} + gz_1 + \frac{v_1^2}{2} = u_2 + \frac{p_2}{\rho_2} + gz_2 + \frac{v_2^2}{2}. \quad (2.18)$$

Формула (2.18) пригодна для любой жидкости, включая газы и капельные жидкости. Для любой капельной жидкости (идеальной и реальной)  $\rho_1 = \rho_2 = \rho$ . Идеальная жидкость движется без трения, поэтому (при отсутствии подвода теплоты) ее температура и внутренняя энергия  $u$  не будут изменяться, следовательно, в данном случае  $u_1 = u_2 = u$ . Тогда уравнение энергетического баланса (2.18) примет следующий вид:

$$gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = gz_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2}$$

или

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}. \quad (2.19)$$

Уравнение (2.19) выражает энергетический баланс движущейся идеальной жидкости и называется *уравнением Бернулли*. В уравнении (2.19) первый член  $z_i$  выражает удельную потенциальную энергию положения жидкости в сечении потока, имеет размерность длины и называется *геометрическим напором*. Второй член  $\frac{p_1}{\rho g}$  выражает удельную потенциальную энергию давления жидкости и также имеет размерность длины:

$$\left[ \frac{p}{\rho g} \right] = \left[ \frac{\text{Н/м}^2}{(\text{кг}/\text{м}^3) \cdot (\text{м}/\text{с}^2)} \right] = \frac{(\text{кг} \cdot \text{м}/\text{с}^2) \cdot (1/\text{м}^2)}{(\text{кг}/\text{м}^3) \cdot (\text{м}/\text{с}^2)} = \frac{\text{м}^3}{\text{м}^2} = \text{м}.$$

Энергия давления может быть измерена при помощи вертикальной пьезометрической трубы. Под действием давления  $p_i$  жидкость поднимается в трубке на высоту  $h_i = \frac{p_i}{\rho g}$ , которая называется *пьезометрическим* (или статическим) *напором*. Третий член уравнения  $\frac{v_i^2}{2g}$  выражает удельную кинетическую энергию движущейся жидкости в  $i$ -м сечении. Этот член называется *скоростным* или *динамическим напором* и также имеет размерность длины:

$$\left[ \frac{v^2}{2g} \right] = \left[ \frac{\text{м}^2/\text{с}^2}{\text{м}/\text{с}^2} \right] = \text{м}.$$

Скоростной напор равен высоте, на которую может подняться струя жидкости, вытекающей вертикально вверх с начальной скоростью  $v$ .

Таким образом, согласно уравнению Бернулли, при движении идеальной жидкости сумма геометрического, пьезометрического и скоростного напоров во всех сечениях потока является постоянной величиной.

Рассмотрим уравнение Бернулли для реальной (вязкой) жидкости (см. рис. 2.13). Реальная жидкость движется с трением. В этом случае при переходе жидкости от сечения 1—1 к сечению 2—2 часть удельной энергии будет расходоваться на преодоление трения и других сопротивлений. Потерянная при этом энергия превращается в теплоту, вследствие чего увеличивается внутренняя энергия жидкости (при отсутствии теплообмена с окружающей средой).

Из уравнений (2.18) и (2.19) (при  $\rho_1 = \rho_2 = \rho$ ) получаем

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{u_2 - u_1}{g}, \quad (2.20)$$

где  $\frac{u_2 - u_1}{g} = h_w$  — потерянный напор, м,

или

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_w. \quad (2.21)$$

Для реальной жидкости уравнение Бернулли читается так: при установившемся движении реальной жидкости сумма геометрического, пьезометрического, скоростного и потерянного напоров в каждой точке любого сечения потока является постоянной величиной.

### 2.2.2. Геометрический смысл уравнения Бернулли

Все напоры имеют размерность длины, поэтому уравнение Бернулли для наглядности можно представить графически. При графическом представлении все напоры изображаются вертикальными отрезками, а их сумма — вертикалью, проведенной из произвольно выбранной плоскости сравнения  $O-O$  (нулевой уровень) до общей горизонтальной плоскости  $N-N$  (для идеальной жидкости) (рис. 2.12, а). Если в рассматриваемых сечениях поместить открытые изогнутые стеклянные трубы, один конец которых направлен по оси потока навстречу течению (трубы Пито), то высота подъема жидкости в трубах будет соответствовать сумме пьезометрического и скоростного напоров.

Для реальной жидкости отрезок  $h_w$  будет характеризовать величину потерянного напора при ее движении от сечения 1—1 до сечения 2—2 (см. рис. 2.12, б).

Сумма геометрического, пьезометрического и скоростного напоров называется гидродинамическим напором. Если соединить уровни жидкости в трубах Пито, то получим нисходящую кривую  $E-E$  (для реальной жидкости), которая называется ли-

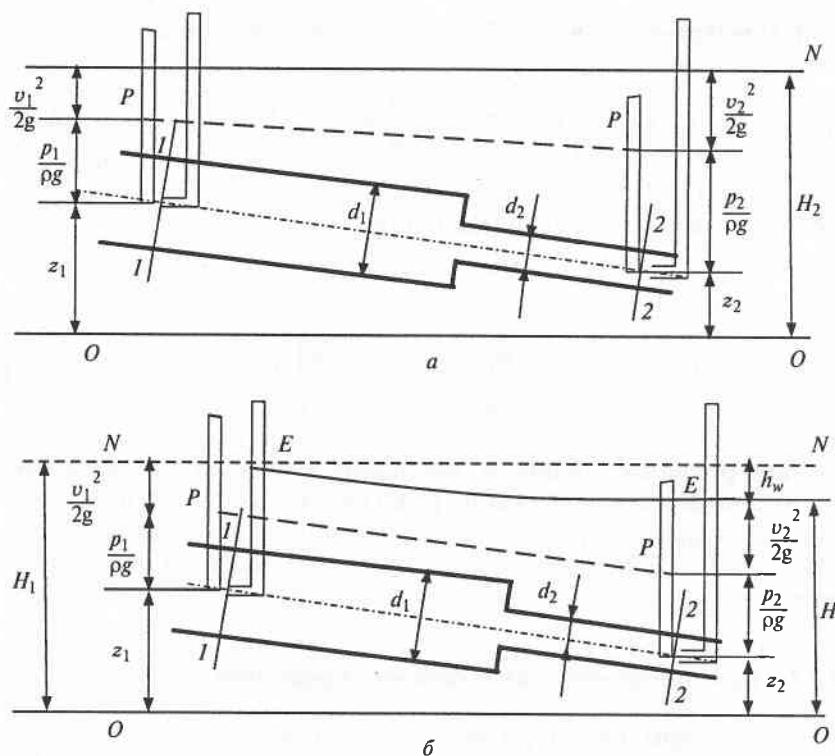


Рис. 2.12. Графическое изображение уравнения Бернулли:  
а — для идеальной жидкости; б — для реальной жидкости

нией гидродинамического напора, или линией падения напора (напорная линия, линия удельной энергии) (см. рис. 2.12, б).

На рис. 2.12, б видно, что гидродинамический напор реальной жидкости уменьшается в направлении ее движения на величину напора, потеряную между начальным и конечным сечениями потока. Падение соответствующего напора на единицу длины называется соответственно *гидравлическим*, или *пьезометрическим уклоном*.

Используя уравнение Бернулли, можно определить скорость и расход жидкости, т. е. пропускную способность аппаратов и трубопроводов, а также время истечения жидкости и ее полный напор.

### 2.2.3. Практическое применение уравнения Бернулли

Уравнение Бернулли находит самое широкое применение в технике. Работа ряда устройств и приборов основана на использовании этого важнейшего закона гидравлики. На основании уравнения Бернулли создан ряд приборов: водомер Вентури, водоструйный насос, эжектор, карбюратор и т. д. Рассмотрим некоторые из них.

**Карбюратор.** Карбюратор предназначен для образования рабочей смеси топлива в поршневых двигателях внутреннего сгорания, т. е. для подсоса бензина и смешивания его с воздухом. Схема простейшего карбюратора показана на рис. 2.13. Он состоит из поплавковой камеры 1, жиклера 2 и всасывающего патрубка 3 с диффузором 4. Поток воздуха засасывается двигателем через патрубок. Во время прохождения через суживающуюся часть (диффузор) скорость потока увеличивается до  $v_{2B}$ , при этом скорость движения струи бензина в сечении II—II будет  $v_{26}$ . С возрастанием скорости воздуха и кинетической энергии потока  $\frac{v^2}{2g}$ , согласно

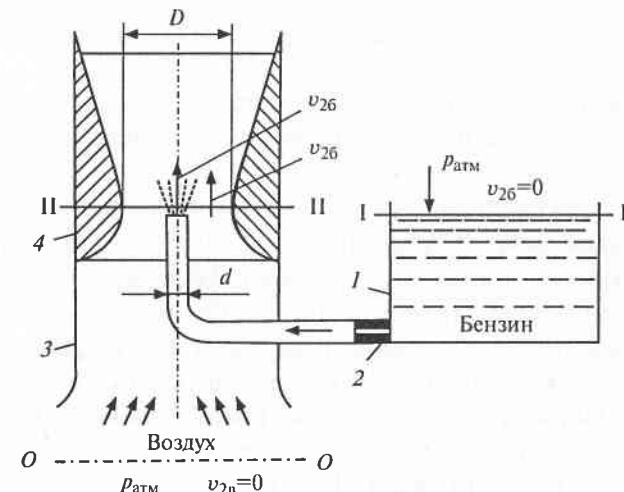


Рис. 2.13. Схема простейшего карбюратора:  
1 — поплавковая камера; 2 — жиклер; 3 — всасывающий патрубок; 4 — диффузор

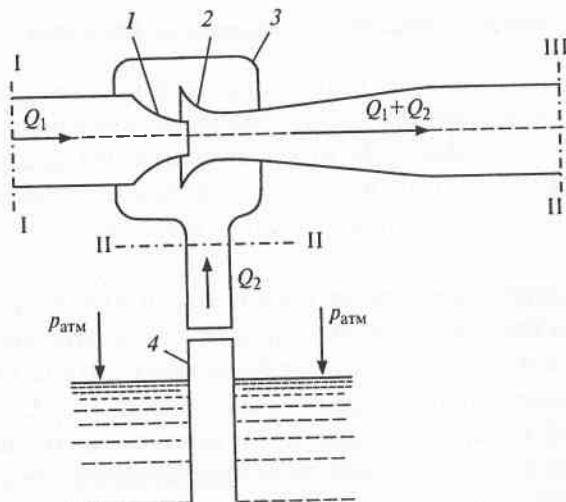


Рис. 2.14. Схема струйного насоса:  
1, 2 — насадки; 3 — камера; 4 — патрубок

закону Бернулли, уменьшается потенциальная энергия  $\frac{p}{\rho g}$ , а следовательно, и давление  $p$ , так как  $z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = \text{const.}$

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

Понижение давления в области диффузора способствует подсасыванию бензина из поплавковой камеры через жиклер и его распылению. Воздушный поток захватывает пары бензина и, об разуя рабочую смесь, подает ее в камеру сгорания двигателя.

**Струйный насос.** Струйный насос нашел широкое применение в технике. Иногда его называют эжектором. На рис. 2.14 представлена схема струйного насоса. Он состоит из двух насадок: сходящегося 1, в котором происходит сжатие рабочего потока  $Q_1$  воздуха или жидкости и увеличение его скорости, и постепенно расширяющегося насадка 2, расположенного в камере 3. Вследствие увеличения скорости потока давление в струе и во всей камере, согласно закону Бернулли, уменьшается. В связи с этим атмосферное давление  $p_{\text{атм}}$ , которое постоянно воздействует на свободную поверхность жидкости, поднимает ее (поток  $Q_2$ ) по патрубку 4 в камеру 3, где она подхватывается рабочим потоком

жидкости (воздуха) и направляется в расширяющийся насадок. Здесь скорость постепенно снижается, а давление возрастает до атмосферного. Струйные насосы применяются в жидкостных реактивных двигателях.

**Трубчатый расходомер Вентури.** Этот измерительный прибор имеет ряд достоинств. Он прост в изготовлении и эксплуатации (в нем отсутствуют какие-либо движущиеся части), имеет низкую стоимость, характеризуется незначительными потерями напора. Прибор можно использовать для измерения расхода как однородных, так и неоднородных жидкостей, широко применяется в лабораторных и промышленных условиях.

Трубчатый расходомер Вентури (рис. 2.15) состоит из плавно сужающегося участка трубы (сопла), соединенного цилиндрической вставкой с постепенно расширяющимся участком (диффузором). Скорость потока в суженном участке возрастает, а давление падает. Возникает перепад давлений, который можно измерить двумя пьезометрами или дифференциальным манометром.

Разность давлений  $\frac{p}{\rho g} = h$ , скорость и расход жидкости находятся в определенной зависимости, которая может быть получена из уравнения Бернулли для двух сечений I—I и II—II. Средняя скорость в сечении II—II

$$v_2 = \sqrt{\frac{2gh}{1 - (d_1/d_2)^4}}. \quad (2.22)$$

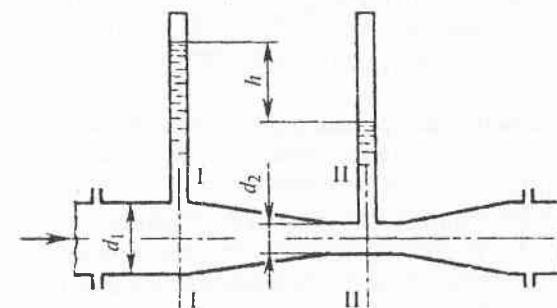


Рис. 2.15. Трубчатый расходомер Вентури

Расход жидкости в трубопроводе определяется по следующей формуле:

$$V = v_2 F_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} \sqrt{\frac{2gh}{1 - (d_1/d_2)^4}}. \quad (2.23)$$

Учитывая неравномерность распределения скоростей в сечении потока, а также неизбежные потери напора за счет сопротивлений внутри приборов, действительный расход несколько отличается от расхода, определяемого по формуле. Поэтому вводят коэффициент  $m$ , учитывающий влияние указанных факторов. Этот коэффициент  $m$  устанавливается опытным путем на основании ряда предварительных измерений расходов при различных скоростях и вводится в уравнение:

$$V = m \frac{\pi d_2^2}{4} \sqrt{\frac{2gh}{1 - (d_1/d_2)^4}}. \quad (2.24)$$

Учитывая, что почти все величины, входящие в формулу (2.24), имеют постоянные значения, заранее можно вычислить постоянную расходомера:

$$C = m \frac{\pi d_2^2}{4} \sqrt{\frac{2g}{1 - (d_1/d_2)^4}}.$$

В результате уравнение (2.24) упростится:

$$V = C\sqrt{h}.$$

Существуют и другие приборы, работающие по принципу создания искусственного перепада давления и на основе закона Бернулли, например диафрагма (водомерная шайба) и сопло. Расход жидкости в этих приборах определяется аналогично, по уравнению (2.24).

**Гидродинамические трубы.** Гидродинамические трубы предназначены для измерения местных скоростей в отдельных точках живого сечения потока жидкости.

Простейшей гидродинамической трубкой является трубка Пито (рис. 2.16). Трубка Пито изогнута под прямым углом и устанавливается в потоке навстречу течению жидкости. Если трубка установлена в открытом потоке, где на свободной поверхности жидкости давление равно атмосферному, то высота поднятия

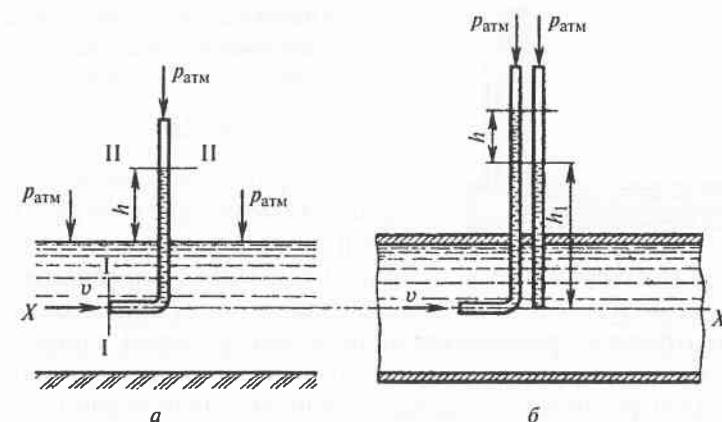


Рис. 2.16. Трубка Пито:  
а — для измерения скорости безнапорного потока; б — для измерения скорости напорного потока

жидкости в трубке над поверхностью потока будет соответствовать скоростному напору, т. е.  $h = \frac{v^2}{2g}$ . Отсюда можно найти теоретическую скорость движения жидкости:

$$v = \sqrt{2gh}. \quad (2.25)$$

Если жидкость движется в напорном трубопроводе, то для измерения скорости используется усовершенствованная трубка Пито—Прандтля (рис. 2.16, б). Трубка Прандтля состоит из двух трубок: одна из них представляет собой обычный пьезометр, измеряющий пьезометрический напор  $\frac{p}{\rho g} = h$ , а другая — аналогична трубке Пито. Прибор предназначен для измерения значения полного напора  $\frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}$ .

Действительная скорость будет несколько больше, чем измеряемая трубкой Пито, так как из уравнения Бернулли определяем теоретическую скорость, не учитывающую потерю напора в самой трубке и нарушений распределения скоростей в потоке жидкости, вызванных введением трубки. Эти погрешности можно учесть, введя поправочный коэффициент  $k$ , определяемый эксперимен-

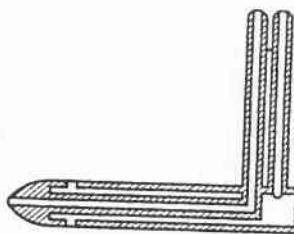


Рис. 2.17. Трубка Прандтля

концентрически расположеными в нем трубками. Приемником полного давления является отверстие осевого канала, а приемником пьезометрического напора — канавки на боковой поверхности цилиндра.

Помещая трубку Прандтля в различные точки поперечного сечения потока жидкости или воздуха, можно найти распределение скоростей в этом сечении и затем вычислить значение расхода. Трубку Прандтля можно также использовать в качестве датчика для измерения скорости полета самолета и других аппаратов.

### Тема 2.3. Гидравлические сопротивления в трубопроводах

Под термином «гидравлические сопротивления» понимают силы трения, возникающие в реальной жидкости при ее движении. На преодоление гидравлических сопротивлений поток жидкости расходует часть удельной энергии, которую называют *гидравлическими потерями напора*. Гидравлические потери зависят от режима движения жидкости, формы сечения русла и его изменения, характера поверхности стенок и вязкости жидкости. Гидравлические потери напора делятся на *потери на трение по длине* и *местные потери*. Гидравлические потери измеряются либо в линейных единицах — метрах (м), либо в единицах давления — паскалях (Па).

Потери напора по длине обусловлены силами внутреннего трения и представляют собой потери энергии. Они складываются из сопротивления трения о стенки и возрастают пропорционально длине трубы. Местные сопротивления возникают при изменении направления и скорости потока.

тально для каждой трубы. Таким образом, действительную скорость рассчитывают по следующей формуле:

$$v = k\sqrt{2gh}. \quad (2.26)$$

Усовершенствованная трубка Прандтля позволяет измерять скоростной и пьезометрический напоры (рис. 2.17). Прибор представляет собой хорошо обтекаемый цилиндр с

### Тема 2.3. Гидравлические сопротивления в трубопроводах

Потерю напора на трение при установившемся равномерном прямолинейном движении потока по трубопроводу круглого сечения можно найти по формуле Вейсбаха—Дарси:

$$h_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (2.27)$$

или в единицах давления

$$\Delta p_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2}, \quad (2.28)$$

где  $\lambda$  — коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси), зависящий от режима движения потока и шероховатости стенок трубопровода.

Для ламинарного режима  $\lambda$  зависит только от числа Рейнольдса и определяется по формуле

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (2.29)$$

Формула Вейсбаха—Дарси справедлива и для турбулентного режима. Но в этом случае коэффициент  $\lambda$  зависит не только от числа  $Re$ , но и от шероховатости труб. Определение  $\lambda$  для турбулентного режима довольно сложная задача. В настоящее время его находят по эмпирическим формулам и графикам (например, график Никурадзе).

Экспериментально было установлено, что при турбулентном режиме существует три области, в которых коэффициент  $\lambda$  по-разному зависит от числа  $Re$ :

- 1) область гидравлически гладких труб (русел);
- 2) переходная область (область доквадратического сопротивления);
- 3) область гидравлически шероховатых труб (квадратического сопротивления).

Физическая картина существования этих областей в одной и той же трубе объясняется следующим образом. У всякой трубы или русла на стенках имеются выступы шероховатости. Их высота зависит от материала труб, технологии их изготовления, времени эксплуатации, качества воды и т. д. Согласно исследованиям Прандтля в турбулентном потоке скорости непосредственно у стенок равны нулю. Поэтому принято считать, что вблизи стенок русла имеется тонкий подслой жидкости толщиной  $\delta$ , где скорости столь малы, что в его пределах движение жидкости близко к

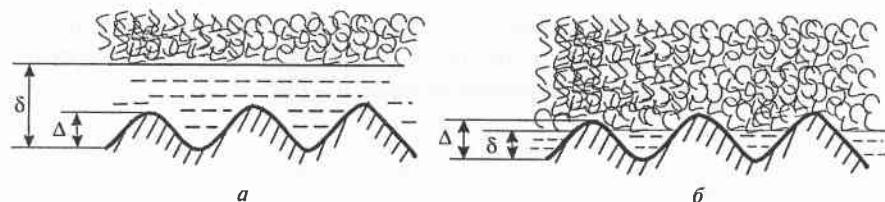


Рис. 2.18. К понятию «гладкой» (а) и «шероховатой» (б) трубы

ламинарному. Этот слой, толщина которого измеряется долями миллиметра, называется **вязким (ламинарным) подслоем**.

Если через  $\Delta$  обозначить среднюю высоту выступов шероховатости, то возможны следующие соотношения  $\Delta$  и  $\delta$  (рис. 2.18).

Если  $\delta > \Delta$ , то выступы шероховатости прикрыты вязким подслоем, турбулентная часть потока не касается выступов и скользит по ламинарному слою как по гладкой трубе. В этом случае имеют место так называемые гидравлически гладкие трубы и потери напора не зависят от шероховатости трубы.

Если  $\delta < \Delta$ , то выступы шероховатости вклиниваются в турбулентную зону и в них ударяются частицы турбулентного ядра потока. При этом потери напора и коэффициент  $\lambda$  зависят от шероховатости трубы.

Опыты показывают, что толщина ламинарного подслоя зависит от числа Рейнольдса. При увеличении числа  $Re$  толщина ламинарного подслоя уменьшается:

$$\delta = 30 \frac{d}{Re \sqrt{\lambda}}. \quad (2.30)$$

Поэтому понятия гидравлически гладкой и шероховатой стенки относительны. Одна и та же стенка в одних условиях (при малых  $Re$ ) может быть «гладкой», в других условиях (при больших  $Re$ ) — «шероховатой».

Поскольку выступы шероховатости неодинаковы, то пользуются понятием **эквивалентной шероховатости**  $\Delta_{\text{экв}}$ , т. е. такой равнозернистой шероховатости, при которой потери на трение равны потерям при действительной шероховатости. Значения  $\Delta_{\text{экв}}$  приведены в справочниках.

Эквивалентная шероховатость в зависимости от диаметра трубы по разному сказывается на величине гидравлических сопро-

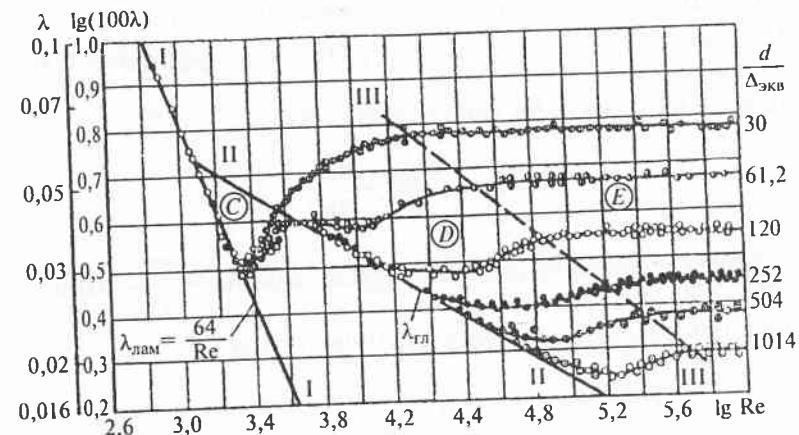


Рис. 2.19. График Никурадзе  $\lambda = f\left(Re, \frac{d}{\Delta_{\text{экв}}}\right)$  для труб с однородной равнозернистой шероховатостью:

I — зона ламинарного режима; II — зона переходного режима; III — зона турбулентного режима; С — область гидравлически гладких русел; D — доквадратичная область сопротивлений; E — квадратичная область сопротивлений

тивлений, поэтому в гидравлике используют понятия относительной шероховатости  $\frac{\Delta_{\text{экв}}}{d}$  или относительной гладкости  $\frac{d}{\Delta_{\text{экв}}}$ .

Коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  при турбулентном режиме в зависимости от области сопротивления определяется как функция от  $Re$  и  $\frac{\Delta_{\text{экв}}}{d}$  (рис. 2.19).

Область сопротивления гидравлически гладких труб возникает при  $Re < \frac{10d}{\Delta_{\text{экв}}} (\delta > \Delta_{\text{экв}})$ . Значение  $\lambda$  можно определить по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}, \quad (2.31)$$

или по формуле Конакова:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}. \quad (2.32)$$

Переходная область сопротивления возникает при  $\frac{10d}{\Delta_{\text{ЭКВ}}} < \text{Re} < \frac{500d}{\Delta_{\text{ЭКВ}}} (\delta \approx \Delta_{\text{ЭКВ}})$ . В этой области коэффициент  $\lambda$  рекомендуется вычислять по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta_{\text{ЭКВ}}}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}. \quad (2.33)$$

Область шероховатых труб возникает при  $\text{Re} > \frac{500d}{\Delta_{\text{ЭКВ}}}$ . При этом  $\lambda$  можно вычислить по формуле Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta_{\text{ЭКВ}}}{d} \right)^{0,25}. \quad (2.34)$$

Существуют и другие формулы для определения коэффициента  $\lambda$  при движении в трубах, изготовленных из различных материалов (стекло, пластмасса, бетон и т. д.). Они приведены в справочниках. Кроме того,  $\lambda$  можно определить по таблицам и графикам, которые также приведены в справочной литературе (см. рис. 2.19).

Местные потери напора (энергии) обусловлены наличием местных гидравлических сопротивлений, к которым относятся вход и выход потока из трубы, внезапные сужения и расширения труб, колена, тройники, отводы, диафрагмы, краны, задвижки, дроссели и т. д. Сопротивления называются местными, поскольку они располагаются на малом участке потока ( $l_m \approx 0$ ) в определенном месте. Местные потери напора, как и потери по длине, обусловлены работой сил трения.

Потери напора на преодоление местных сопротивлений определяют по формуле Вейсбаха:

$$h_m = \zeta_m \frac{v^2}{2g}, \quad (2.35)$$

или в единицах давления

$$\Delta p_m = \rho g h_m = \zeta_m \frac{\rho v^2}{2}, \quad (2.36)$$

где  $\zeta_m$  — коэффициент местного гидравлического сопротивления.

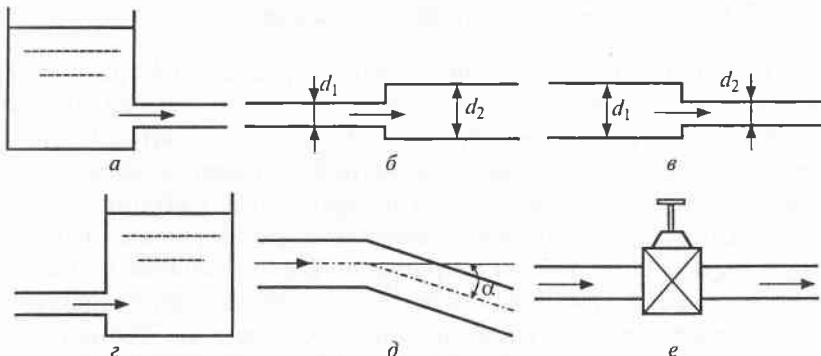


Рис. 2.20. Некоторые виды местных сопротивлений:

*а* — вход в трубу  $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$ ; *б* — внезапное расширение  $\zeta_{\text{вн.р}} = (v_1/v_2 - 1)^2 = (F_2/F_1 - 1)^2 = (d_2^2/d_1^2 - 1)$ ; *в* — внезапное сужение  $\zeta_{\text{вн.с}} = 0,5(1 - F_2/F_1) = 0,5(1 - d_2^2/d_1^2)$ ; *г* — выход из трубы в резервуар  $\zeta_{\text{вых}} = 1$ ; *д* — поворот трубы (угол  $\alpha$ )  $\zeta_{\text{пов}} = f(\alpha)$ ; *е* — кран (задвижка),  $\zeta_{\text{пов}} = f$ , (конструкция крана, угол закрытия  $\alpha$ )

Коэффициент  $\zeta_m$  зависит от формы местного сопротивления и иногда от числа  $\text{Re}$  и определяется опытным путем. Значения  $\zeta_m$  для различных видов местных сопротивлений приведены в справочниках по гидравлике.

На рис. 2.20 приведены некоторые виды местных сопротивлений и значения  $\zeta_m$ .

Для колена  $\zeta_{\text{пов}}$  зависит от угла поворота колена, для крана — от степени его открытия.

Общие потери напора жидкости  $h_w$  складываются из потерь напора на трение (по длине трубопровода)  $h_l$  и суммы потерь на местные сопротивления:

$$h_w = h_l + \sum h_m = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + \sum \zeta_m \frac{v^2}{2g} = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_m \right) \frac{v^2}{2g} = \zeta_c \frac{v^2}{2g}, \quad (2.37)$$

где  $\zeta_c$  — коэффициент сопротивления системы.

Потери давления, Па, определяются по следующей формуле:

$$\Delta p = h_w \rho g = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_m \right) \frac{\rho v^2}{2} = \zeta_c \frac{\rho v^2}{2}. \quad (2.38)$$

### Тема 2.4. Расчет простых трубопроводов

Трубопроводный транспорт для перемещения различных жидких, газообразных, твердых продуктов и их смесей широко используется в различных отраслях народного хозяйства. Сравнительно недавно трубопроводы применялись главным образом для перемещения воды, нефти и нефтепродуктов. Сегодня область применения трубопроводов значительно расширилась: это осушение (дренажные трубы) и орошение (дождевальные машины), медицина (искусственные кровеносные сосуды), теплоэнергетика, пищевые перерабатывающие производства и др. Транспортировка жидкостей по трубопроводам очень экономична и легко поддается количественной и качественной регулировке.

Наряду с трубопроводами самых незначительных размеров (капилляры), используемыми в лабораторной технике и контрольно-измерительной аппаратуре, применяются трубопроводы с диаметром в несколько метров (водоводы гидроэлектростанций) и протяженностью в тысячи километров (магистральные водо- и нефтепроводы).

Все трубопроводы подразделяют на две категории: простые и сложные. Простой трубопровод не имеет разветвлений на пути движения жидкости от точки забора до точки потребления (рис. 2.21, а). Как правило, такие трубопроводы выполнены из труб одного диаметра, но могут представлять собой последовательное соединение труб разного диаметра с поворотами под любым углом и в любой плоскости.

Сложный трубопровод имеет хотя бы одно разветвление или место примыкания труб (рис. 2.21, б). Как правило, сложный тру-

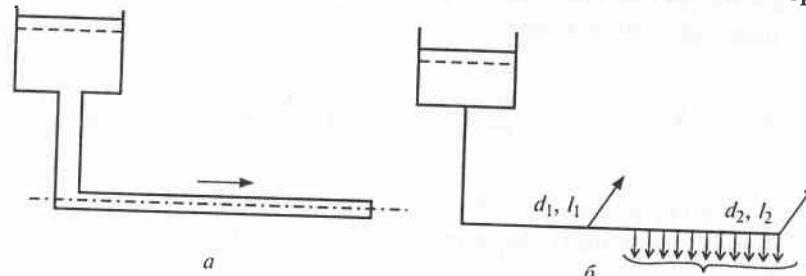


Рис. 2.21. Трубопровод:  
а — простой; б — сложный

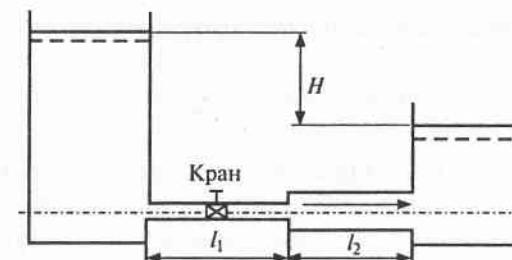


Рис. 2.22. Короткий трубопровод

бопровод состоит из основной (магистральной) трубы и ряда отходящих от нее ответвлений (участков). Отдельные участки труб в целях рационального распределения жидкости по потребителям могут объединяться в сети.

В зависимости от величины потерь напора различают гидравлически короткие и гидравлически длинные трубопроводы, причем их проектирование и расчет имеют существенные различия.

Короткими считают трубопроводы небольшой длины, имеющие, как правило, большое количество местных сопротивлений, в которых местные потери составляют примерно 5...10 % потерь напора на трение по длине (рис. 2.22).

В длинных трубопроводах, наоборот, потери напора на местные сопротивления настолько малы по сравнению с потерями по длине, что их либо не учитывают, либо принимают по эквивалентной длине.

При гидравлическом расчете трубопроводов используют следующие основные расчетные зависимости: уравнение Бернулли, уравнение постоянства расхода, уравнение Дарси—Вейсбаха, которое можно преобразовать в одно из следующих выражений:

- уравнение Шези

$$V = C \sqrt{R h_w / l} = C \sqrt{RI}, \quad (2.39)$$

где  $C$  — коэффициент Шези, зависящий от шероховатости и гидравлического радиуса трубопровода;

- уравнение расхода жидкости

$$V = vF = CF\sqrt{RI} = K\sqrt{I} = K\sqrt{h_w / l}, \quad (2.40)$$

где  $K$  — расходная характеристика трубопровода,

$$K = CF\sqrt{R} = \sqrt{\frac{g\pi^2 d^5}{8\lambda}}. \quad (2.41)$$

Значения расходных характеристик, вычисленных по формуле (2.41) для всех видов труб, выпускаемых промышленностью, сведены в специальные таблицы, называемые таблицами Шевелева.

Вводя понятие располагаемого напора и объединив все потери, получаем другой вид расчетного уравнения Бернулли:

$$H = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} + \sum h_w, \quad (2.42)$$

где  $H = (z_1 + p_1/\rho g) - (z_2 + p_2/\rho g)$  — располагаемый напор трубопровода;  $\sum h_w$  — суммарные потери напора в трубопроводе.

Если площади сечений питателя и приемника трубопровода достаточно велики по сравнению с сечением трубопровода (например, при подаче воды из водоема в резервуар), то скоростными напорами в этих сечениях пренебрегают, и тогда уравнение (2.42) упрощается:

$$H = \sum h_w. \quad (2.43)$$

Из уравнения (2.43) следует, что весь располагаемый напор тратится на преодоление гидравлических сопротивлений. Это уравнение применимо независимо от размеров питателя и приемника, если трубопровод имеет большую длину, а скоростные напоры на входе и выходе оказываются пренебрежимо малыми по сравнению с потерями напора на трение по его длине.

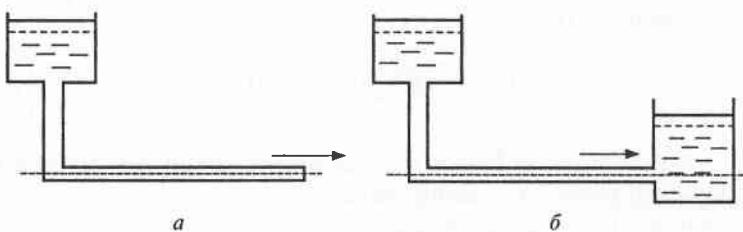


Рис. 2.23. Истечение жидкости:  
а — свободное; б — затопленное

При этом могут иметь место два случая: истечение жидкости под уровень и в атмосферу (рис. 2.23).

При истечении под уровень уравнение Бернулли приводится к виду:

$$H = \left(1 + \frac{\lambda l}{d} + \sum \zeta\right) \frac{v^2}{2g}, \quad (2.44)$$

а при истечении в атмосферу —

$$H = \left(\frac{\lambda l}{d} + \sum \zeta + 1\right) \frac{v^2}{2g}. \quad (2.45)$$

Сравнивая уравнения (2.44) и (2.45), видно, что они тождественны. Однако необходимо помнить, что при истечении под уровень единица, стоящая в скобках, представляет собой коэффициент местных потерь на выходе потока под уровень, а в случае истечения в атмосферу она учитывает кинетическую энергию, оставшуюся в потоке при выходе из трубопровода.

Таким образом, для простого трубопровода длиной  $l$  и с постоянным диаметром  $d$  при турбулентном режиме уравнение Бернулли принимает вид

$$H = \frac{v^2}{2g} \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta\right) = \frac{16v^2}{\pi^2 d^4 2g} \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta\right). \quad (2.46)$$

Коэффициенты сопротивления трения  $\lambda$  и местных сопротивлений  $\zeta$  выбирают, исходя из зависимостей, рассмотренных выше. При этом могут быть использованы значения коэффициентов, полученные аналитическим, графическим способами или на основе табличных данных.

Подставив в формулу (2.46) значения постоянных величин и вычислив числовой множитель, получим новый вид расчетного уравнения:

$$H = 0,0827 \frac{v^2}{d^4} \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta\right). \quad (2.47)$$

Гидравлический расчет простых трубопроводов обычно сводится к определению одного из трех значений при заданных других:

- напора  $H$  при известных расходе  $V$  жидкости, диаметре  $d$  и длине трубопровода  $l$ ;

- расхода  $V$  жидкости при известных диаметре  $d$ , длине  $l$  трубопровода и напоре  $H$ ;
- диаметра  $d$  трубопровода при заданных расходе  $V$  жидкости и напоре  $H$ .

При расчете трубопроводов используют два метода:

- 1) полный, учитывающий все сопротивления трубопровода;
- 2) сокращенный, с использованием расходных характеристик и поправочных коэффициентов на местные сопротивления.

Рассмотрим основные задачи при расчете при простого трубопровода полным методом.

**Задача 1.** Дано: длина  $l$  трубопровода, диаметр  $d$ , геодезические отметки в начальном  $z_1$  и конечном  $z_2$  пунктах и расход  $V$ . Требуется определить напор  $H$ , необходимый для подачи заданного расхода из начального пункта в конечный.

Для полного расчета используем уравнение

$$H = \frac{8V^2}{\pi^2 d^4 g} \left( 1 + \frac{\lambda l}{d} + \sum \zeta \right).$$

Коэффициенты  $\lambda$  и  $\zeta$  находим с учетом режима движения жидкости, определяемого числом Рейнольдса  $Re = \frac{4V}{\pi d v}$ , а также в зависимости от шероховатости  $\Delta$  труб.

**Задача 2.** Дано: длина  $l$  трубопровода, диаметр  $d$ , напор насоса  $H$ , геодезические отметки в начальном  $z_1$  и конечном  $z_2$  пунктах. Требуется определить расход  $V$ .

Расход вычисляется по уравнению

$$V = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2gH}{1 + \lambda l/d + \sum \zeta}}.$$

Прямое вычисление расхода здесь выполнить невозможно, так как коэффициенты  $\lambda$  и  $\zeta$  являются функциями числа Рейнольдса  $Re$ , а оно оказывается неопределенным в условиях данной задачи потому, что само связано с неизвестным и искомым расходом  $V$ . Поэтому решение находят методом последовательных приближений, полагая в первом приближении, что имеет место квадратичный закон сопротивления, при котором коэффициенты  $\lambda$  и  $\zeta$  не зависят от числа  $Re$ .

**Задача 3.** Дано: напор насоса  $H$ , расход  $V$ , длина  $l$  трубопровода, отметки геодезических высот  $z_1$  и  $z_2$ . Требуется определить диаметр  $d$  трубопровода.

Решение задачи аналитическим путем связано со значительными трудностями, так как в этом случае не только неизвестно число  $Re$ , куда входит значение диаметра, но и само уравнение по отношению к искомому диаметру оказывается уравнением высоких степеней, не приводимых к логарифмическому виду. В связи с этим задачу решают методом последовательного приближения. В первом приближении полагают, что имеет место квадратичный закон сопротивлений, при котором коэффициент  $\lambda$  является функцией диаметра. Тогда уравнение можно привести к следующему виду:

$$V_c = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2gH}{1 + \lambda l/d + \sum \zeta}} = f(d),$$

где  $\lambda = f_1(d)$ .

Задаваясь при постоянном напоре  $H$  рядом значений диаметра  $d_1 - d_3$  и т. д., можно вычислить ряд соответствующих значений расхода  $V_1 - V_3$  и т. д. и построить график  $V = f(d)$ . По графику можно определить диаметр трубопровода, отвечающий заданному расходу  $V$ .

**Задача 4.** Дано: длины участков трубопровода  $l_1 - l_3$  и их диаметры  $d_1 - d_3$ , расход  $V_c$ . Трубы соединены последовательно. Определить необходимый напор  $H$ .

Уравнение Бернуlli для данного случая можно записать в следующем виде:

$$z_1 - z_2 = H = h_{w1} + h_{w2} + h_{w3},$$

где  $h_{w1}, h_{w2}, h_{w3}$  — потери напора на первом, втором и третьем участках.

Потери напора на первом участке будут равны

$$h_{w1} = \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{v_1^2}{2g} + \sum \zeta \frac{v_1^2}{2g} = \left( \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \sum \zeta_1 \right) \frac{8V^2}{g\pi^2 d_1^4}.$$

Аналогично можно выразить потери напора на остальных участках. Подставив выражения для определения потерь на каждом участке и просуммировав их, получим

$$H = \frac{8V^2}{g\pi^2} \left[ \left( \lambda_1 \frac{l_1}{d_1^5} + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2^5} + \lambda_3 \frac{l_3}{d_3^5} \right) + \left( \sum \zeta_1 + \sum \zeta_2 + \sum \zeta_3 \right) \right].$$

Таким образом, при последовательном соединении труб разных диаметров необходимо суммировать потери напора на его отдельных участках.

Полученное уравнение показывает, что решения первой и второй задач для трубопровода переменного сечения будут такими же, как для трубопровода постоянного сечения.

Третья задача, если в ней требуется определить каждый диаметр, становится неопределенной, так как каждое уравнение содержит число неизвестных, равное числу участков. Чтобы решить эту задачу, нужно задать диаметры труб для всех участков, кроме одного, или использовать графический метод решения.

## Тема 2.5. Гидравлический удар в трубопроводах

*Гидравлическим ударом* называют резкое повышение давления в трубопроводах при внезапной остановке движущейся в них жидкости. Причинами такой остановки могут быть: быстрое закрытие задвижки на трубопроводе, внезапная остановка насоса или турбины, различные аварии и т. д. Особенно опасен гидравлический удар в длинных магистральных трубопроводах, в которых огромные массы жидкости движутся с большими скоростями. В этом случае в результате резкого повышения давления в трубопроводе могут произойти повреждения мест соединения труб (стыков, фланцев, переходов), разрыв стенок трубопровода, поломка насоса и т. п.

Гидравлический удар следует рассматривать как частный случай неустановившегося движения жидкости. Теорию гидравлического удара разработал Н.Е. Жуковский в 1898 г. Он установил, что гидравлический удар в трубе является быстропротекающим периодическим процессом, который сопровождается упругими деформациями жидкости и стенок трубы.

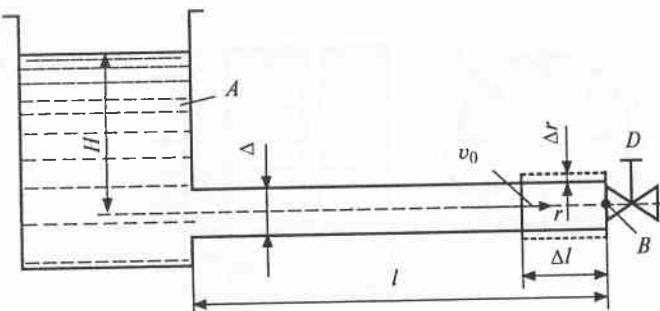


Рис. 2.24. Схема возникновения гидравлического удара

Рассмотрим горизонтальный трубопровод длиной  $l$  постоянного диаметра  $d$ , по которому движется жидкость с некоторой средней скоростью  $v_0$  при гидродинамическом давлении  $p_0$  (рис. 2.24). Если быстро закрыть задвижку  $D$ , установленную на трубопроводе, то слой жидкости, находящийся в этот момент непосредственно около задвижки, также остановится. На участке трубопровода рядом с задвижкой образуется зона повышенного давления  $\Delta l$ . Вследствие перехода кинетической энергии в потенциальную давление в этой зоне возрастет на значение  $p_{уд}$  и совершит работу по сжатию жидкости и растяжению стенок трубы (см. рис. 2.24).

Поскольку реальная жидкость сжимается, то мгновенной остановки всей массы жидкости в трубопроводе не произойдет, а область повышенного давления будет перемещаться навстречу потоку с некоторой скоростью  $c$ , называемой скоростью распространения ударной волны, и достигнет начала трубы за время  $T = \frac{l}{c}$  после закрытия задвижки. Но такое состояние не будет равновесным, под действием давления  $p_{уд}$  часть жидкости устремится из трубы в резервуар, и через время  $\frac{2l}{c}$  во всем трубопроводе восстановится первоначальное давление  $p_0$ . Однако движение жидкости в сторону резервуара не прекратится, и в направлении от задвижки к резервуару начнет распространяться новая волна, понижающая давление в трубопроводе на величину  $p_{уд}$  (рис. 2.25).

Следует отметить, что в реальных трубопроводах, имеющих различные изгибы, изломы и другие конструктивные особенности, распространение ударной волны может происходить не только вдоль оси трубы, но и в радиальном направлении, что приводит к различным видам гидравлического удара.

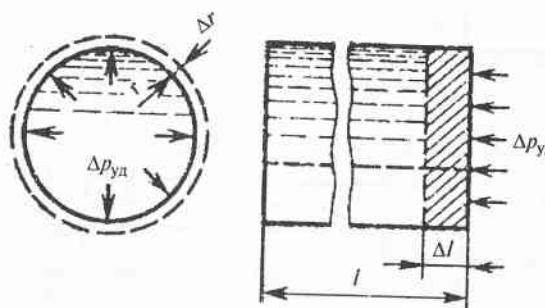


Рис. 2.25. К расчету ударного давления

Через время  $\frac{3l}{c}$  волна достигнет резервуара, при этом стенки трубы будут сжиматься, а жидкость расширяться. В этом случае кинетическая энергия жидкости вновь совершил работу деформации, но противоположного знака. Состояние трубы и жидкости в этой фазе также не будет равновесным, и поэтому ударная волна, отразившись от резервуара, будет вновь перемещаться в сторону задвижки. За время  $\frac{4l}{c}$  будет восстановлено первоначальное положение.

Время  $\frac{4l}{c}$  называется *периодом гидравлического удара*. Очевидно, что этот период состоит из двух фаз. В течение первой фазы  $\frac{2l}{c}$  давление у задвижки будет больше первоначального на величину  $p_{уд}$ , в течение второй фазы  $\frac{2l}{c}$  давление меньше первоначального на  $p_{уд}$ . В своих опытах Н. Е. Жуковский наблюдал до 12 полных периодов с постепенным уменьшением  $p_{уд}$  вследствие трения и потери энергии в резервуаре.

Он установил, что кинетическая энергия потока  $E_k$  расходуется на работу  $A_1$ , которая затрачивается на расширение стенок трубы, и на работу  $A_2$  сжатия жидкости, т. е.

$$E_k = A_1 + A_2.$$

Кинетическую энергию потока можно выразить следующей формулой:

$$E_k = \frac{\rho v_0^2}{2} = \rho \frac{L\pi d^2}{4} \frac{v_0^2}{2} = \rho \pi r^2 L \frac{v_0^2}{2}. \quad (2.48)$$

Приравняв данное выражение к сумме работы по расширению стенок трубы и работы, затраченной на сжатие жидкости, Н.Е. Жуковский вывел уравнение для определения ударного давления  $p_{уд}$  и скорости с распространения ударной волны:

$$p_{уд} = \sqrt{\frac{\rho v_0^2}{2\left(\frac{r}{E\delta} + \frac{1}{2\varepsilon}\right)}} = \sqrt{\rho \left(\frac{2r}{E\delta} + \frac{1}{\varepsilon}\right)} = \rho v_0 c; \quad (2.49)$$

$$c = \frac{1}{\sqrt{\frac{2\rho}{E\delta} + \frac{\rho}{\varepsilon}}} = \frac{\sqrt{\varepsilon/\rho}}{\sqrt{1 + \frac{d\varepsilon}{\delta E}}}, \quad (2.50)$$

где  $E$  — модуль упругости стенки трубы;  $\varepsilon$  — модуль объемной упругости жидкости;  $d$  — толщина стенки трубы.

Скорость распространения ударной волны с измеряется в единицах скорости. Физический смысл скорости ударной волны можно понять, если принять, что стенка трубы абсолютно жесткая, т. е.  $E = \infty$ . Тогда получим известное из физики выражение, определяющее скорость распространения звука в жидкой среде:

$$c' = \sqrt{\frac{\varepsilon}{\rho}}. \quad (2.51)$$

Формула для определения ударного давления справедлива при так называемом мгновенном закрытии задвижки, когда время закрытия  $T_3$  меньше фазы гидравлического удара  $T_3 < \tau = \frac{2l}{c}$ . Если увеличивать значение  $T_3$  и закрывать задвижку постепенно, то при  $T_3 > \frac{2l}{c}$  будет иметь место неполный гидравлический удар, т. е. ударная волна, отразившись от резервуара, возвратится обратно к задвижке раньше, чем она будет закрыта, и полного по-

вышения давления в этом случае не произойдет. Частичное повышение давления  $p'_{уд}$  можно определить из соотношения

$$p'_{уд} = p_{уд} \frac{\tau}{T_3}. \quad (2.52)$$

Подставив в выражение значение  $p_{уд}$  по формуле Жуковского и  $\tau = \frac{2l}{c}$ , получим другую формулу для определения частичного повышения давления за счет ударной волны:

$$p_{уд} = \frac{2\rho l v_0}{T_3}. \quad (2.53)$$

Таким образом, для ослабления гидравлического удара следует увеличивать время закрытия задвижки на трубопроводе. Кроме того, разработаны и применяются различные способы борьбы с гидравлическим ударом: установка предохранительных клапанов, отрегулированных на определенное давление, при повышении которого они открываются и понижают давление в трубопроводе; установка компенсаторов ударного давления (воздушных колпаков, уравнительных резервуаров, гидроаккумуляторов); установка в промежуточных точках трубопровода обратных клапанов; установка предохранительных диафрагм, которые разрушаются при повышении давления сверх допустимого предела и сбрасывают жидкость.

#### Вопросы для самопроверки

1. Что изучает гидродинамика?
2. Дайте классификацию видов движения жидкости.
3. Что такое установленное и неустановившееся движение жидкости?
4. Чем отличается напорное движение от безнапорного?
5. Что понимается под потоком жидкости и жидкой частицей?
6. Что представляет собой струя, линия тока и элементарная струйка?
7. Перечислите свойства элементарной струйки.
8. Какими гидравлическими характеристиками обладает поток жидкости?
9. Что такое расход жидкости?
10. Дайте определение средней скорости потока.
11. Чем отличается равномерное движение от неравномерного?
12. Приведите уравнение неразрывности потока.

13. Назовите два режима движения.
14. Что происходит с режимом движения жидкости при критической скорости?
15. Приведите пример ламинарного режима.
16. Объясните устройство установки для исследования режимов движения жидкости.
17. Приведите пример турбулентного режима.
18. Как определяется число Рейнольдса?
19. Чему равно критическое число Рейнольдса для напорных трубопроводов и открытых потоков?
20. Объясните энергетический смысл уравнения Бернулли.
21. Дайте геометрическую интерпретацию уравнения Бернулли.
22. Приведите уравнение Бернулли для потока реальной жидкости.
23. Какие устройства и сооружения работают на основе закона Бернулли?
24. Перечислите виды гидравлических потерь.
25. От чего зависят потери по длине?
26. Приведите формулу Вейсбаха—Дарси.
27. Как определяется коэффициент трения (Дарси) при ламинарном режиме?
28. Какие области сопротивления существуют при турбулентном режиме?
29. Чем отличаются гидравлически гладкие трубы от шероховатых?
30. Что понимается под эквивалентной шероховатостью?
31. Как определяется коэффициент трения при турбулентном режиме?
32. Чем обусловлены местные сопротивления?
33. Где встречаются местные сопротивления?
34. От чего зависит величина коэффициентов местных сопротивлений?
35. Дайте классификацию трубопроводов.
36. Какие основные зависимости применяют при расчете трубопроводов?
37. Какие задачи существуют при расчете трубопроводов?
38. Что такое гидравлический удар?
39. Перечислите виды гидравлического удара.
40. Какие меры применяют для борьбы с гидравлическим ударом?

## Раздел 3

### Основные типы насосов и гидродвигателей

---

#### Тема 3.1. Классификация, основные параметры насосов

##### 3.1.1. Классификация и область применения основных типов насосов

**Насосы** — устройства, предназначенные для подъема и перемещения жидкостей на различные расстояния. При работе насосов механическая энергия электродвигателя преобразуется в потенциальную и кинетическую энергию потока жидкости и частично в теплоту.

Все насосы делят на две большие группы — динамические и объемные. **Динамическими** называют насосы, в которых жидкость перемещается под действием на нее гидродинамических сил в рабочей камере. В **объемных** насосах жидкость перемещается за счет периодического сокращения объема рабочей камеры, которая по-переменно сообщается то с входом, то с выходом насоса.

Динамические насосы в свою очередь делятся на лопастные, электромагнитные, трения и инерции, струйные.

Лопастными называют насосы, основным элементом которых является рабочее колесо с закрепленными на нем лопастями. Принцип работы таких насосов основан на силовом взаимодействии лопасти с обтекающим ее потоком жидкости.

В электромагнитных насосах перемещение жидкости осуществляется за счет электромагнитных сил.

В насосах трения и инерции энергия жидкости передается за счет сил трения и инерции. В струйных насосах жидкость перемещается под действием потока жидкости или газа.

В зависимости от формы рабочих колес и характера протекания в них жидкости лопастные насосы разделяют на центробежные, вихревые и осевые.

В центробежных насосах рабочая жидкость под действием центробежных сил перемещается внутри рабочего колеса от его центра к периферии (жидкость подводится к центру колеса).

В вихревых насосах жидкость подводится по касательной к окружности колеса. При вращении колеса жидкость захватывается лопастями и увлекается за счет центробежных сил в кольцевой полости и ячейках, при этом жидкость в ячейках закручивается, образуя вихри.

В осевых насосах жидкость под действием врачающихся лопастей рабочего колеса перемещается вдоль оси насоса.

К объемным насосам относятся поршневые (плунжерные) и роторные. В **поршневых** объемных насосах жидкость выдавливается из неподвижной рабочей камеры (цилиндра) за счет возвратно-поступательного движения вытеснителя (поршня или плунжера).

В **роторных** объемных насосах рабочая среда вытесняется из рабочей камеры в результате вращательного или возвратно-поступательного движения вытеснителей (шестерен, винтов, пластин). По конструктивному признаку различают: шестеренные, пластиначатые, радиально-поршневые, аксиально-поршневые и винтовые роторные насосы.

Насосы — самые распространенные машины, используемые во всех областях народного хозяйства. В пищевой промышленности насосы применяются для перекачивания молока из автоцистерн в емкости хранения, для транспортирования мясного шрота, фарша, молока и жидких молочных продуктов на территории завода или цеха, для проталкивания продукта через технологические аппараты — пластиначатые и трубчатые пастеризаторы и охладители, фильтры, герметические сепараторы, гомогенизаторы, распылительные форсунки и другие аппараты. Широко используются насосы и в холодильной технике.

##### 3.1.2. Основные параметры насосов

Насос любого типа и гидродвигатель характеризуется следующими параметрами:

- производительностью (подачей)  $V(M)$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$  ( $\text{кг}/\text{с}$ );
- напором (давлением)  $H(p)$ , м (Па);

- мощностью, потребляемой насосом,  $N$ , кВт;
- коэффициентом полезного действия  $\eta$ , %.

*Подача насоса* — количество жидкости, подаваемое насосом в единицу времени. Различают объемную  $V$ , м<sup>3</sup>/с, и массовую  $M$ , кг/с, подачу:

$$M = V\rho.$$

Теоретическая объемная подача  $V_{\text{теор}} = Fv_{\text{ср}}$ , где  $F$  — площадь живого сечения потока;  $v_{\text{ср}}$  — средняя скорость течения жидкости. Полезная подача  $V$  насоса всегда меньше теоретической на величину объемных потерь (утечек и перетечек через неплотности), которые учитываются объемным КПД насоса  $\eta_0$ , т. е.

$$V = V_{\text{теор}}\eta_0. \quad (3.1)$$

*Напор (давление)* насоса характеризует избыточную удельную энергию, которую насос при работе сообщает жидкости. Напор, развиваемый насосом, зависит от типа насоса и параметров его

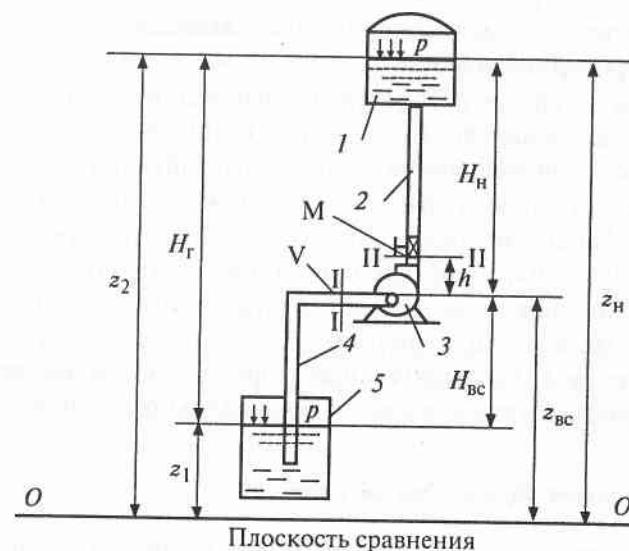


Рис. 3.1. Схема насосной установки:

1 — напорная емкость; 2 — напорный трубопровод; 3 — насос; 4 — всасывающий трубопровод; 5 — приемная емкость; V — вакуумметр; M — манометр

работы. Приращение удельной энергии, т. е. энергии, сообщаемой 1 кг жидкости в насосе, составляет

$$e = 1gH.$$

Рассмотрим общую схему насосной установки, приведенную на рис. 3.1. Жидкость из приемной емкости 5 засасывается насосом 3 через всасывающий трубопровод 4 и подается под напором по нагнетательному трубопроводу 2 в напорную емкость 1.

На схеме видно, что геометрическая высота подъема жидкости  $H_r = z_2 - z_1$  равна высоте всасывания  $H_{bc}$  и высоте нагнетания  $H_h$ :

$$H_r = H_{bc} + H_h. \quad (3.2)$$

Соответственно, потеря напора  $h_n$  складывается из потерь напора во всасывающем  $h_{bc}$  и нагнетательном трубопроводах  $h_h$ :

$$h_n = h_{bc} + h_h. \quad (3.3)$$

С учетом уравнения Бернуlli можно записать, что удельная работа  $e$ , потребляемая насосом, расходуется: на подъем 1 кг жидкости на высоту  $H_r = z_2 - z_1$ , на повышение давления от  $p_1$  до  $p_2$ , на увеличение кинетической энергии жидкости при изменении скорости от  $v_1$  до  $v_2$  и на преодоление сопротивлений по пути движения жидкости  $h_n$ . Отсюда можно записать

$$e = g(z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + gh_n. \quad (3.4)$$

Поскольку  $e = gH$ ,  $H_r = z_2 - z_1$ , то

$$H = H_r + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + h_n. \quad (3.5)$$

Следовательно, напор насоса  $H$  соответствует приращению энергии единицы массы жидкости, сообщенной ей рабочим органом насоса. Физически напор  $H$  равен высоте столба перекачиваемой жидкости и измеряется в метрах.

Величина  $H_r = z_2 - z_1$  называется *геометрическим напором*. *Статическим напором* называют разность гидростатических напоров жидкости в напорном (2) и приемном (1) резервуарах:

$$H_{st} = \left( z_2 + \frac{p_2}{\rho g} \right) - \left( z_1 + \frac{p_1}{\rho g} \right). \quad (3.6)$$

Если давление на поверхности жидкости в резервуарах  $p_1 = p_2 = p_{\text{атм}}$ , то

$$H_{\text{ст}} = z_2 - z_1 = H_r, \quad (3.7)$$

т. е. статический напор равен высоте подъема жидкости в установке или разности уровней в резервуарах.

В работающих насосах фактический напор определяют по сумме показаний манометра М и вакуумметра В (см. рис. 3.1), сложенной с расстоянием  $h$  по вертикали между ними, т. е.

$$H = H_m = H_{\text{ман}} + H_{\text{вак}} + h, \quad (3.8)$$

где  $H_m$  — манометрический напор;  $H_{\text{ман}}$ ,  $H_{\text{вак}}$  — показания манометра и вакуумметра соответственно;  $h$  — расстоянием по вертикали между М и В.

При подборе насоса его потребный напор предварительно рассчитывают по следующей формуле:

$$H_{\text{потреб}} = H_r + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \sum h_n, \quad (3.9)$$

где  $\sum h_n$  — суммарные потери во всасывающем и напорном трубопроводах.

Мощность, Вт, передаваемая жидкости, равна энергии, сообщаемой 1 кг жидкости  $e = 1gH$ , умноженной на массовый расход жидкости  $V\rho$ :

$$N_{\text{полез}} = V\rho gH, \quad (3.10)$$

где  $V$  — объемная производительность насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $\rho$  — плотность жидкости,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $N_{\text{полез}}$  — полезная мощность, кВт.

Мощность, потребляемая насосом, больше  $N_{\text{полез}}$  на величину потерь.

Отношение полезной мощности к потребляемой называется коэффициентом полезного действия насоса (КПД)  $\eta$  и определяется по следующей формуле:

$$\eta = \frac{N_{\text{полез}}}{N}. \quad (3.11)$$

Отсюда потребляемая насосом мощность

$$N = \frac{N_{\text{полез}}}{\eta} = \frac{V\rho gH}{\eta}, \text{ или } N = \frac{V\rho gH}{1000\eta}. \quad (3.12)$$

Коэффициент  $\eta$  называется полным КПД. Он представляет собой произведение объемного КПД  $\eta_o$ , учитывающего утечки жидкости через зазоры и сальники насоса, гидравлического КПД  $\eta_r$ , учитывающего уменьшение напора вследствие гидравлических сопротивлений, и механического КПД  $\eta_m$ , учитывающего потери на трение в насосе:

$$\eta = \eta_o \eta_r \eta_m. \quad (3.13)$$

Значение  $\eta$  зависит от конструкции и состояния насоса и может быть равно:

- для поршневых насосов  $\eta = 0,7-0,9$ ;
- для центробежных насосов  $\eta = 0,6-0,8$ .

## Тема 3.2. Центробежные насосы

Центробежные насосы в зависимости от конструктивных особенностей, напора, подачи, рода перекачиваемой жидкости классифицируются по следующим признакам:

- 1) по числу ступеней или последовательности расположения колес: одноступенчатые, двухступенчатые и многоступенчатые (высоконапорные);
- 2) по числу потоков (параллельно расположенных колес): одноточечные, двухточечные и многоточечные;
- 3) по условиям подвода жидкости к рабочему колесу: с односторонним и двусторонним входом;
- 4) по условиям отвода жидкости от рабочего колеса: со спиральным отводом, с кольцевым отводом, с направляющим аппаратом;
- 5) по конструкции рабочего колеса: с закрытым рабочим колесом (с двумя дисками), с полуоткрытым рабочим колесом (с одним диском), с открытым колесом (без дисков);
- 6) по расположению вала: горизонтальные и вертикальные;
- 7) по способу соединения с двигателем: приводные со шкивом или редуктором, соединенные с двигателем муфтой, имеющие общий вал с электродвигателем (насосы-монаоблоки);
- 8) по создаваемому напору: низконапорные (до 0,2 МПа), средненапорные (от 0,2 до 0,6 МПа), высоконапорные (свыше 6 МПа);

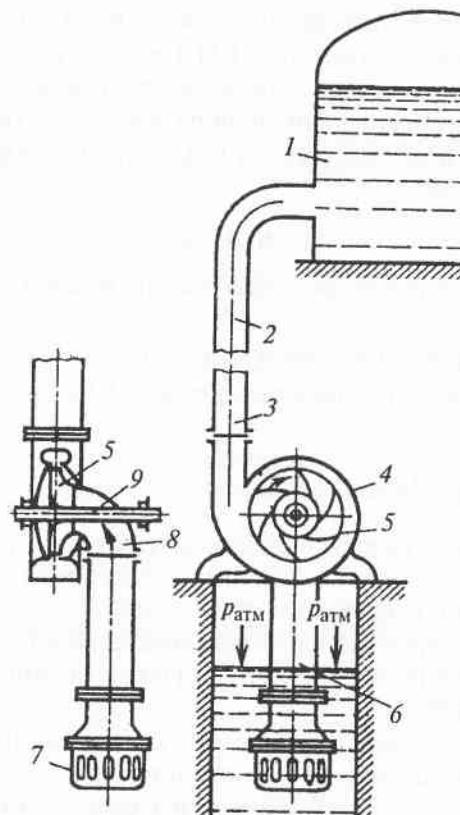


Рис. 3.2. Схема одноступенчатого центробежного насоса с односторонним входом:

9) по степени быстроходности рабочего колеса: тихоходные, нормальные и быстроходные;

10) по роду перекачиваемой жидкости: водопроводные, канализационные, кислотные и щелочные, нефтяные, землесосные и др.

Центробежные насосы для перекачки чистой воды (водопроводные) имеют закрытые рабочие колеса, а для перекачки воды, содержащей взвешенные в ней вещества, — рабочие колеса открытого типа. Для подъема воды из шахтных или трубчатых колодцев служат погружные центробежные насосы специальных марок или насосы-модули.

Рассмотрим наиболее простой по конструкции одноколесный центробежный насос с односторонним входом (рис. 3.2). В корпусе 4, выполненном в виде улитки, на валу 9 вращается рабочее колесо 5 с криволинейными лопатками. Вал с колесом приводится во вращение от электродвигателя. Корпус насоса состоит из рабочей камеры и двух патрубков: всасывающего 8 и нагнетательного 3. Всасывающий патрубок подходит к центру корпуса насоса, а нагнетательный расположен на периферии и является как бы продолжением улитки.

Всасывающий патрубок насоса соединен с подводящим трубопроводом 6, на конце которого обычно устанавливается фильтр 7, предохраняющий насос от попадания в него посторонних предметов и загрязнения, а также обратный клапан, предупреждающий обратное движение жидкости. Нагнетательный патрубок присоединен к напорному трубопроводу 2, отводящему жидкость от насоса к месту назначения, например к резервуару 1.

Центробежные насосы не обладают свойством самовсасывания, поэтому перед пуском насос и весь подводящий трубопровод заполняют жидкостью. Обратный клапан при этом должен быть закрыт. В крупных центробежных насосах для этих целей служат специальные вакуумные насосы, отсасывающие воздух из подводящего патрубка и создающие в насосе разрежение, необходимое для поступления в него жидкости перед запуском. После заполнения насоса жидкостью включают двигатель, и рабочее колесо начинает вращаться с большой частотой. При этом жидкость, заполняющая межлопастные пространства, перемещается по профилю лопаток от центра насоса к периферии, в нагнетательный патрубок. В результате такого перемещения в центре насоса образуется вакуум, и под действием атмосферного давления, действующего на свободную поверхность жидкости, открывается обратный клапан и жидкость по всасывающему трубопроводу поступает в насос.

Таким образом, во всей системе создается непрерывное движение жидкости, которое при постоянной частоте вращения рабочего колеса можно считать установившимся.

Одноколесные насосы с односторонним входом применяют, когда требуются небольшие подачи и мощности, так как с увеличением подачи возрастают аксиальные усилия, смещающие рабочее колесо в направлении всасывания. Это отрицательно сказывается на работе подшипников, уменьшает срок службы насоса. Поэтому

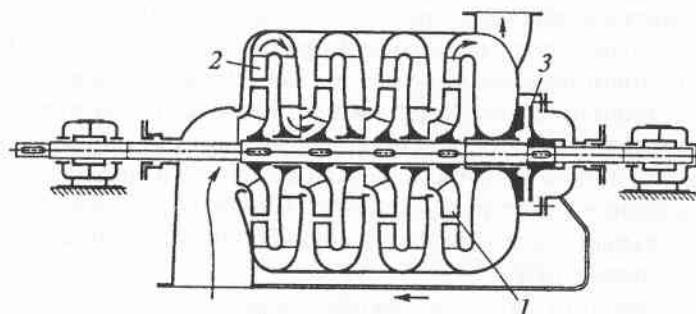


Рис. 3.3. Схема многоступенчатого центробежного насоса с односторонним входом:  
1 — рабочее колесо; 2 — направляющий аппарат; 3 — гидравлическая пята

насосы повышенной мощности изготавливают с двусторонним входом, что устраниет возможность аксиального сдвига ротора.

Одноколесные насосы относятся к группе низконапорных. Они способны создавать давление не выше 1,0 МПа. Чтобы увеличить напор, на валу устанавливают два, три и более колес. Жидкость, проходя последовательно через каждое колесо, увеличивает давление примерно на одну и ту же величину. Такие насосы называются многоступенчатыми (рис. 3.3). Основными частями этого насоса являются: рабочее колесо 1, направляющий аппарат 2, гидравлическая пята 3. Число колес на одном валу такого центробежного насоса не превышает 12.

Если в поршневых насосах развиваемое давление ограничивается только прочностью конструкции и мощностью двигателя, то в центробежных насосах оно ограничено числом рабочих колес на одном валу и частотой вращения вала насоса. Однако увеличение числа рабочих колес свыше 10—12 требует большой длины вала, что вызывает недопустимые прогибы и биения при вращении. Увеличение частоты вращения ограничивается условиями прочности рабочих колес на разрыв вследствие значительного возрастания центробежных сил. Поэтому центробежные насосы применяют там, где требуются большие подачи при сравнительно небольших давлениях.

Рабочие колеса в зависимости от условий работы и рода применяемой жидкости изготавливают из чугуна различных сортов, углеродистых и легированных сталей, сплавов цветных металлов

и керамических материалов. Например, колеса насосов небольшой мощности для чистых неагрессивных жидкостей отливают из серого чугуна. Рабочие колеса центробежных насосов высокого давления для питания паровых котлов, имеющие значительные размеры и высокую частоту вращения, изготавливают из легированных хромом и никелем сталей. Колеса насосов, предназначенных для перемещения смесей жидкости и твердых частиц, изготавливают из белого чугуна, хорошо противостоящего истиранию. Колеса в насосах, используемых в химической промышленности, изготавливают из специальных сплавов, керамики, пластмасс.

Литые поверхности насосов (особенно колес) для уменьшения внутренних потерь должны иметь минимальную шероховатость.

Корпуса центробежных насосов выполняют в виде двух основных конструктивных форм: секционные и с горизонтальным разъемом.

Секционный корпус состоит из нескольких одинаковых основных секций и двух замыкающих, несущих всасывающий и напорный патрубки. Каждая основная секция представляет собой литую цилиндрическую толстостенную оболочку, включающую диафрагму, прямой и обратный направляющие аппараты. Достоинство секционной конструкции корпуса — возможность создания из одинаковых секций насосов различных давлений; недостаток — сложность монтажа и малая доступность рабочих колес для осмотра.

Корпус с горизонтальным разъемом состоит из двух цельнолитых частей; нижняя часть несет всасывающий и напорный патрубки, что создает удобство при разборке и ремонте насоса.

Центробежные насосы применяют в различных областях народного хозяйства. Насосы для чистой воды обеспечивают хозяйственное, техническое и противопожарное водоснабжение. На тепловых и атомных электростанциях для перекачивания конденсата с температурой до 393 К (120 °C) применяют конденсатные насосы, а для подачи питательной воды в паровые котлы — питательные. В большинстве своем это многоступенчатые центробежные насосы, приспособленные к подаче воды с высокой температурой.

Насосы для кислых и щелочных сред изготавливают из специальных коррозионно-стойких сталей и неметаллических материалов (специальная резина, пластикаты, особенно фторопласт, керамика, стекло). Они обеспечивают подачу от 5 до 300 м<sup>3</sup>/ч при напоре от 7 до 500 м.

Насосы для подачи смесей жидкостей и твердых частиц имеют свои особенности. Поток жидкости, содержащей твердые частицы, проходя с большой скоростью через проточную часть насоса, истирает его внутренние поверхности. Поэтому рабочее колесо изготавливается из материалов повышенной стойкости к истиранию и имеет особую конструкцию смесепроводящих каналов, рассчитанных на прохождение крупных твердых частиц. Песковые насосы с диаметром напорного патрубка до 200 мм могут пропускать смеси с твердыми частицами размером до 25 мм и развивать подачу до 500 м<sup>3</sup>/ч.

Самое большое применение центробежные насосы находят в пищевой промышленности, в том числе и в холодильной технике (для подачи воды, рассолов, жидких хладагентов). В пищевых перерабатывающих производствах центробежные насосы используются для транспортирования маловязких жидких продуктов — молока, сыворотки, крови убойных животных, бульона, соков, вина, пива, моющих и дезинфицирующих растворов и т. д. Особенностью конструкции этих насосов является легкость разборки и сборки для проведения мойки и дезинфекции рабочих органов, соприкасающихся с пищевыми продуктами.

Часто насосы поставляются в виде *насосного агрегата*, т. е. на единой раме смонтированы насос и электродвигатель.

*Насосная установка* представляет собой насосный агрегат с комплектующим оборудованием (фильтры, клапаны, вентили и т. д.), собранным по определенной схеме.

Каждый насос имеет свою маркировку по основным техническим показателям (подаче в м<sup>3</sup>/ч и напору в 1 м). Например, К 125-30 (или К 125/30) означает — насос консольный, подача  $V = 125 \text{ м}^3/\text{ч}$ , напор  $H = 30 \text{ м}$ .

Рабочей характеристикой насоса называется графическая зависимость его основных параметров (напора  $H$ , потребляемой мощности  $N$ , КПД  $\eta$ , допустимой высоты всасывания  $H_{\text{вс}}$ ) от подачи  $V$  при постоянных значениях частоты вращения рабочего колеса  $n$ . Характеристика насоса зависит от его типа, конструкции, соотношения рабочих органов.

В паспорте насоса обычно приводятся его параметры при  $\eta_{\text{max}}$ . Реальные условия работы часто отличаются от рекомендованных. Истинные зависимости основных параметров  $H = f(V)$ ,

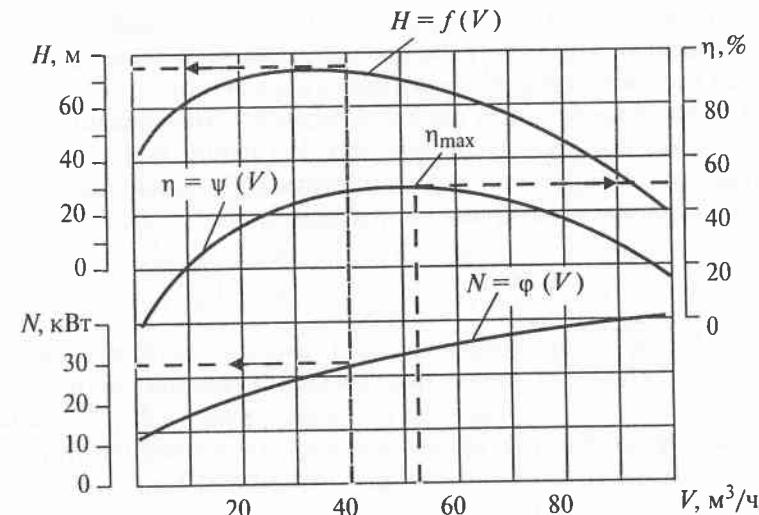


Рис. 3.4. Рабочая характеристика центробежного насоса

$N = f(V)$ ,  $\eta = f(V)$  в различных условиях работы насоса определяются по результатам заводских стендовых испытаний.

Из характеристик насоса следует, что напор  $H$ , развиваемый насосом (при  $n = \text{const}$ ), не постоянен, а изменяется в зависимости от подачи насоса  $V$  (рис. 3.4). С увеличением подачи (свыше 40 м<sup>3</sup>/ч) напор  $H$  уменьшается. Если на нагнетательном трубопроводе полностью закрыть задвижку, то подача жидкости прекращается полностью ( $V = 0$ ). При этом, как показывают кривые характеристик, напор  $H$  несколько снижается.

В зависимости от подачи меняется и мощность, и КПД. Максимальная мощность, потребляемая насосом при полностью закрытой задвижке на нагнетательном трубопроводе, соответствует так называемому холостому ходу насоса, т. е. работе насоса при  $V = 0$ . При  $V = 0$   $\eta = 0$ , поскольку полезной работы по перемещению жидкости насос не совершает, а затрачиваемая мощность холостого целиком расходуется лишь на преодоление механических потерь от всех видов трения в насосе (в подшипниках, уплотнениях вала, трение жидкости о лопатки колеса и т. д.). Увеличение или уменьшение подачи жидкости приводит к изменению КПД насоса. По характеристике насоса можно выбрать режимы, когда

насос работает при максимальном КПД, т. е. с наибольшей экономичностью. Наличие рабочих характеристик облегчает выбор насоса и определение его режимных параметров.

С изменением числа оборотов колеса центробежного насоса изменяются его производительность  $V$  и напор  $H$ . Если при различных числах оборотов колеса режимы работы насоса подобны, то справедливы следующие соотношения:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^3, \quad (3.14)$$

где  $V_1, H_1, N_1$  — параметры, соответствующие частоте  $n_1$  рабочего колеса;  $V_2, H_2, N_2$  — параметры, соответствующие частоте  $n_2$ .

По формулам (3.14) можно по параметрам  $V_1, H_1, N_1$ , найденным по характеристике насоса для частоты вращения  $n_1$ , расчетным путем найти соответствующие параметры  $V_2, H_2, N_2$  для любой другой частоты вращения  $n_2$ . Формулы (3.14) называются *законами пропорциональности*. Они показывают, что изменение производительности  $V$  пропорционально числу оборотов  $n$ , изменение напора  $H$  пропорционально квадрату числа оборотов, а изменение потребляемой мощности пропорционально кубу числа оборотов. Зависимости (3.14) дают достаточно точные результаты при изменении  $n$  не более чем в 2 раза по сравнению с нормальными оборотами.

При выборе насоса и числа оборотов необходимо кроме собственной характеристики насоса учитывать также характеристики сети, т. е. трубопровода и присоединенных к нему аппаратов. Характеристика трубопровода выражает зависимость между расходом  $V$  жидкости и напором  $H$ , необходимым для ее движения по трубопроводу. Напор  $H$  складывается из геометрической высоты подъема жидкости  $H_r$  и высоты, соответствующей потере напора в трубопроводе, которую можно принять пропорциональной  $V^2$ . Поскольку  $V \sim v$ , то  $v^2 \sim V^2$ . С другой стороны, сумма потерь напора пропорциональна  $v^2$ , т. е.  $h_p = kV^2$ , где  $k$  — коэффициент пропорциональности. Тогда характеристика трубопровода (гидравлической системы) выражается следующей зависимостью:

$$H = H_r + kV^2. \quad (3.15)$$

Если на один график нанести характеристики насоса и трубопровода, то точка их пересечения (точка  $A$ ) называется *рабочей точкой* и соответствует максимальной производительности, кото-

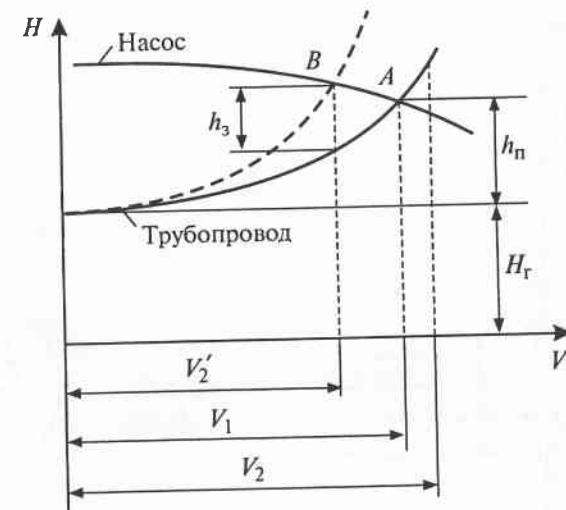


Рис. 3.5. Рабочая точка центробежного насоса

рую может дать насос, подающий жидкость в данный трубопровод (рис. 3.5).

При дальнейшем увеличении подачи насоса до  $V_2$  напор насоса станет меньше сопротивления трубопровода, и насос не сможет подавать жидкость. Можно уменьшить производительность насоса и увеличить напор  $H$ , прикрыв задвижку на напорном трубопроводе, т. е. вводя дополнительное сопротивление. При этом производительность насоса снизится, например, до  $V_2'$  и часть напора (отрезок  $h_3$  — потери напора в задвижке) будет бесполезно теряться на преодоление сопротивления задвижки. Следовательно, увеличение напора насоса  $H$  за счет уменьшения подачи  $V$  для преодоления сопротивлений сети нецелесообразно.

### Тема 3.3. Поршневые насосы и гидродвигатели

Поршневой насос представляет собой машину объемного действия, в которой вытеснение жидкости из замкнутого пространства насоса происходит в результате прямолинейного возвратно-поступательного движения вытеснителей. К поршневым насосам относятся и плунжерные насосы. Они отличаются конструкцией вытеснителя и характером уплотнения.

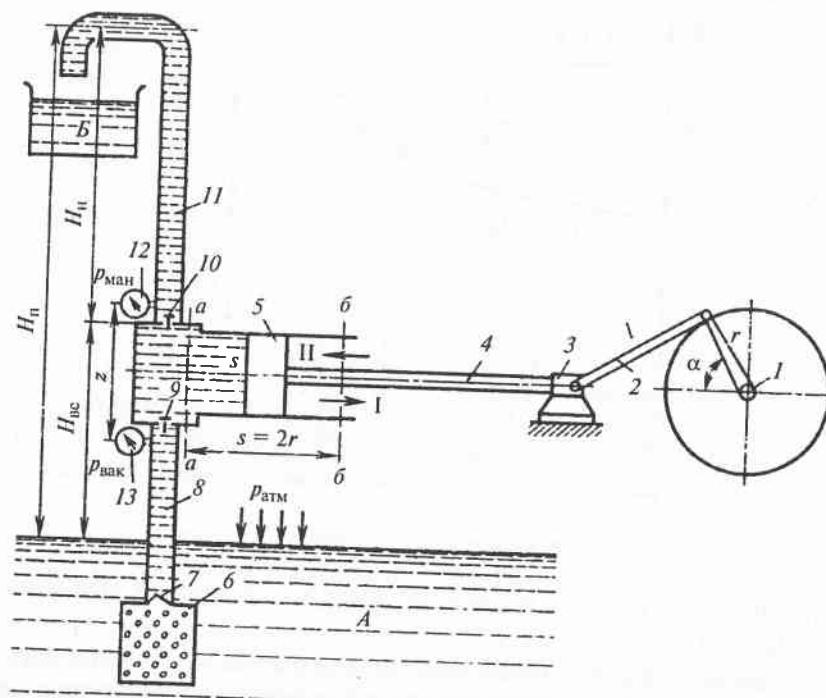


Рис. 3.6. Принципиальная схема поршневого насоса с кривошипным приводом:  
1 — кривошип; 2 — шатун; 3 — ползун; 4 — шток; 5 — поршень; 6 — фильтр;  
7 — приемный клапан; 8 — всасывающая труба; 9 — всасывающий клапан;  
10 — напорный клапан; 11 — напорная труба

Поршневые насосы классифицируются по некоторым основным признакам:

- по характеру движения ведущего звена: прямодействующие, в которых ведущее звено совершает возвратно-поступательное движение (паровые прямодействующие); вальные, в которых ведущее звено совершает вращательное движение (кривошипные, кулачковые);
- по числу циклов нагнетания и всасывания за один двойной ход: одностороннего и двухстороннего действия (дифференциальные и двойного действия);
- по количеству поршней или плунжеров: однопоршневые, двухпоршневые, трехпоршневые и многопоршневые;

- по виду вытеснителей: поршневые, плунжерные и диафрагменные;
- по способу приведения в действие: с механическим приводом и ручные.

На рис. 3.6 представлена принципиальная схема поршневого насоса простого действия с приводом от машин, совершающих вращательное движение, например, от электродвигателя. Возвратно-поступательное движение поршня 5 обеспечивается с помощью кривошипно-шатунного механизма, в состав которого входят: маховик с кривошипом 1 радиусом  $r$ , шатун 2 длиной  $l$ , ползун 3 и шток 4.

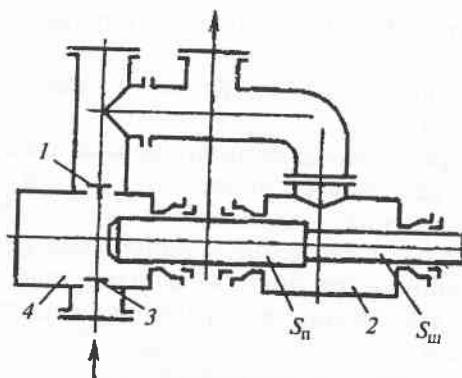
Рабочими органами поршневого насоса являются: рабочая камера, внутри которой расположены всасывающий 9 и напорный 10 клапаны; цилиндр с поршнем 5; всасывающая 8 и напорная 11 трубы. В нижней, погруженной части всасывающей трубы находится фильтр 6 и приемный клапан 7.

При движении поршня вправо (по стрелке I) в цилиндре за поршнем и в рабочей камере создается вакуум. Вследствие разности давлений в областях под всасывающим клапаном 9 и над ним клапан поднимается, и во всасывающей трубе 8 создается разрежение, которое обусловливает движение жидкости из водоема в насос. Действующей силой, открывающей приемный клапан и заставляющей жидкость подниматься по всасывающей трубе, является разность атмосферного давления  $p_{\text{атм}}$  и переменного давления, которая создается в рабочей камере при движении поршня вправо.

При движении поршня влево (по стрелке II) поршень давит на жидкость, находящуюся в цилиндре, повышая давление в рабочей камере и закрывая всасывающий клапан. В тот момент, когда давление в камере достигнет некоторого предельного значения, превышающего вес напорного клапана 10 и усилие удерживающей его пружины, клапан открывается, и жидкость вытесняется в напорную трубу 11.

Манометр 12 измеряет давление в напорной трубе 11, вакуумметр 13 измеряет разряжение во всасывающей трубе 8.

Рассмотренный насос относится к насосам простого действия, потому что в нем за один оборот коленчатого вала или за один двойной ход поршня происходит одно всасывание и одно нагнетание. В результате такой работы жидкость подается неравномерно, порциями, что является существенным недостатком данной конструкции. Неравномерность подачи может быть



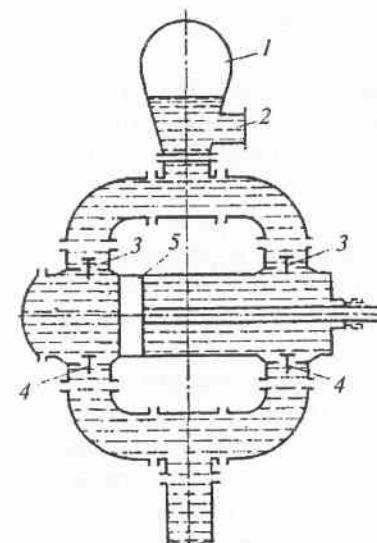
**Рис. 3.7.** Принципиальная схема дифференциального насоса:  
1 — напорный клапан; 2, 4 — рабочие камеры; 3 — всасывающий клапан;  $S_n$  — площадь поперечного сечения плунжера;  $S_w$  — площадь поперечного сечения штока

уменьшена благодаря конструктивным усовершенствованиям: увеличению числа цилиндров насоса, поршни которых располагаются под углом друг другу (трехпоршневые насосы), установке воздушных колпаков, применению насосов дифференциального типа, двойного действия и др.

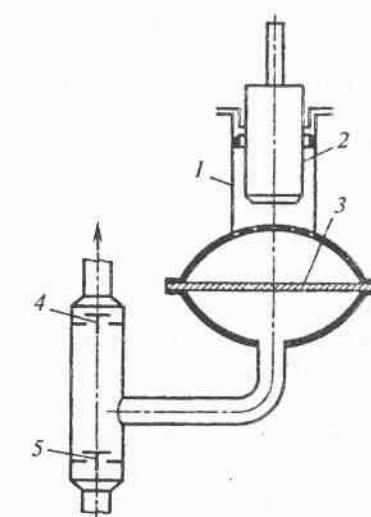
**Дифференциальные насосы.** Дифференциальные насосы, насосы двойного действия (рис. 3.7) и диафрагменные являются разновидностями поршневых (плунжерных) насосов, имеют одну рабочую камеру 4 со всасывающим 3 и напорным 1 клапанами и вторую рабочую камеру 2 без клапанов. Благодаря тому, что за один оборот вала насос 2 раза нагнетает жидкость, подача его выравнивается.

**Насосы двойного действия.** Эти насосы по сравнению с насосами простого действия и дифференциальными (рис. 3.8) имеют более равномерную подачу благодаря тому, что по обе стороны от цилиндра расположены две рабочие камеры, в каждой из которых находятся нагнетательные 3 и всасывающие 4 клапаны. Поэтому за один оборот коленчатого вала поршень 5 два раза нагнетает жидкость. Воздушный колпак 1, соединенный с патрубком 2, при нагнетании существенно снижает пульсацию жидкости.

**Диафрагменные насосы.** Диафрагма насосов (рис. 3.9) представляет собой мембрану, выполненную из эластичного материала (резины, кожи, ткани, пропитанной лаком, и др.). Мембрana



**Рис. 3.8.** Принципиальная схема насоса двойного действия:  
1 — воздушный клапан; 2 — патрубок;  
3 — нагнетательные клапаны; 4 — всасывающие клапаны; 5 — поршень



**Рис. 3.9.** Принципиальная схема диафрагменного насоса с плунжерным приводом диафрагмы:  
1 — насос; 2 — плунжер; 3 — диафрагма;  
4 — нагнетательный клапан; 5 — всасывающий клапан

отделяет рабочую камеру от пространства, в которое жидкость проникать не должна.

В диафрагменном насосе клапанная коробка с всасывающим 5 и нагнетательным 4 клапанами расположена отдельно, а прогиб диафрагмы 3 осуществляется благодаря возвратно-поступательному движению плунжера 2 в цилиндре насоса 1, заполненном специальной жидкостью (см. рис. 3.9). Диафрагменные насосы подобного типа часто применяются для перекачки жидкостей, загрязненных различными примесями (песком, илом, абразивными материалами), а также химически активных жидкостей и строительных растворов.

Диафрагму можно приводить в движение не только с помощью плунжера, но и обычным рычажным механизмом.

Насосы объемного действия могут быть использованы в гидроприводах в качестве гидродвигателей. Гидродвигатели служат исполнительным органом в схемах объемных гидропередач. Раз-

личают три класса гидродвигателей: гидроцилиндры, поворотные гидродвигатели и гидромоторы.

Гидроцилиндры применяются в качестве двигателя для получения возвратно-поступательного движения. По принципу действия и конструктивному устройству гидроцилиндры весьма разнообразны. Рассмотрим основные из них.

В поршневом гидроцилиндре одностороннего действия выходным звеном является поршень со штоком, перемещающийся внутри корпуса. Рабочая камера образована внутренней поверхностью корпуса и поршнем. Герметичность обеспечивается сальниковыми уплотнениями.

В плунжерном гидроцилиндре выходным звеном является плунжер. Такие гидроцилиндры наиболее просты по конструкции и технологии изготовления, поскольку с большой точностью обрабатывается не вся внутренняя поверхность корпуса, а только та часть, где рабочая камера герметизируется уплотнением.

Поршневые и плунжерные гидроцилиндры применяются в грузоподъемных, строительных, сельскохозяйственных и многих других машинах.

Телескопические гидроцилиндры имеют несколько концентрически расположенных поршней или плунжеров, перемещающихся относительно друг друга. Сначала выдвигается первый поршень большего диаметра; когда он доходит до упора, относительно него начинает перемещаться второй поршень и т. д. Общий ход выходного звена равен сумме ходов каждого поршня или плунжера относительно соседнего. Телескопические гидроцилиндры используют, когда необходимо получить большой ход выходного звена при относительно небольшой длине корпуса (например, стрелы подъемных кранов, монтажных вышек).

Движение в обратном направлении во всех гидроцилиндрах одностороннего действия обеспечивают внешние силы: вес поднимаемого груза или сила пружины.

В гидроцилиндрах двухстороннего действия движение выходного звена в обоих направлениях осуществляется под давлением рабочей жидкости. Такие гидроцилиндры выполняются с односторонним и двухсторонним штоком.

Гидроцилиндр с двухсторонним штоком применяют, когда необходимо получить одинаковую скорость или одинаковое усилие при движении штока в обоих направлениях, например в гидроприводах станков и различных строительных машин. Однако

использование гидроцилиндров с двухсторонним штоком увеличивает габариты машин, а их изготовление сложнее. Нужное соотношение скоростей и усилий в обоих направлениях можно получить с помощью гидроцилиндров с односторонним штоком, используя специальные схемы их подключения, а также подбирая соответствующие конструктивные размеры.

#### Тема 3.4. Шестеренные и винтовые насосы

Шестеренные и винтовые насосы относятся к роторным насосам, которые, как и поршневые, являются насосами объемного действия, работающими по принципу вытеснения жидкости.

Роторные насосы обычно состоят из трех основных частей: статора (неподвижного корпуса), ротора, жестко связанного с валом, и вытеснителя (одного или нескольких). В некоторых конструкциях ротор одновременно является и вытеснителем.

Рабочий процесс роторных насосов имеет следующие особенности. При вращении ротора рабочие камеры перемещаются, изменяют свой объем и, отсекая жидкость от полости всасывания, перемещают ее в полость нагнетания. При таком принципе работы не нужны всасывающие и нагнетательные клапаны, и рабочий процесс делится на три этапа: заполнение рабочих камер жидкостью; замыкание рабочих камер и их перенос; вытеснение жидкости из рабочих камер.

Специфика рабочего процесса роторных насосов определяет их особые свойства:

- 1) большая быстроходность — частота вращения достигает  $5 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$ ;
- 2) равномерность подачи, возможность ее регулирования и реверсирования;
- 3) обратимость, т. е. способность работать в качестве гидроприводов;
- 4) способность создавать высокие давления при достаточно высоких КПД;
- 5) малые масса и объем, приходящиеся на единицу мощности;
- 6) большая надежность в работе;
- 7) способность работать только на чистых, неагрессивных жидкостях (не содержащих абразивных и других частиц), обладающих смазывающими свойствами, что обусловлено малыми за-

зорами вращающихся трущихся деталей, обработанных с высокой точностью.

Если первые шесть свойств являются преимуществом роторных насосов, то последнее — недостатком, так как ограничивает область их применения.

Подача роторных насосов определяется размерами рабочего пространства и частотой вращения ротора, а также прочностью элементов насоса. Если задвижка на напорной линии случайно оказывается закрытой, то давление может возрасти выше допустимого значения, что вызовет поломку или повреждение насоса. Поэтому необходима предохранительная аппаратура, защищающая насосы от перегрузки, а прочность элементов насоса должна иметь достаточный запас (с учетом сопротивления напорной линии).

Роторные насосы находят самое широкое использование в технике, особенно в тех случаях, когда при сравнительно небольшой подаче необходимо обеспечить высокое давление. Они успешно применяются: в гидропередачах, в автоматических устройствах и системах регулирования, в топливных системах газотурбинных и ракетных двигателей, в гидравлических прессах, в смазочных системах двигателей для перекачивания вязких жидкостей, в нефтяном, коксохимическом, пищевом и других производствах.

#### 3.4.1. Шестеренные насосы

Из всех роторных насосов шестеренные (зубчатые) имеют наиболее простую конструкцию. Они выполняются с шестернями внешнего или внутреннего зацепления. Наибольшее распространение получили насосы с шестернями внешнего зацепления (рис. 3.10). Такой насос состоит из пары одинаковых шестерен 4 — ведущей и ведомой, находящихся в зацеплении и помещенных в корпусе 1 насоса (статоре) с малыми торцовыми и радиальными зазорами. Ведущая шестерня приводится во вращение двигателем. При вращении шестерен в направлении, указанном на рис. 3.10 стрелками, жидкость, заполняющая впадины между зубьями, перемещается из полости 2 всасывания в полость 3 нагнетания. Так как крышка корпуса насоса достаточно плотно прилегает к торцам шестерен, то жидкость выжимается из впадин, когда зубья входят в зацепление на противоположной нагнетательной стороне насоса.

Вследствие разности значений давлений  $p_1$  на всасываемой и  $p_2$  на нагнетательной сторонах ( $p_2 > p_1$ ) шестерни подвергаются воздействию радиальных сил, что может привести к заклиниванию ротора. Чтобы предотвратить чрезмерное увеличение давления в области нагнетания и образование вакуума на противоположной стороне при отходе зуба из впадин, в корпусе насосов выполняют разгрузочные каналы 5 для выравнивания давления. Для этих же целей могут служить каналы и в роторных шестернях, полученные сверлением отверстий во впадинах зубьев.

В насосах высокого давления (свыше 10 МПа) торцевые зазоры уплотнены специальными «плавающими» втулками, которые прижимаются к шестерням при повышенном давлении. Для повышения давления жидкости применяют многоступенчатые шестеренные насосы, в которых подача каждой последующей ступени меньше подачи предыдущей. Они развивают давление до 20 МПа.

Для увеличения подачи иногда используют насосы с тремя и более шестернями, размещенными вокруг центральной ведущей шестерни.

При определении подачи шестеренного насоса исходят из того, что каждый зуб вытесняет из соответствующей ему впадины объем, равный  $bF$ , где  $b$  — длина стороны зуба;  $F$  — площадь его рабочей части, ограниченная начальной окружностью соседней шестерни.

За один оборот обе шестерни подают в область нагнетания объем жидкости, равный  $V = 2bFZ$ , где  $Z$  — число зубьев шестерни. Тогда теоретическая подача шестеренного насоса с двумя шестернями,  $\text{м}^3/\text{с}$ :

$$V_t = bFZn/30. \quad (3.16)$$

Площадь рабочей части зуба, выдавливающей жидкость, приближенно можно считать по формуле  $F = nD^2/Z^2$ , где  $D$  — диаметр начальной окружности шестерни;  $n$  — частота вращения шестерен,  $\text{мин}^{-1}$ .

Утечки жидкости учитывают объемный КПД  $\eta_0 = 0,80—0,95$ , тогда действительная подача,  $\text{м}^3/\text{с}$ , равна

$$V = \frac{\pi b D^2 n \eta_0}{30 Z}. \quad (3.17)$$

Шестеренные насосы реверсивны, т. е. изменением направления вращения шестерен в них можно изменить направление движения потока жидкости в трубопроводах. Шестеренные насосы

Таблица 3.1

Технические характеристики	Наименование (тип) насоса							
	НШ-10Е3	НШ-32А3	НШ-50А3	НШ-71А3	НШ-100А3	НШ-32У3	НШ-50У3	НШ-18
Рабочий объем, см <sup>3</sup>	10	32	50	71	100	32	50	18,1
Номинальная частота вращения, с <sup>-1</sup>	40	40	40	32	32	40	40	25
Номинальная подача, л/мин, не менее	21,0	68,6	107,2	121,8	173,4	68,6	107,2	2,8—4,8
Давление на выходе, МПа								
номинальное	16	16	16	16	16	16	16	1,03
максимальное	21	21	21	21	21	21	21	21
Коэффициент подачи, не менее	0,92	0,94	0,94	0,94	0,95	0,94	0,94	0,95
КПД	0,8	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
Номинальная мощность, кВт, не более	8,6	26,6	41,5	47,1	66,4	26,6	41,5	0,62
Оптимальная кинематическая вязкость рабочей жидкости, мм <sup>2</sup> /с	55—70	55—70	55—70	55—70	55—70	55—70	55—70	
Масса, кг	2,4	6,4	7,1	16,5	16,5	5,1	5,5	1,7

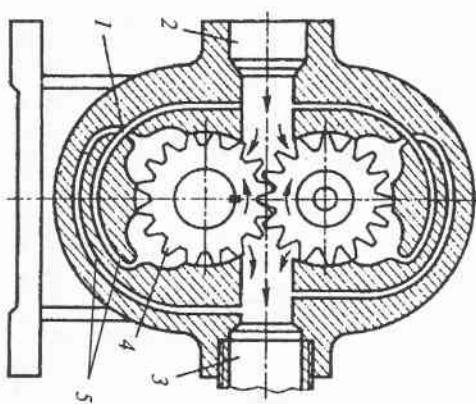


Рис. 3.10. Шестеренный насос с шестернями внешнего зацепления:  
1 — корпус; 2 — полость всасывания; 3 — полость нагнетания; 4 — пара шестерен;  
5 — разгрузочные каналы

применяют в различных гидросистемах металорежущих станков, тракторов, строительно-дорожных машин, для перекачивания вязких нефтепродуктов.

Шестеренные насосы с внутренним зацеплением более компактны, чем с внешним. Они имеют лучшую всасывающую способность, могут работать при больших частотах вращения, однако сложны в изготовлении и поэтому не получили широкого распространения.

Характеристики некоторых моделей насосов шестеренных отечественных производителей представлены в табл. 3.1.  
Такие насосы применяются в сельскохозяйственных и дорожных машинах.

Шестеренные насосы типа Г-11 предназначены для нагнетания постоянного по величине и направлению потока минерального масла с кинематической вязкостью от 17 до 400 мм<sup>2</sup>/с при температуре масла от 10 до 55 °С. На рис. 3.11 представлен общий вид шестеренного насоса, изготавливаемого в России по лицензии фирмы «Бармаг» (Германия).

В табл. 3.2. приведены некоторые технические характеристики насосов шестеренчатых моделей Г-11 (паспортные данные).

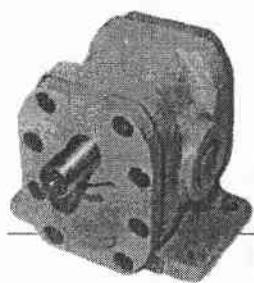


Рис. 3.11. Насос шестеренчатый Г-11

Таблица 3.2

Модель	Номинальное давление на выходе, кгс/см <sup>2</sup>	Номинальная подача, л/мин	Частота вращения, об/мин
Г11-23	25	38	1450
Г11-23А	25	26	1450
Г11-24	25	73	1450
Г11-24 А	25	51,5	1450
Г11-25	25	133	1450
Г11-25 А	25	105	1450

Для производства химических нитей и волокон, дозирования и нагнетания расплавов поликапроамида и полиэтилентерефталата (производство химических нитей) выпускаются насосы GEAR PUMPS (рис. 3.12).

Надежность работы насосов во многом зависит от состояния трущихся поверхностей деталей и уплотнителей. Поэтому сопрягаемые детали при необходимости шлифуются, а резинотехнические изделия (РТИ) при обнаружении подтекания рабочей жидкости или после разборки подлежат замене.

На рис. 3.13 изображены наиболее изнашивающиеся детали насосов.

При ремонте или разборке насоса детали 1, 5, 11 подлежат обязательной замене, остальные — по мере износа. Детали 4, 10 подлежат шлифовке.

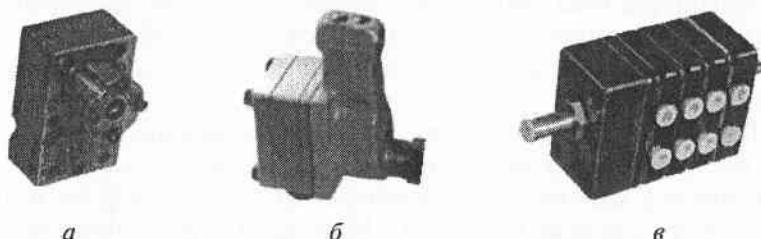


Рис. 3.12. Насосы для нагнетания веществ при производстве химических нитей:  
а — для нагнетания расплавов поликапроамида и полиэтилентерефталата; б — для нагнетания растворов вискозы и ацетата целлюлозы; в — для нагнетания текстильно-вспомогательных веществ

На рис. 3.14 представлен разрез насоса шестеренного (плоского). При ремонте детали 2—5 и 9 подлежат обязательной замене. Детали 10, 11 по мере износа шлифуются.

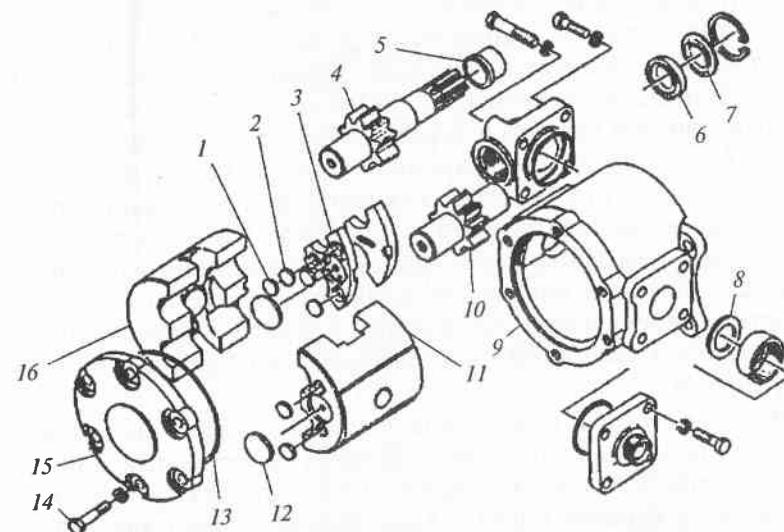


Рис. 3.13. Насос шестеренный (круглый):  
1, 2, 6—8, 12, 13, 15 — РТИ; 3 — пластик; 4, 10 — шестерни; 5 — металлофторопластовый подшипник; 9 — корпус; 11, 16 — обойма подшипниковая и поджимная;  
14 — болты и шайбы; 15 — крышка

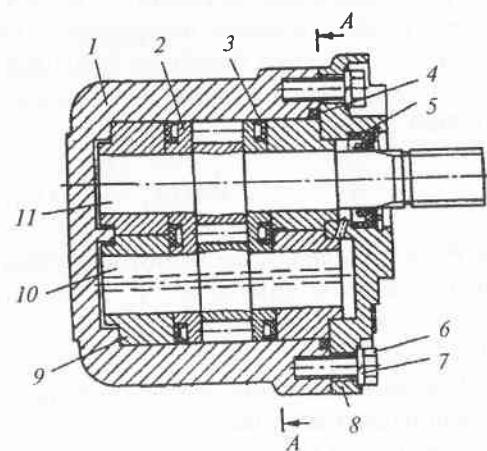


Рис. 3.14. Насос шестеренный (плоский):  
1 — корпус; 2 — компенсатор; 3, 4, 5 — РТИ; 6 — болт; 7 — шайба; 8 — крышка; 9 — втулка; 10, 11 — шестерни

### 3.4.2. Винтовые насосы

Винтовые насосы можно рассматривать как машины с косозубыми шестернями, имеющими число зубьев, равное числу заходов винтовой нарезки. В зависимости от числа винтов различают одно-, двух-, трех- и многовинтовые насосы. На рис. 3.15 показан трехвинтовой насос с винтами, плотно посаженными внутри корпуса 1. Средний винт 2 — ведущий, два боковых 3 — ведомые. Выступы одного винта входят во впадины другого, в результате объем между нарезками оказывается разделенным на несколько замкнутых полостей. Часть впадин между витками нарезки заполняется жидкостью во всасывающей полости; после поворота винтов эта жидкость отсекается от входной полости и перемещается вдоль винта в том же направлении, как двигалась бы гайка, лишенная возможности поворачиваться вместе с винтом.

Ведомые винты предотвращают перетекание жидкости по винтовой впадине вокруг винта. За один оборот винта жидкость перемещается в сторону нагнетательного патрубка на расстояние, равное шагу нарезки винта. Таким образом, через каждый шаг винта создаются замкнутые полости, которые непрерывно перемещаются от входной полости к выходной.

Выступы нарезки как бы выполняют функцию поршней, движущихся непрерывно в одном направлении и вытесняющих жидкость вдоль впадин. В связи с этим подача жидкости в винтовом насосе осуществляется равномерно, без заметной пульсации, и достигает довольно больших значений — 10 000...15 000 л/мин. Подача винтового насоса, м<sup>3</sup>/с, может быть определена по следующей формуле:

$$V = (F_k - F_b) t n \eta_0 / 60, \quad (3.18)$$

где  $F_k$  — площадь поперечного сечения полости корпуса, в которой размещены винты, м<sup>2</sup>;  $F_b$  — площадь тела винтов в том же сечении, м<sup>2</sup>;  $t$  — шаг винтов, м;  $\eta_0$  — объемный КПД,  $\eta_0 = 0,75—0,98$ .

Кроме равномерности подачи, винтовые насосы отличаются большой самовсасывающей способностью (до 6...7 м вод. ст.), возможностью изменять давление в широком диапазоне, относи-

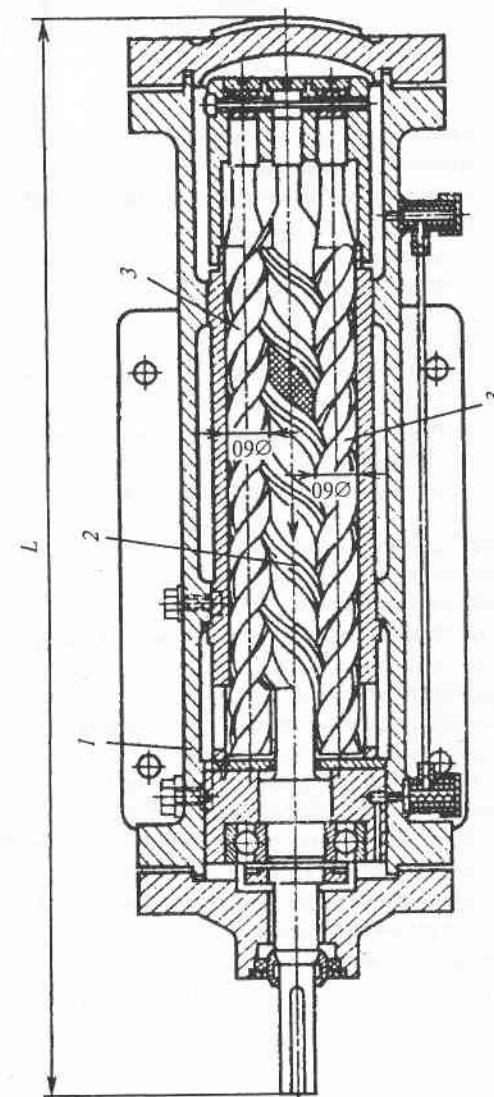


Рис. 3.15. Винтовой насос:  
1 — корпус; 2 — ведущий винт; 3 — ведомые винты

тельно постоянным КПД, компактностью. Однако сложность изготавления, требующая высокой точности, ограничивает их использование.

#### **Вопросы для самопроверки**

1. Что такое насосы?
2. Какие насосы называют динамическими?
3. Какие насосы называют объемными?
4. Как подразделяются насосы в зависимости от формы рабочих колес и характера протекания в них жидкости?
5. Где используются насосы?
6. Перечислите основные параметры насосов.
7. Что такое подача насоса?
8. Что характеризует напор насоса?
9. Как определяется потребный напор при подборе насоса?
10. Как определяется полезная мощность насоса?
11. Как определяется КПД насоса, и какие он имеет значения?
12. Как классифицируются центробежные насосы?
13. Опишите конструкцию одноколесного центробежного насоса с односторонним входом.
14. Где применяются центробежные насосы?
15. Что такое насосный агрегат?
16. Что представляет собой насосная установка?
17. В виде чего представлена рабочая характеристика центробежных насосов?
18. Что называется рабочей точкой?
19. По каким признакам классифицируются поршневые насосы?
20. Как работают дифференциальные насосы?
21. В чем преимущество насосов двойного действия?
22. Что представляют собой диафрагменные насосы?
23. К какому типу насосов относятся шестеренные и винтовые насосы?
24. Каковы особенности работы роторных насосов?
25. Перечислите особые свойства роторных насосов.
26. Где применяются роторные насосы?
27. Как работают винтовые насосы?

## **Раздел 4**

### **Гидравлические приводы**

#### **Тема 4.1. Классификация, основные понятия, термины и определения гидравлических приводов**

*Гидравлическим приводом — гидроприводом* — называют совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством гидравлической энергии.

Гидропривод бывает магистральный, аккумуляторный и насосный. На рис. 4.1 показаны структурные схемы гидроприводов.

В магистральном (рис. 4.1, а) и аккумуляторном (рис. 4.1, б) гидроприводах рабочая жидкость подается в гидродвигатель соответственно от магистрали и гидроаккумулятора (предварительно заряженного от внешнего источника), не входящих в состав этих приводов.

В насосном гидроприводе (см. рис. 4.1, в) рабочая жидкость\* подается в гидродвигатель насосом, входящим в состав этого привода. Здесь источником энергии является приводящий двигатель.

Во всех этих гидроприводах основным элементом гидропривода является гидропередача. Гидропередачей называется устройство, предназначенное для передачи механической энергии посредством рабочей жидкости. Рабочей жидкостью для гидропередач служат минеральные масла и специальные жидкости, а в гидродинамических передачах возможно использование воды.

Гидравлические приводы, входящие в систему гидропривода, разделяются на две основные группы: гидростатические, или объемные, передачи и гидродинамические. В свою очередь, в систему гидродинамического привода входят гидродинамические передачи, а в систему гидростатического привода, или объемного, — объемные гидропередачи.

Гидродинамический привод состоит из гидродинамической передачи, устройства управления, вспомогательных линий и устройств.



Рис. 4.1. Структурные схемы гидроприводов:  
а — магистральный; б — аккумуляторный; в — насосный

Гидростатический привод состоит из объемной гидропередачи, устройства управления, вспомогательной линии и устройств. Причем в понятие объемной гидропередачи включается объемный насос, объемный гидродвигатель и магистральная линия.

#### 4.1.1. Гидродинамические приводы

Гидродинамические приводы устанавливают только силовые связи, которые поддерживают постоянное передаточное отношение  $i$  только при определенном соотношении нагрузок ведомой и ведущей частей. Например, с увеличением нагрузки на ведомом валу автоматически уменьшается скорость вращения этого вала, при условии, что число оборотов ведущего вала поддерживается постоянным, и, наоборот, при уменьшении нагрузки скорость увеличивается. Данное свойство гидродинамических передач применяется в тяговых машинах, где необходима автоматическая зависимость изменения усилия от скорости.

Гидродинамические приводы получили широкое распространение в промышленности, им характерны плавные переходы с одного режима на другой, широкий диапазон регулирования скорости ведомого вала при сохранении постоянного значения передаточного отношения  $i$  и числа оборотов ведущего вала, плавное трогание с места без толчков, ограничение крутильных колебаний, возникающих в приводе, отсутствие износа деталей.

Гидродинамические передачи (гидротрансформаторы) имеют высокий КПД (0,8—0,97) и позволяют создавать передаточное отношение 0,125—0,65, а с уменьшением КПД передаточное отношение может быть снижено до точки трогания с места.

Основными элементами гидродинамической передачи являются колесо центробежного насоса, закрепленное на ведущем валу, и колесо реактивной турбины, закрепленное на ведомом валу. Энергия, образованная насосом, передается к турбине при помощи гидродинамического взаимодействия потока и лопастных систем рабочих колес, т. е. в этих передачах в основном используется кинетическая энергия жидкости.

Гидродинамические передачи, имеющие в своей конструкции неподвижный реактивный элемент — реактор кроме создания разницы в числе оборотов ведомого и ведущего валов могут трансформировать одинаковый передаваемый крутящий момент

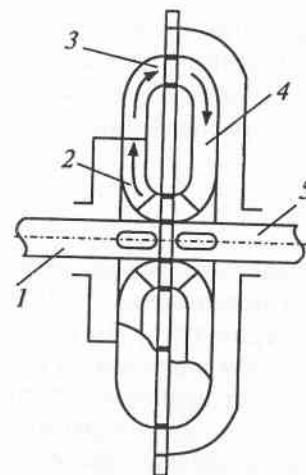


Рис. 4.2. Гидротрансформатор:

1 — ведущий вал; 2 — насос;  
3 — колесо; 4 — турбина; 5 —  
ведомый вал

5, который соединен с машиной. Колесо 3 представляет собой неподвижный направляющий аппарат. Внутри гидротрансформатора в качестве рабочей жидкости находится вода или масло. При помощи вращательного движения насос 2 создает напор, приводящий во вращение турбину гидротрансформатора, а через нее — механизмы машины. Во внутренней полости гидротрансформатора устанавливается циркуляция жидкости в направлении, указанном стрелками. Ведомый вал не имеет жесткой связи с ведущим, а передача крутящего момента осуществляется потоком жидкости. Насос и двигатель имеют одинаковое число оборотов, а колесо турбины может иметь одинаковое число оборотов с насосом и двигателем, меняющееся в зависимости от нагрузки. В начальный момент и при малых числах оборотов  $n_2$  турбина создает большой крутящий момент  $M_2$ , в несколько раз больший, чем крутящий момент  $M_1$  на насосе. С уменьшением нагрузки на турбине число ее оборотов увеличивается. Таким образом, гидротрансформатор выполняет автоматически плавную работу коробки передач с бесконечным числом ступеней (см. рис. 4.2).

Распространенная конструкция гидромуфты представлена на рис. 4.3.

на ведомом и ведущем валах, а передаточное отношение по числу оборотов способно изменяться, такая гидравлическая система называется *гидравлической муфтой*.

Таким образом, гидродинамические передачи можно разделить на два вида: гидродинамические преобразователи момента, или трансформаторы, и гидродинамические муфты, или гидромуфты.

Рассмотрим конструкции гидротрансформатора и гидромуфты.

В гидротрансформаторе, изображенном на рис. 4.2, ведущий вал 1 соединен с двигателем.

На вал при помощи шпоночного соединения установлен насос 2 (колесо насоса). Турбина 4 (колесо турбины) жестко насажено на ведомый вал 5.

Рабочие колеса у гидромуфты могут иметь как прямые радиальные лопатки в большинстве случаев, так и изогнутые.

Гидромуфта состоит из сочетания в одной машине колеса центробежного насоса 1, колеса реактивной турбины 2, охватывающего ее вращающегося кожуха 3 (см. рис. 4.3). Насос соединен с ведущим валом 5, а реактивная турбина соединена ведомым валом 4. Вращаясь, насос передает работу двигателя жидкости, которой заполнена гидромуфта, сообщает ей запас скоростной энергии и энергии давления. Рабочая жидкость с данным запасом энергии попадает на лопатки турбины, преобразуя энергию в механическую работу на ведомом валу, заставляя ее вращаться. Выходя из турбины, жидкость по замкнутому циклу попадает в насос. Таким образом, в гидромуфте устанавливается замкнутая циркуляция: насос — турбина — насос, а связующим звеном данной системы является жидкость.

Гидромуфты обладают следующими особенностями работы:

- ведомый и ведущий валы вращаются независимо друг от друга. Ведомый вал может быть неподвижным при вращении ведущего или иметь промежуточные значения угловой скорости, но предельная угловая скорость не может достигать значения скорости ведущего вала и должна быть меньше на 2...3 %;
- с их помощью осуществляются плавное трогание с места и плавный разгон;
- обеспечивают высокий КПД (0,96—0,98) приnominalном режиме;
- надежны при эксплуатации.

Благодаря их уникальным особенностям гидромуфты применяют в основном для выполнения следующих функций:

- для суммирования мощностей и реверса. На судах гидромуфты применяют для суммирования мощностей при рабо-

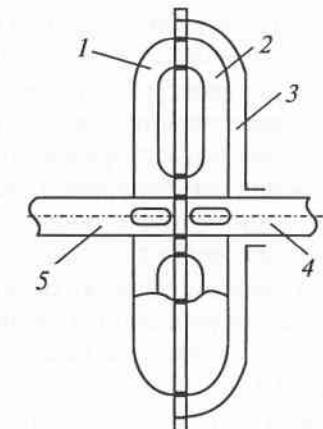


Рис. 4.3. Конструкция гидромуфты:

1 — центробежный насос; 2 — реактивная турбина; 3 — кожух; 4 — ведомый вал; 5 — ведущий вал

те двух двигателей на один гребной винт, для реверса корабля, исключая установку заднего хода;

- для разгона больших масс (при запуске и отключении газовых турбин, для разгона больших масс, при пуске конвейеров металлургических заводов тяжелого машиностроения);
- для регулирования числа оборотов ведомого вала при постоянном числе оборотов двигателя (центрифуги на химзаводах, вентиляторы шахтного и другого оборудования и т. д.).

С учетом вышесказанного, выполним некоторые расчеты гидротрансформаторов и гидромуфт. В гидротрансформаторах реактивным элементом является неподвижный реактор (Насос — Н, рис. 4.4, а), при этом на ведомом валу (Турбина — Т, рис. 4.4, а) можно получать изменение не только числа оборотов, но и значения реализуемого крутящего момента по сравнению с их значениями на ведущем валу:

$$M_1 \pm M_p - M_2 = 0; \quad (4.1)$$

$$M_1 \pm M_p = M_2, \quad (4.2)$$

где  $M_p$  — момент, воспринимаемый неподвижным ректором;  $M_1$  — момент на ведущем валу;  $M_2$  — момент на ведомом валу.

Гидромуфты не имеют реактивного элемента, момент на ведомом валу (Турбина — Т, рис. 4.4, а) всегда равен моменту на ведущем (Насос — Н, рис. 4.4, а), т. е.

$$M_1 - M_2 = 0,$$

так как  $M_p = 0$ .

Уравнения моментов насоса и турбины гидротрансформаторов (рис. 4.4, б) имеют следующий вид:

$$M_1 = \frac{Q\gamma}{q} (r_{12}c_{12} \cos \alpha_{12} - r_{11}c_{11} \cos \alpha_{11}); \quad (4.3)$$

$$M_2 = \frac{Q\gamma}{q} (r_{21}c_{21} \cos \alpha_{21} - r_{22}c_{22} \cos \alpha_{22}), \quad (4.4)$$

где  $r$  — радиус по средней струйке, м;  $c$  — абсолютная скорость жидкости в рассматриваемой точке, м/с;  $Q$  — расход жидкости через живое сечение каналов,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

В гидротрансформаторах и гидромуфтах абсолютной скоростью входа на рабочем колесе и реакторе является абсолютная

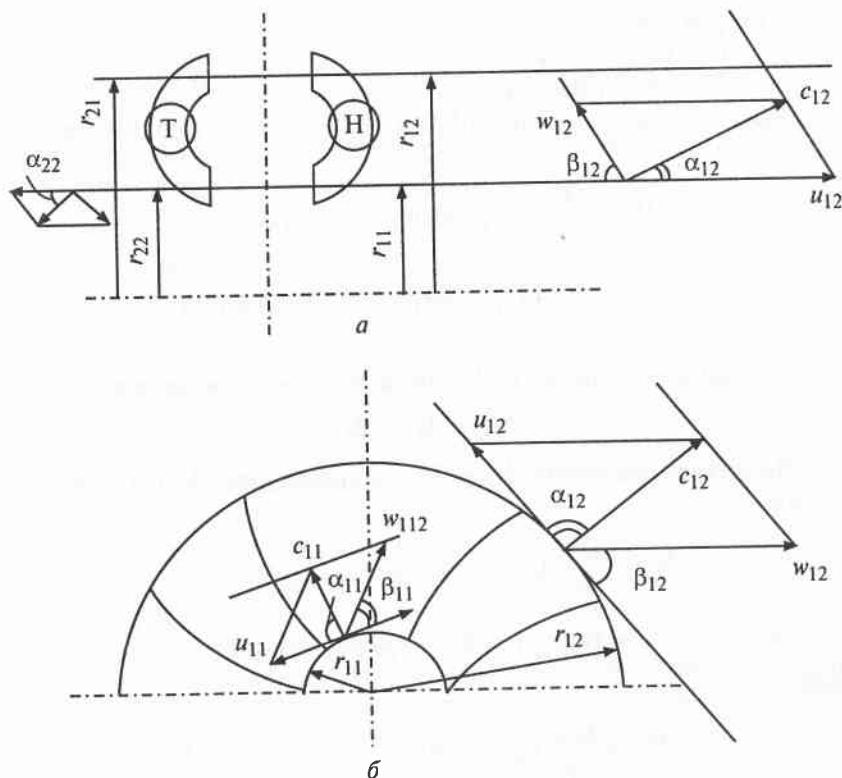


Рис. 4.4. Схема геометрических параметров насоса (а) и скоростные треугольники (б):

Т — турбина; Н — насос

скорость выхода потока из предыдущего колеса. Учитывая это, можно записать (рис. 4.4, а)

$$r_{11}c_{11} \cos \alpha_{11} = r_{32}c_{32} \cos \alpha_{32};$$

$$r_{21}c_{21} \cos \alpha_{21} = r_{12}c_{12} \cos \alpha_{12}.$$

Здесь индексы при буквенных обозначениях скоростей, радиусов обозначают:

- первая цифра:
  - 1 — насос,
  - 2 — турбина,
  - 3 — реактор;

- вторая цифра:

1 — вход в колесо,  
2 — выход из колеса.

Выполнив в уравнениях (4.3) и (4.4) соответствующую замену, получим

$$M_1 = \frac{Q\gamma}{q} (r_{12}c_{12} \cos \alpha_{12} - r_{32}c_{32} \cos \alpha_{32}); \quad (4.5)$$

$$M_2 = \frac{Q\gamma}{q} (r_{12}c_{12} \cos \alpha_{12} - r_{22}c_{22} \cos \alpha_{22}). \quad (4.6)$$

Исходя из равенства (4.1) запишем момент реактора

$$M_p = M_2 - M_1.$$

Подставив значения  $M_1$  и  $M_2$  из уравнений (4.5) и (4.6), получим

$$M_p = \frac{Q\gamma}{q} [(r_{12}c_{12} \cos \alpha_{12} - r_{22}c_{22} \cos \alpha_{22}) - (r_{12}c_{12} \cos \alpha_{12} - r_{32}c_{32} \cos \alpha_{32})],$$

или

$$M_p = \frac{Q\gamma}{q} (r_{32}c_{32} \cos \alpha_{32} - r_{22}c_{22} \cos \alpha_{22}). \quad (4.7)$$

Известно, что гидромуфты реакторов не имеют, поэтому уравнение моментов запишем в следующем виде:

$$M_1 = M_2,$$

или

$$\begin{aligned} & \frac{Q\gamma}{q} (r_{12}c_{12} \cos \alpha_{12} - r_{11}c_{11} \cos \alpha_{11}) = \\ & = \frac{Q\gamma}{q} (r_{21}c_{21} \cos \alpha_{21} - r_{22}c_{22} \cos \alpha_{22}). \end{aligned}$$

При этом

$$r_{11}c_{11} \cos \alpha_{11} = r_{22}c_{22} \cos \alpha_{22};$$

$$r_{21}c_{21} \cos \alpha_{21} = r_{12}c_{12} \cos \alpha_{12}.$$

Выполнив необходимые преобразования, получим

$$M_1 = M_2 = \frac{Q\gamma}{q} (r_{12}c_{12} \cos \alpha_{12} - r_{22}c_{22} \cos \alpha_{22}). \quad (4.8)$$

На рис. 4.4 показана схема принятых обозначений скоростей и геометрических параметров насоса.

#### 4.1.2. Объемные гидроприводы. Характеристики и принцип действия объемных гидроприводов

Объемный гидропривод, основой которого является объемная гидропередача, состоит из объемного насоса, объемного гидродвигателя и магистральной линии. В объемном насосе перемещение жидкости производится путем вытеснения ее из рабочих камер вытеснителями, а в объемном гидродвигателе перемещение ведомого звена осуществляется за счет наполнения жидкостью рабочих камер и перемещения вытесняемых тел (плунжеров, поршней, пластин). Объемные передачи устанавливают кинематические связи между ведущей и ведомой частями механизма, т. е. они осуществляют и поддерживают на ведомом валу любую заданную скорость независимо от нагрузки. В отсутствии жесткой механической связи между ведущими и ведомыми частями механизмов объемные передачи допускают различные варианты расположения этих механизмов: на большом расстоянии, под углом друг к другу, в разных плоскостях, могут превращать вращательное движение в поступательное и наоборот. С использованием объемного гидропривода в технике решаются многие задачи. Например, в электродвигателе для создания крутящего момента можно реализовать максимальное электромагнитное напряжение в 1,5–1,6 МПа. В гидродвигателях для реализации крутящего момента можно использовать давление жидкости 10, 20, 50,0 МПа, а отношение  $\frac{M_h}{Q_q^2}$  ( $M_h$  — крутящий момент, МПа;  $Q_q^2$  — расход гидродвигателя, л) у них в 10 раз больше, чем у электродвигателей.

#### 4.1.3. Неисправности объемных гидроприводов и их причины

В объемных гидроприводах, например, тракторов и мобильных сельскохозяйственных машин применяются два типа насос-

сов — шестеренчатые и аксиально-плунжерные. Насосы второго типа находят пока ограниченное применение в гидроприводах трансмиссий ведущих колес уборочной техники вследствие слабого обоснования технологической и функциональной эффективности гидроприводов с ними.

Небольшие мощности гидроприводов с шестеренчатыми насосами и массовое их производство компенсируют малый ресурс насосов, создают возможность быстрого восстановления работоспособности сельскохозяйственной техники и предпосылки к снижению требований к техническому уходу за гидроприводами.

Реальный ресурс шестеренчатых насосов с корпусами из алюминиевых сплавов и рабочим давлением 14...16 МПа составляет около 350 ч. Например, завод «Гидросила» (г. Кировоград) гарантирует наработку шестеренчатых насосов НШ-100 в 4000 моточасов на сельскохозяйственных тракторах, 3000 моточасов на промышленных тракторах и 1000 моточасов на других машинах. Гарантийная наработка насосов НШ-32К и НШ-50К составляет 5000 и 3000 моточасов соответственно. Сельскохозяйственный режим — это 5...7 % функционирования насосов с рабочим давлением, промышленный — до 15 %.

Причем скорость изменения давления в гидроприводе не должна превышать 200 МПа/с при повышении давления (включения потребителя) и 1000 МПа/с (выключение потребителя) при спаде. Допускается разовое функционирование насосов при рабочем давлении в течение не более 20 с. Если давление в гидроприводе не превышает 5 МПа, то насос может функционировать и более длительный период (разбрасыватель удобрений с гидроприводом диска).

В шестеренчатых насосах используются подшипники скольжения и корпуса из алюминиевых сплавов. В процессе эксплуатации насосов изменяется взаимодействие шестерен в зацеплении вследствие зазоров в сопряжении цапфа шестерни — подшипник и деформации корпуса, вызванной действием рабочей жидкости со стороны выхода насоса. Изменение взаимодействия шестерен приводит к повышенному износу поверхности и профиля зубьев шестерен, уменьшению коэффициента подачи насосов. Допустимое уменьшение значения коэффициента подачи составляет 0,8, предельное значение — 0,7.

*Основные неисправности объемных гидроприводов с шестеренчатыми насосами следующие:*

- отсутствует подача рабочей жидкости: насос выключен; износ муфты, соединяющей насос с приводным механизмом; засорена всасывающая гидролиния; пережата или сдавлена всасывающая гидролиния; мал уровень или отсутствует в гидробаке масло; неисправен насос; быстрый нагрев масла в гидробаке;
- износ муфты определяют после демонтажа насоса. Если визуально выявить износ невозможно, то необходимо проверить техническое состояние насоса на специальном стенде;
- всасывающие гидролинии, изготовленные из рукавов низкого давления (дюрита), пережимаются при возникновении в них вакуума из-за большой вязкости масла или отслоения в них внутренней оболочки;
- быстрый нагрев масла в гидробаке, вспенивание масла и выброс его через заливную горловину: мал уровень масла в баке (большая часть масла использована на заполнение гидроузлов и гидродвигателей); загрязнен фильтр; неисправен гидрораспределитель или неотрегулирован механизм перемещения вручную золотников.

Во время заправки бака часть масла расходуется на заполнение гидроагрегатов и гидроузлов, а в баке должен поддерживаться определенный уровень масла и запас его на компенсации различия объемов поршневых и штоковых полостей гидроцилиндров.

#### *Неисправности гидрораспределителей:*

- заклинивание золотников; золотники не устанавливаются в «нейтральное» положение; срабатывает предохранительный клапан;
- неправильно собран гидропривод: отсутствует проход масла в гидробак, например неисправно запорное устройство;
- вспенивание масла происходит при наличии в нем воды или подсоса воздуха. Чаще воздух в масло попадает вследствие износа уплотнения вала насоса или недозаполнения маслом полостей в гидроприводе;
- масло может нагреваться из-за превышения значения рабочего давления выше предусмотренного и недостаточной поверхности охлаждения гидропривода, которая складывается из поверхностей гидроузлов (и радиатора);

- шток гидроцилиндра или вал гидромотора после установки золотника гидрораспределителя из положения «нейтрального» в положение «подъем» или «пуск» не движется или не вращается (движется или вращается медленно);
- недостаточно масла в гидробаке; температура масла ниже +20 °C; подсос воздуха; неисправен насос; неисправен гидрораспределитель, запорные устройства или разрывные муфты не пропускают поток масла; неисправен гидродвигатель.

Перечисленные выше неисправности проявляются одновременно. Их поиск и устранение начинают от насоса. Если насос исправлен и подает масло к гидродвигателям, то дальнейший поиск неисправностей можно вести от простого к сложному. Гидродвигатель (гидроцилиндр или гидромотор) временно подключают к гидроприводу другого трактора или мобильной сельскохозяйственной машины. В случае отсутствия возможности подключить гидродвигатель к гидроприводу других машин поиск неисправностей следует начинать с гидрораспределителя.

В гидрораспределителе проверяют предохранительный клапан — отсутствие заклинивания его подвижных частей; установку золотников в «нейтральном» положении и длину их хода.

Давление срабатывания предохранительного клапана гидрораспределителя проверяют, установив предварительно в гидролинию, соединяющую насос и гидрораспределитель, манометр с пределом измерения в 2 раза больше, чем давление срабатывания предохранительного клапана.

Утечки в сопряжении золотник—корпус возрастают медленно, и повышенный износ в сопряжении не проявляется внезапно. Возможно гидравлическое заклинивание золотников, которое возникает при неравномерном износе боковых поверхностей их уплотнительных поясков. Боковые усилия, действующие на золотник, не уравновешиваются и прижимают золотник к корпусу. Силы трения в месте контакта золотника с корпусом препятствуют его перемещению.

Отказы в запорных устройствах (не пропускают поток масла) могут быть вызваны поломками пружин или разными усилиями пружин клапанов. Также в запорных устройствах клапаны могут быть закрытыми вследствие неполнойстыковки половин устройств — отпущена стягивающая половины гайка или не срабатывает фиксатор при соединении половин друг с другом.

Неисправности гидрораспределителей сводятся к повышенным внутренним утечкам из-за разрушения уплотнений и повышенных зазоров в подвижных сопряжениях, а также при ослаблении крепления поршня к штоку гидроцилиндра возможно заклинивание поршня в гильзе вследствие перекоса.

В случае наружного подтекания масла или при разборке и последующей сборке гидроузла после 100 ч его эксплуатации необходимо заменять резиновые уплотнения.

Шестеренные насосы, применяемые на тракторах и самоходных сельскохозяйственных машинах, ремонту не подлежат. Если после проверки на гидравлическом стенде КИ-4200 или КИ-4885 объемный КПД насоса имеет значение 0,7—0,72, то насос необходимо заменить.

Герметичность переливного и предохранительного клапанов в гидрораспределителе восстанавливается.

Разборку и последующую сборку гидроузлов следует производить только после ознакомления с их устройством. В крайнем случае разборку проводят по этапам. На каждом этапе описывают и размечают расположение деталей относительно друг друга.

#### 4.1.4. Применение объемного гидропривода

Бесступенчатая трансмиссия трактора служит для осуществления функционирования двигателя на наивыгоднейших режимах с помощью бесступенчатого изменения ее передаточного числа. Наиболее полно этому требованию отвечают трансмиссии, содержащие несаморегулируемые передачи, имеющие внешний орган управления и не обладающие в широком диапазоне внутренней способностью к изменению передаточного числа. К таким передачам относятся гидрообъемные приводы, фрикционные и передачи переменной амплитуды.

В настоящее время в трансмиссии, например, трактора обычно применяется комбинированный тип привода — дифференциальный и блокированный.

На специальных транспортных средствах редко используется индивидуальный привод, характеризуемый наличием индивидуальных двигателей, число которых равно числу колес транспортного средства. Причем каждый двигатель приводит в движение лишь одно колесо, не имея внутренней связи с другими двигате-

лями или колесами, или имея такую при условии, что она существенно не влияет на взаимную работу двигателей или же служит для исключения этого влияния при общем источнике энергии.

Наиболее рационально использовать индивидуальный привод в сочетании с дифференциальным, т. е. получить еще один комбинированный привод. В этом случае каждый мост трактора имеет индивидуальный привод, а колеса моста приводятся через блокирующий дифференциал.

Применение в качестве индивидуального привода объемного гидропривода приводит к изменению компоновки трактора, так как гидропривод занимает большую часть внутреннего пространства трактора. Гидропривод имеет узлы, отсутствующие у механического привода, — гидробак, теплообменник для охлаждения рабочей жидкости. Также гидропривод содержит две гидромашины — насос и гидромотор, которые имеют раздельное исполнение, и различные гидролинии.

Установка гидромоторов на картере моста (вместе с коробкой диапазонов) может потребовать отказаться от управляемых колес и применить шарнирное сочленение мостов с рамой трактора или один мост будет иметь управляемые колеса, а другой мост — шарнирное соединение с рамой.

Определение параметров гидромашин должно производиться на основе анализа мощностного баланса трактора и никак не тягового расчета. Мощностной баланс позволяет полностью учесть потери мощности в трансмиссии, при разделении между мостами, в движителях, определить соотношение между тяговым усилием и скоростью движения. Тяговый же расчет только прогнозирует соотношение между тяговым усилием и скоростью при условии  $N = \text{var}$ .

Мощность двигателя  $N$  выбирается по принятым методикам — на основе расчета или статистических данных.

Гидропривод имеет две гидромашины — насос и гидромотор. Изменение сперва рабочего объема насоса от нуля до максимального, а затем рабочего объема гидромотора от максимального до минимального значений позволяет трактору двигаться со скоростью  $0 < V \leq V_{\max}$  и создавать максимальное тяговое усилие. Для остановки трактора рабочие объемы гидромашин изменяются в обратном порядке.

Крутящий момент на валу двигателя и параметры насоса (насосов) связаны зависимостью

$$M_n = \frac{pq_n}{2\pi\eta_{n,n}\eta_{pr}}, \quad (4.9)$$

где  $p$  — номинальное давление в гидроприводе;  $q_n$  — максимальный рабочий объем насоса (насосов);  $\eta_{n,n}$  — коэффициент подачи насоса;  $\eta_{pr}$  — КПД привода насоса (насосов).

Если на тракторе предусматривается устанавливать двигатель постоянной мощности (ДПМ), то запас рабочего объема насоса (насосов) позволит сохранить частоту вращения вала гидромотора стабильной независимо от частоты вращения вала ДПМ.

Рабочий объем гидромотора необходимо увеличить в 1,4—2 раза и более по сравнению с рабочим объемом насоса, чтобы частота вращения вала гидромотора не была больше допустимой при уменьшении его рабочего объема до минимального значения.

Давление в гидроприводе должно иметь номинальное значение или ниже как при движении трактора, так и при регулировании рабочих объемов гидромашин. Выполнение этого требования необходимо для создания условий наработки гарантированного ресурса гидромашин. В эти условия входит также недопущение повышения перепада температуры рабочей жидкости на сливе в гидробак свыше  $80^{\circ}\text{C}$ , т. е. кондиционирование рабочей жидкости является составной частью управления режимом функционирования гидропривода.

Применение объемного гидропривода в трансмиссии тракторов сдерживают две причины: низкий КПД и отсутствие серийного производства комплектных гидроприводов с ресурсом не менее 5000 ч и номинальным рабочим давлением 30...32 МПа.

Общий КПД гидропривода может быть  $0,95^4 = 0,8145$ . В реальных условиях функционирования. Бесступенчатое регулирование передаточного числа трансмиссии поддерживает коэффициент использования мощности двигателя  $\chi \approx 1$ . Поскольку этот коэффициент у современных тракторов достигает значения  $\chi = 0,90—0,92$ , то это равносильно увеличению КПД гидропривода до  $0,90—0,92$ . Этим объясняется повышение производительности и снижение расхода топлива МТА, в составе которых был трактор с объемным гидроприводом в трансмиссии.

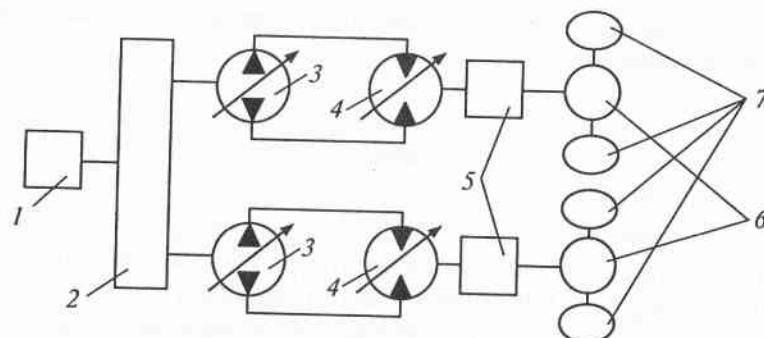


Рис. 4.5. Схема трансмиссии трактора:  
1 — двигатель; 2 — редуктор насосов; 3 — насос; 4 — гидромотор; 5 — коробка диапазонов; 6 — мост; 7 — колесо

Для примера построим тяговую характеристику трактора класса 3 с двигателем мощностью 132 кВт при  $n_d = 1900$  об/мин и массой 7800 кг. Каждый мост имеет свой гидропривод — итого 2 шт. Насос — аксиально-плунжерный с наклонным диском, гидромотор — аксиально-плунжерный с наклонным блоком. Колеса оснащены шинами 18,4R34 с радиусом качения  $r_k = 0,78$  м. Управление трактором — адаптивное. Схема трансмиссии показана на рис. 4.5.

Функционирование трансмиссии определяется следующим образом. Вращение от вала двигателя 1 передается входному валу редуктора 2 насосов 3. От насосов 3 рабочая жидкость поступает в гидромоторы 4. Вращение от гидромоторов 4 поступает на входной вал коробки диапазонов 5, от которой через главную передачу моста 6 к бортовым редукторам и колесам 7.

В трансмиссии примем насоса примем насос НП-90 по лицензии фирмы «Зауэр»,  $q_h = 89$  см<sup>3</sup>/об, номинальное давление 25,5 МПа, КПД редуктора привода насосов 0,97.

Определяем крутящий момент, необходимый для привода насосов по формуле (4.10)

$$M_h = \frac{25,5 \cdot 2 \cdot 89}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,94 \cdot 0,97} = 793 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (4.10)$$

Номинальный крутящий момент на валу двигателя 665 Н·м, поэтому передаточное число редуктора привода насосов равняется

$$i_p = \frac{793}{665} = 1,19.$$

Частота вращения вала насоса составляет 1596 об/мин. С помощью изменения передаточного числа редуктора корректируется рабочий объем насоса (насосов). Чтобы двигатель не глох при срабатывании предохранительных клапанов гидропривода, максимальное давление в гидроприводе не более 32 МПа.

Определим параметры насоса в зависимости от угла наклона диска насоса и внесем в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Угол наклона диска	Доля подачи	Коэффициент подачи	Подача, л/мин
0	0	0	0
1	0,0545	0,1457	1,13
3	0,1694	0,7088	17,06
6	0,3383	0,8498	40,84
9	0,5062	0,8970	64,50
12	0,6728	0,9207	87,99
15	0,8376	0,9350	111,24
18	1,000	0,9446	134,17

Трактор начинает двигаться после наклона диска на 1° и более. Номинальный перепад давления на гидромоторе составляет 24 МПа, так как давление подпитки достигает примерно 1,5 МПа.

В начальный момент движения устанавливается максимальный рабочий объем гидромотора, который сохраняется, пока рабочий объем насоса также не станет максимальным. Насос при этом выполняет функцию главного фрикциона. Мощность, подводимая к колесам, переменная:

$$N_k = P_t v \rightarrow \text{var}; \quad P_t = \text{const}, \quad v = \text{var}.$$

В табл. 4.2 представлены параметры гидромотора, рабочий объем не регулируется.

В трансмиссии установлен гидромотор аксиально-плунжерный с наклонным блоком, угол наклона 26° и может уменьшаться до 10°. Рабочий объем изменяется в  $\sin 26^\circ / \sin 10^\circ = 2,52$  раза.

Таблица 4.2

Объемный КПД	Частота вращения вала, об/мин	Крутящий момент, Н·м	Сила тяги, кН	
			Диапазон I	Диапазон II
—	0	0	0	10,8
0,80	8,1	351	23,1	11,7
0,92	140,1	380	25,0	12,4
0,92	335,5	400	26,3	12,4
0,92	529,8	400	26,3	12,4
0,92	722,8	400	26,3	12,4
0,92	913,4	400	26,3	12,4
0,92	1102,1	400	26,3	12,4

С изменением рабочего объема гидромотора начинается режим постоянной мощности:

$$N_k = P_t v \rightarrow \text{const}; \quad P_t = \text{var}; \quad v = \text{var}.$$

Начальная скорость при режиме постоянной мощности принята 6 км/ч, конечная 30 км/ч, т. е. скорость изменяется в 5 раз. Поэтому необходимо после гидромотора установить двухдиапазонную коробку и определить общее передаточное число диапазона

$$i_{\text{общ}} = i_k i_m i_b, \quad (4.11)$$

где  $i_k$  — передаточное число коробки диапазонов;  $i_m$  — передаточное число моста;  $i_b$  — передаточное число бортового редуктора.

Отсюда

$$i_{\text{общ}} = \frac{0,06 n_{\text{гм}} 2\pi r_k}{v_t}, \quad (4.12)$$

где  $n_{\text{гм}}$  — частота вращения вала гидромотора;  $V_t$  — скорость движения трактора;  $r_k$  — радиус колеса.

Таким образом,

$$i_{\text{общ I}} = \frac{0,06 \cdot 1102,1 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,76}{6} = 52,6;$$

$$i_{\text{общ II}} = \frac{0,06 \cdot 1102,1 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,76}{12,9} = 24,7.$$

Сила тяги определяется по формуле

$$P_t = \frac{M_{\text{гм}} i_{\text{общ}} \eta_{\text{тр}}}{r_k}$$

где  $M_{\text{гм}}$  — крутящий момент на валу гидромотора;  $\eta_{\text{тр}}$  — КПД общей части трансмиссии;

В табл. 4.3 представлены параметры гидромотора с регулируемым рабочим объемом и объемным КПД, равным 0,92.

Таблица 4.3

Угол наклона блока, град	Частота вращения вала, об/мин	Крутящий момент, Н·м	Тяговое усилие, кН	
			Диапазон I	Диапазон II
26,0	1102,1	400	26,3	12,4
23,5	1211,6	364	23,9	11,2
21,0	1348,1	329	21,6	10,2
18,5	1522,6	289	19,0	8,9
16,0	1752,8	252	16,6	7,8
13,5	2069,6	213	14,0	6,6
11,0	2532,0	174	11,4	5,4
10,0	2782,2	160	10,5	4,9

На основе данных табл. 4.1—4.3 определяют потенциальную тяговую характеристику трактора, которая не учитывает потери мощности на сопротивление качению и буксование (табл. 4.4).

Потенциальная тяговая характеристика, построенная в соответствии с данными табл. 4.4, показана на рис. 4.6, а. Она представляет тяговые возможности трактора, которые обеспечивают трансформирующие способности трансмиссии без учета потерь мощности, вызванных функционированием фрикционной передачи колесо—почва.

Таблица 4.4

Диапазон I			Диапазон II		
Тяговое усилие, кН	Скорость движения, км/ч	Мощность, кВт	Тяговое усилие, кН	Скорость движения, км/ч	Мощность, кВт
0	0	0	0	0	0
46,2	0,04	0,5	21,6	0,09	0,5
50,0	0,8	10,6	23,4	1,6	10,6
52,6	1,8	26,7	24,8	3,9	26,8
52,6	2,9	42,1	24,8	6,1	42,1
52,6	3,9	57,4	24,8	8,4	57,4
52,6	5,0	72,6	24,8	10,6	72,6
52,6	6,0	88,1	24,8	12,8	88,1
47,8	6,6	88,1	22,4	14,0	88,1
43,2	7,3	88,1	20,4	15,6	88,1
38,0	8,3	88,1	19,8	17,6	88,1
33,2	9,5	88,1	15,6	20,3	88,1
28,0	11,3	88,1	13,6	24,0	88,1
22,8	13,8	88,1	10,8	29,3	88,1
21,0	15,1	88,1	9,8	32,2	88,1

Тяговая мощность трактора

$$N_t = P_t v_t,$$

где  $P_t$  — тяговое усилие трактора;  $v_t$  — действительная скорость движения трактора.

С учетом сопротивления качению и буксования тяговая мощность трактора равна

$$N_t = N_{tp} - N_f - N_6.$$

Здесь  $N_{tp}$  — мощность, подводимая к колесам от трансмиссии;  $N_f$  — потери мощности на сопротивление качению;  $N_6$  — потери мощности на буксование.

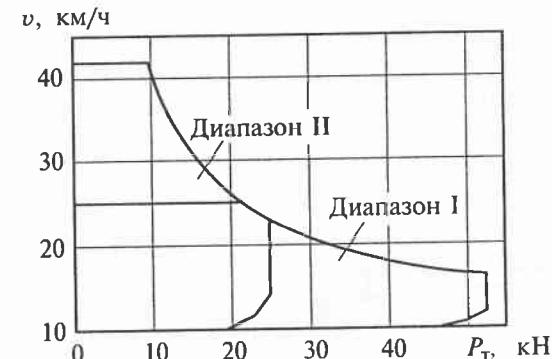


Рис. 4.6. Потенциальная тяговая характеристика трактора

Движение трактора определяется не только особенностями приложенных к нему сил, но и типом связей, которые образуют фрикционные передачи: колесо—почва. Тем более что эти передачи могут выступать двояко — как голономные (движение трактора по асфальту) или неголономные (движение трактора по полю) связи. Следовательно, величины  $N_f$  и  $N_6$  являются вероятностными, и их влияние на потенциальную тяговую характеристику трактора можно только прогнозировать.

Принято, что буксование на диапазоне I изменяется от 15 до 10 % при изменении тягового усилия от 52,6 до 21 кН; на диапазоне II — от 5 до 3 %. Коэффициент сопротивления качению на диапазоне I изменяется от 0,10 до 0,07 (фон-стерня), на диапазоне II — 0,04 (фон-дорога).

Граница зоны тяговой характеристики каждого диапазона обозначена линией (рис. 4.6). Линия  $ABCN$  ограничивает зону диапазона I, а  $EDCKY$  — зону диапазона II. После учета буксования и сопротивлений качению границы зон изменятся. Теперь линия  $AB_1C_1H_1O_1$  — граница зоны диапазона I, а линия  $ED_{II}K_{II}Y_{II}O_{II}$  — граница зоны диапазона II. Точки  $O_1$  и  $O_{II}$  — начало отсчета тягового усилия  $P_{kp}$ .

Изменение границ зон диапазонов произведено с учетом того, что

$$P_{kp} = P_t - P_f = P_t - mgf_c,$$

$$v_{tp} = v(1 - \delta),$$

где  $m$  — масса трактора;  $v$  — расчетная скорость движения трактора;  $f_c$  — коэффициент сопротивления качению.

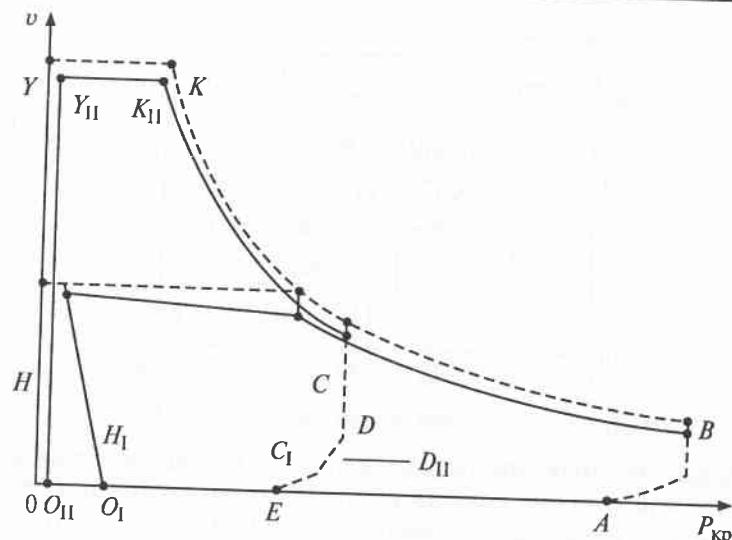


Рис. 4.7. Изменение потенциальной тяговой характеристики трактора

Значение параметров тяговой характеристики трактора в пределах измененных границ зон диапазонов могут быть достигнуты с помощью ручного управления. Функционирование трактора с параметрами, значения которых находятся в диапазоне потенциальной тяговой характеристики без и с изменениями и которые наиболее предпочтительны, возможно только при наличии адаптивного управления.

#### 4.1.5. Рабочие жидкости для гидроприводов

Одним из важнейших компонентов гидроприводов являются рабочие жидкости. К ним предъявляются очень жесткие требования. Жидкость:

- должна обладать малой вязкостью в целях уменьшения потерь на трение, в то же время должна обладать свойством смазывания подшипников;
- должна быть устойчива к пенобразованию;
- должна обладать высокой температурой вспышки;
- должна иметь пониженную кислотность;
- должна быть стойкой к эмульгированию, вода должна отделяться;
- не должна оказывать вредного влияния на здоровье человека.

В гидродинамических передачах в основном используются минеральные масла или смеси со специальными жидкостями. Для гидромуфт, например, применяют турбинное масло 22 (Л), имеющее высокую температуру вспышки 180 °С и хорошую вязкость. Для гидротрансформаторов применяют масла с меньшей вязкостью, чем для гидромуфт, например масло ВНИИ-НП-1.

Масла в процессе эксплуатации ухудшают свои физико-химические свойства, загрязняются, поэтому периодически следует брать пробы на загрязнение масла, а в случае необходимости и при наработке определенного количества часов эксплуатации масло следует заменять.

#### 4.1.6. Гидростатические приводы

Гидростатический привод (гидравлическая система) представляет собой совокупность механизмов и устройств, служащих для передачи энергии при помощи жидкости.

В отличие от гидродинамического привода в гидростатическом приводе энергия передается давлением жидкости без значительного изменения ее скорости. К основным элементам гидростатического привода можно отнести:

- насос или аккумулятор — источник гидравлической энергии;
- гидродвигатель — приемник гидравлической энергии;
- органы регулирования и распределения гидравлической энергии;
- органы защиты.

В гидростатическом приводе насос и гидродвигатель представляют собой гидравлические машины объемного типа.

На рис. 4.8 представлена элементарная схема гидростатического привода.

Более подробно элементы схемы и их назначение будут рассмотрены ниже. Вкратце представленная схема работает следующим образом. Распределитель 2 закрыт, и гидродвигатель отключен от системы. При включении насоса 7 рабочая жидкость начинает поступать в аккумулятор 1, заполняя его, давление в нем повышается. При достижении значения  $p_0$  срабатывает автомат разгрузки 3, переключающий насос на линию слива, таким образом разгружая его.

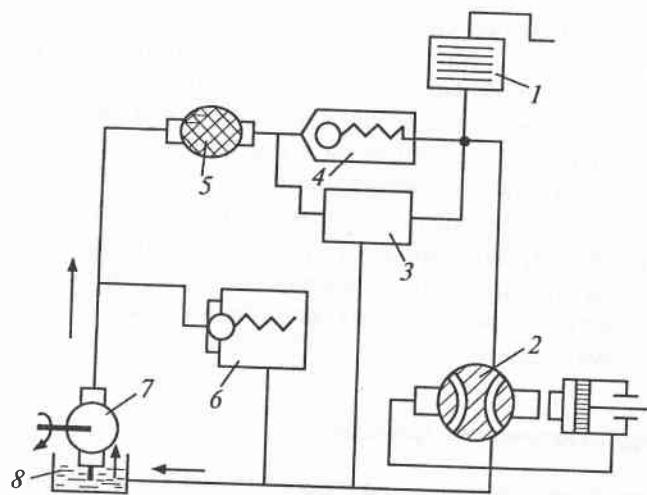


Рис. 4.8. Элементарная схема гидростатического привода:  
1 — аккумулятор; 2 — распределитель; 3 — автомат разгрузки; 4 — обратный клапан;  
5 — фильтр; 6 — предохранительный клапан; 7 — насос; 8 — бак

Ведущая к исполнительным механизмам линия подключена к источнику гидравлической энергии — аккумулятору 1.

Поворотом распределителя на  $45^\circ$  включается гидроцилиндр. Рабочая жидкость из аккумулятора 1 поступает в гидроцилиндр и давление в нем падает. При достижении значения  $p_1$  автомат разгрузки 3 переключает насос с линии слива на аккумулятор, благодаря чему начнется вновь заполнение аккумулятора и повышение давления в нем до значения  $p_0$ , когда насос вновь будет отключен на слив.

#### Тема 4.2. Условные графические обозначения элементов гидравлических приводов

При проектировании, монтаже, эксплуатации, ремонте, обслуживании гидравлических машин и агрегатов специалисты пользуются условными обозначениями элементов гидравлических сетей. Условные обозначения элементов гидравлических сетей гостированы и утверждены Комитетом стандартов, мер и измерительных приборов при Правительстве РФ.

Таблица 4.5

Наименование	Обозначение
Гидробак:	
открытый, под атмосферным давлением;	
со сливным трубопроводом выше уровня рабочей жидкости	
со сливным трубопроводом ниже уровня рабочей жидкости	
с трубопроводом для слива из бака	
Аккумулятор гидравлический:	
общее обозначение	
пружинный гидравлический	

В табл. 4.5 приведены некоторые условные обозначения основных элементов гидравлических сетей.

Условные графические обозначения распределителей состоят из обозначения отдельных элементов и их комбинаций: позиций подвижного элемента, линий связи, проходов и элементов управления. Число позиций изображается соответствующим числом квадратов, например две позиции (рис. 4.9, а), три позиции (рис. 4.9, б).

Промежуточные (переходные) положения подвижного элемента изображают штриховыми линиями, проведенными между рабочими позициями. Пример изображения промежуточного положения подвижного элемента между тремя рабочими позициями показан на рис. 4.10.

Распределители в принципиальных схемах изображают в исходной позиции, к которой подводят линии связи. Для того чтобы представить действия распределителя в другой рабочей пози-

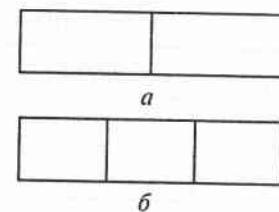


Рис. 4.9. Условное графическое изображение распределителя:  
а — двухпозиционного; б — трехпозиционного

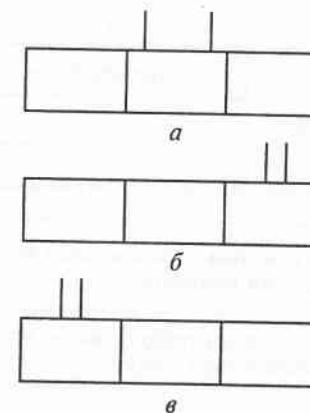


Рис. 4.10. Условное графическое изображение распределителя с промежуточными положениями

Рис. 4.11. Четырехлинейный трехпозиционный распределитель:  
а — в исходном положении; б — в правой рабочей позиции; в — в левой рабочей позиции

ции, необходимо мысленно передвинуть соответствующий квадрат на место исходной позиции, оставляя линии связи в исходном положении. На рис. 4.11 представлен четырехлинейный трехпозиционный распределитель в различных позициях.

Каналы (проходы) изображают линиями со стрелками, показывающими направления потоков рабочей среды в каждой позиции (рис. 4.12).

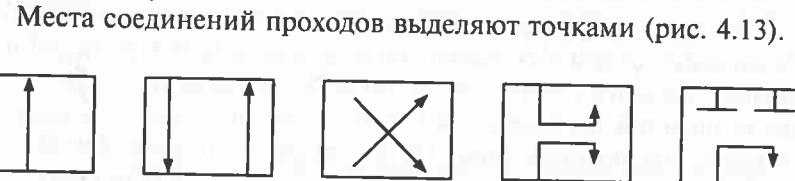


Рис. 4.12. Примеры изображения каналов



Рис. 4.13. Примеры изображения соединений проходов

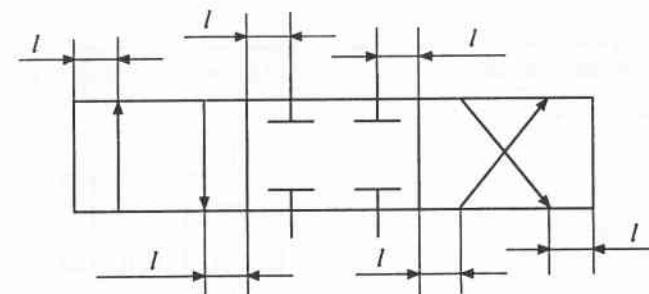


Рис. 4.14. Условное графическое изображение проходов по ГОСТ 2.781-88

На чертежах проходы располагают так, чтобы расстояние  $l$  от проходов до сторон квадратов во всех позициях было одинаковым (рис. 4.14).

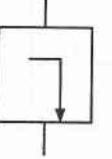
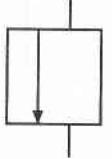
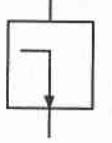
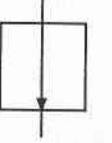
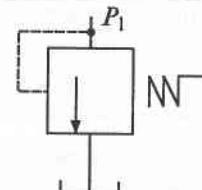
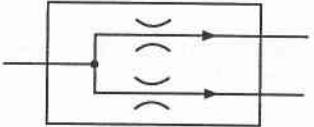
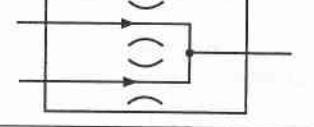
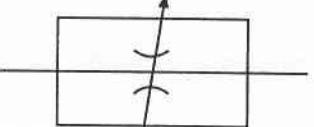
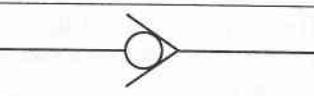
Примеры построения условных графических обозначений распределителей приведены в табл. 4.6.

Таблица 4.6

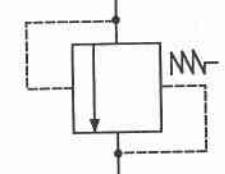
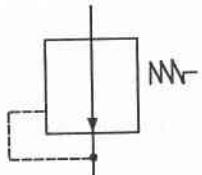
Распределитель 4/2	Графическое обозначение
С управлением от шланга с пружинным возвратом	
С управлением от двух электромагнитов	
С управлением от давления	

Примеры построения условных графических обозначений аппаратов для регулирования величин давления рабочей среды приведены в табл. 4.7.

Таблица 4.7

Наименование	Графическое обозначение
Регулирующий орган:	
нормально закрытый	 или 
нормально открытый	 или 
Клапан предохранительный (с собственным управлением, обеспечивающим максимальное давление $p_1$ )	
Делитель потока	
Сумматор потока	
Регулятор потока (дроссель)	
Клапан обратный	

Окончание табл. 4.7

Наименование	Графическое обозначение
Золотник напорный	
Регулятор давления	

Условные обозначения насосов, гидравлических двигателей и моторов указаны в табл. 4.8.

Таблица 4.8

Наименование	Обозначение
Насос	
Компрессор	
Гидромотор	

Условные обозначения элементов трубопроводов и арматуры указаны в табл. 4.9.

Таблица 4.9

Наименование элементов трубопроводов и арматуры	Обозначение
Трубопроводы:	
напора, всасывающие, сливные	— — — — —
управления	— — — — —
Соединение трубопроводов (неразъемное)	
Пересечение трубопроводов	
Соединение трубопроводов (разъемное):	
фланцевое	
общее обозначение	
штуцерное	
муфтовое, резьбовое	
Вентиль (клапан):	
проходной, роторный	
проходной, регулирующий	
Задвижка	
Кран проходной	

## Тема 4.3. Управляющая и регулирующая аппаратура гидроприводов 145

При составлении принципиальных гидравлических схем пользуются правилами выполнения принципиальных схем. На принципиальной схеме изображают все гидравлические элементы и устройства, необходимые для осуществления и контроля в установке заданных гидравлических процессов, и все связи между ними. Элементы и устройства на принципиальных гидравлических схемах необходимо изображать с помощью условных графических обозначений — по ГОСТ 2782—88 и ГОСТ 795—88.

Гидравлические связи следует изображать с помощью линий связи. Каждый элемент и устройство, входящие в гидросистему и изображенные на схеме, должны иметь буквенно-цифровое позиционное обозначение, состоящее из буквенного обозначения (кода), указывающего вид элемента и порядковый номер (номер элемента), проставляемого после буквенного кода. Буквенный код элемента (устройства) должен содержать одну прописную букву или несколько прописных букв латинского алфавита.

Порядковый номер буквенно-цифрового позиционного обозначения элемента (устройства) должен быть выполнен арабскими цифрами.

Порядковые номера должны быть присвоены в соответствии с последовательностью расположения элементов и устройств на схеме сверху вниз или в направлении слева направо.

Позиционные обозначения проставляют на схемах рядом с условными графическими обозначениями элементов и устройств, с правой стороны или над ними.

## Тема 4.3. Управляющая и регулирующая аппаратура гидроприводов

### 4.3.1. Классификация гидроаппаратов

По назначению всю гидроаппаратуру можно разделить на направляющую и регулирующую.

*Направляющая гидроаппаратура* предназначена для изменения направления потока жидкости путем полного перекрытия (открытия) проходного сечения в аппарате. *Регулирующая гидроаппаратура* предназначена для изменения давления или расхода жид-

кости путем частичного перекрытия проходного сечения в аппарате.

Различают регулирующую аппаратуру (регуляторы) прямого и непрямого действия. К регуляторам прямого действия относят те, у которых перемещение регулирующего элемента осуществляется за счет энергии рабочей жидкости, требующие небольших затрат мощности. А если для перемещения регулирующего элемента необходимы значительные затраты энергии, применяют регуляторы непрямого действия.

#### 4.3.2. Направляющая аппаратура. Распределители жидкости

К направляющей аппаратуре относятся: распределители жидкости; обратные клапаны; гидрозамки; клапаны выдержки времени, последовательности и логические.

По числу гидролиний, подводимых к распределителю, распределитель может быть трехходовым, четырехходовым и т. д. В зависимости от числа фиксированных положений запорного элемента различают распределители двухпозиционные, трехпозиционные и т. д. Запорный элемент распределителя может приводиться в движение различными источниками энергии. В зависимости от этого распределители бывают с механическим (ручным), электрическим, пневматическим управлением.

**Крановые распределители.** Применяются для изменения распределения жидкости в гидросистеме. Для этого необходимо повернуть запорный элемент распределителя вокруг своей оси. Конструктивно запорный элемент может быть выполнен в виде конической, шаровой или цилиндрической пробки. В запорном элементе имеются проходные каналы для жидкости.

Условное обозначение на гидравлических схемах распределителя с ручным управлением показано на рис. 4.15, а.

Крановые распределители изготавливаются неразгруженными и разгруженными (рис. 4.15, б). В неразгруженных кранах давления в камере, связанной с линией нагнетания, не уравновешивается, что приводит к одностороннему прижатию пробки и увеличению утечек. Поэтому при больших давлениях применяют только разгруженные краны (рис. 4.15, в), у которых диаметрально противоположные полости соединены каналами.

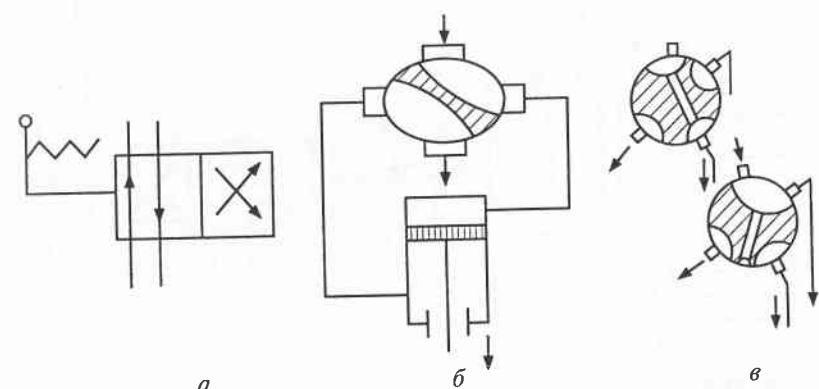


Рис. 4.15. Схематическое изображение крановых распределителей:  
а — с ручным управлением; б — неразгруженные; в — разгруженные

При построении условных обозначений распределителей число позиций запорного элемента соответствует числу квадратов, а проходы (каналы) в распределителе обозначают линиями со стрелками, показывающими направление потоков рабочей жидкости в каждой позиции. Запорный элемент изображают в исходной позиции, когда к нему не приложено управляющее воздействие. Для представления работы распределителя необходимо мысленно передвинуть соответствующий квадрат на схеме на место исходной позиции, а внешние гидролинии остаются в прежнем положении. Управление распределителей показывается на малых сторонах общего прямоугольника, составленного из квадратов.

**Золотниковые распределители.** Эти распределители получили наиболее широкое применение в гидроприводе. Они обладают высокой надежностью в работе, компактны и очень просты в изготовлении. Золотниковые распределители могут эксплуатироваться при весьма высоких давлениях (до 32 МПа) и больших расходах, чем крановые распределители.

Основными элементами золотниковых распределителей являются золотник с поясами и цилиндр (гильза) с окнами. На рис. 4.16, а показана принципиальная схема четырехлинейного трехпозиционного золотникового распределителя, а на рис. 4.16, б — его условное обозначение на схемах. Очень часто в гидроприводах применяют четырех- и пятилинейные двух- и трехпозиционные распределители. В зависимости от давления в системе они выполняются разгруженными и неразгруженными.

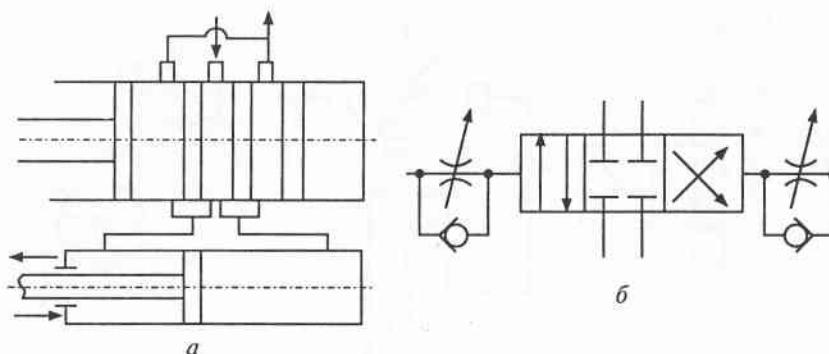


Рис. 4.16. Принципиальная схема четырехлинейного трехпозиционного золотникового распределителя (а) и его условное обозначение на схемах (б)

Недостатком золотниковых распределителей является возможность появления облитерации. Для исключения заедания золотников при облитерации используют механические или электромеханические устройства, придающие колебательные движения золотнику, за счет чего происходит разрушение слоя поляризованных молекул.

**Клапанные распределители.** Клапанные распределители применяются в основном в гидросистемах с высокой герметичностью. Поэтому запорный элемент у них выполняют в виде конического или шарового клапана.

На рис. 4.17, а показан клапанный распределитель с коническим запорным элементом. Основными деталями распределителя являются клапан 1 с центрирующим плунжером, прижимаемый к седлу 2 пружиной 4, толкатель 3, воздействующий на клапан для его открывания. Как правило, толкатель приводится в действие от электромагнита. Для уравновешивания от подводимого давления в клапане 1 имеются отверстия.

На рис. 4.17, б изображено его условное обозначение на схемах — трехлинейный двухпозиционный распределитель с управлением от электромагнита и пружинным возвратом.

**Обратные клапаны.** Эти клапаны предназначены для пропускания жидкости только в одном направлении. В зависимости от конструкции запорного элемента различают шариковые, конические или тарельчатые обратные клапаны. Наиболее распространены шариковые клапаны. На рис. 4.18, а показан шариковый обратный клапан.

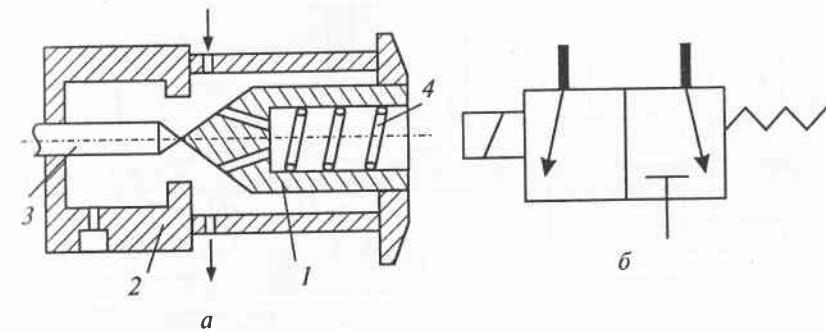


Рис. 4.17. Принципиальная схема клапанного распределителя с коническим запорным элементом (а) и его условное графическое обозначение на гидравлических схемах (б):

1 — клапан; 2 — седло; 3 — толкатель; 4 — пружина

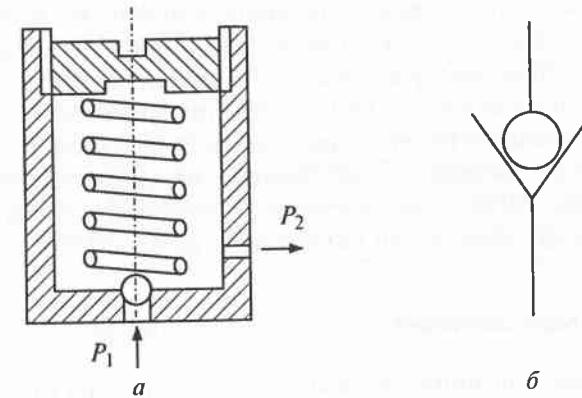


Рис. 4.18. Шариковый обратный клапан (а) и его условное графическое обозначение на гидравлических схемах (б)

Особенностью обратных клапанов является небольшое усилие сжатия пружины, прижимающей запорный элемент к седлу, и большая пропускная способность. Потери давления не превышают 0,2 МПа, а во всасывающих на порядок меньше.

**Гидравлические замки.** Гидравлические замки предназначены для запирания штока гидроцилиндра в заданном положении. По конструктивным особенностям различают замки одностороннего и двухстороннего действия. На рис. 4.19 показано обозначение гидрозамков на схемах и их подключения к гидроцилиндром.

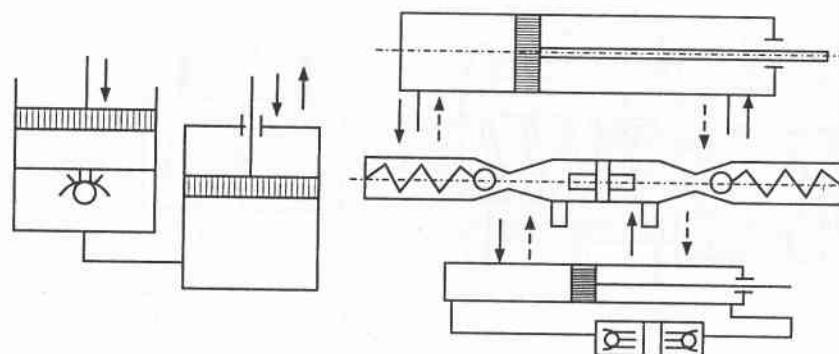


Рис. 4.19. Гидрозамки

**Клапаны выдержки времени.** Предназначены для создания выдержки времени между операциями в системе гидропривода. Конструктивно клапан выдержки времени состоит из цилиндра и поршня с исполнительным штоком, на котором устанавливается контактная группа. Выдержка у клапана зависит от времени заполнения цилиндра жидкостью или от времени слива жидкости из него, или же от времени перетекания жидкости из одной полости цилиндра в другую. Во всех случаях протекание жидкости происходит через дроссель. Регулировка времени осуществляется при помощи изменения хода поршня или сопротивления дросселя.

#### 4.3.3. Регуляторы давления

Регуляторы давления по назначению делятся на предохранительные клапаны, переливные клапаны, редукционные клапаны, разности давления и соотношения.

**Предохранительный клапан.** Предохранительный клапан предназначен для ограничения давления в месте его подключения. При повышении значения давления до настроичного предохранительный клапан срабатывает и сбрасывает часть жидкости из гидравлической системы, что приводит к уменьшению давления и закрытию клапана, таким образом определяя его режим работы, который является эпизодическим.

В зависимости от конструкции запорного элемента различают шариковые, конические, тарельчатые, плунжерные, мембранные и золотниковые клапаны. По конструктивному исполнению они

похожи на обратные клапаны (см. рис. 4.18, а). На рис. 4.20 показано условное изображение предохранительного клапана на гидросхемах.

Запорный элемент клапана в закрытом положении находится в равновесии под действием сил давления жидкости и реакции седла, с одной стороны, и силы сжатия пружины — с другой. При достижении предельного, настроечного значения давления в жидкости пружина сожмется, запорный элемент поднимется под седлом и через образовавшуюся щель начнет течь рабочая жидкость. Чем больше давление жидкости перед клапаном, тем большая площадь проходного сечения между седлом и запорным элементом, тем больше расход через клапан.

На рис. 4.21 приведена принципиальная схема включения предохранительного клапана. Предохранительный клапан устанавливается на насосе или сразу за ним, что уменьшает повышенные давления в гидроприводе при срабатывании клапана.

Рассмотрим работу предохранительного клапана. В подвижных элементах клапана (запорный элемент, пружины и т. д.) имеется место наличие сил трения и инерции. В момент срабатывания клапана сила, приложенная со стороны жидкости к запорному элементу, больше силы сжатия пружины, сил инерции и трения. При достижении максимального подъема над седлом запорного

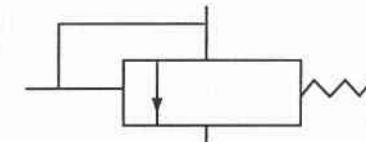


Рис. 4.20. Условное изображение предохранительного клапана на гидросхемах

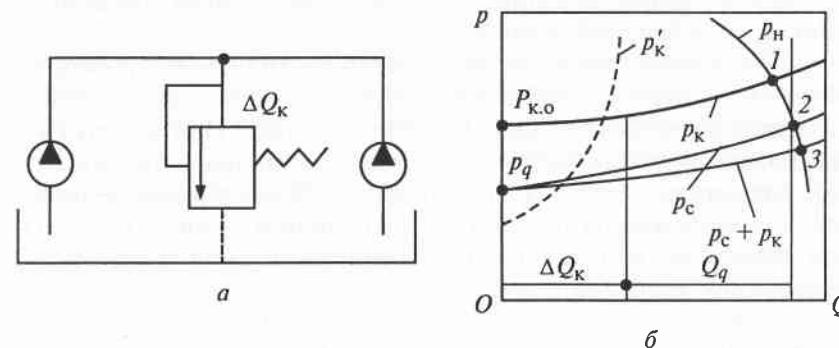


Рис. 4.21. Схема включения предохранительного клапана (а) и его характеристики (б)

элемента исчезают приложенные к нему силы трения и инерции, а избыточная сила со стороны пружины начинает перемещать запорный элемент к седлу. Уменьшение давления на запорный элемент со стороны жидкости осуществляется за счет образовавшегося зазора между запорным элементом и седлом. Этот эффект объясняется большими скоростями движения жидкости в зазоре (до 15–20 м/с), что согласно уравнению Бернулли приводит к уменьшению силы, действующей со стороны жидкости на запорный элемент и к закрыванию клапана.

На рис. 4.21, б показана характеристика давления клапана  $p_k$ , насоса  $p_n$ , внешней гидросети  $p_c$ .

Известно, что рабочий режим насоса определяется точкой пересечения характеристик давления насоса  $p_n = f(Q)$  и внешней гидросети  $p_c = p_d + \rho g Q^m$ . При повышении значения давления у насоса (за счет увеличения давления  $p_d$ ) до значения настройки предохранительного клапана  $p_{k,o}$ , последний срабатывает и начинает пропускать жидкость. Это обуславливает появление в гидроприводе участка сети клапана с характеристикой  $p_k = f(Q)$ , которая представляет собой квадратичную параболу с вершиной на оси ординат при давлении срабатывания  $p_{k,o}$ . Суммарная характеристика параллельного разветвления  $p_c + p_k$  меняет раньше существовавший режим работы насоса, который определяется на диаграмме точкой 3, а при несрабатывании клапана режим работы насоса определяется точкой 2, что приводит к уменьшению давления в турбосистеме и появлению утечки  $\Delta Q_k$  через клапан, а расход в гидролинии с гидродвигателем уменьшится до величины  $Q_q$ . Максимальное давление в системе, при котором срабатывает клапан, определяется точкой 1.

У исправного предохранительного клапана до его срабатывания во всех точках поверхности соприкосновение седла с запорным элементом должен быть хороший контакт. При его отсутствии клапан теряет герметичность, начинает пропускать жидкость при давлениях, меньших значения  $p_{k,o}$ . Характеристика такого клапана показана на рис. 4.21, б пунктирной линией  $p'_k = f(Q)$ . Эта характеристика никогда не бывает стабильной и меняется с изменением давления в системе.

С учетом вышеизложенного предохранительные клапаны должны иметь:

- высокую герметичность (даже при давлениях, близких к срабатыванию);

- достаточную пропускную способность во время срабатывания;

- отсутствие вибраций запорного элемента при срабатывании.

Вышеизложенные требования обязательны при разработке конструкций клапанов.

**Переливные клапаны.** Переливной клапан предназначен для поддержания заданного значения давления в месте его подключения за счет непрерывного слива рабочей жидкости. Принципиально переливной клапан отличается от предохранительного только постоянством своего действия. К переливным клапанам предъявляются следующие требования:

- скорость жидкости, протекающей через клапан, должна быть небольшой (не более 5...8 м/с);
- запорный элемент не должен подвергаться колебательным явлениям;
- пропускная способность клапана должна быть равной подаче насоса.

Как правило, запорным элементом переливного клапана является золотник. Для увеличения чувствительности клапана, повышения его стабильной работы в гидросистеме золотник изготавливают дифференциальным или добавляют дополнительный клапан. У клапана с дифференциальным золотником усилие предварительного сжатия пружины уменьшается за счет частичного уравновешивания золотника силами давления жидкости, действующими с разных сторон на торцы золотника. Для исключения колебаний в запорном элементе устанавливают дроссель постоянного сопротивления.

В двухступенчатом клапане давление рабочей жидкости воздействует сначала на вспомогательный клапан, выполняющий роль чувствительного элемента, а основной клапан — роль гидродвигателя, регулирующего давление потока жидкости в системе.

На рис. 4.22 показано условное обозначение переливного клапана на гидравлических схемах.

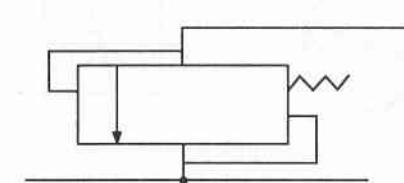


Рис. 4.22. Условное обозначение переливного клапана на гидросхемах

#### 4.3.4. Регуляторы расхода

Регуляторы расхода объединяют устройства, предназначенные для управления расходом рабочей жидкости. К ним относятся: дроссели, регуляторы потока, дросслирующие распределители и клапаны соотношения расходов (делители и сумматоры потока).

**Дроссели.** Дроссели представляют собой регулируемые местные сопротивления, площади проходных отверстий которых можно изменять в процессе работы и тем самым изменять расход жидкости.

В зависимости от формы проходного отверстия и регулирующего элемента различают игольчатые, щелевые, канавочные и пластинчатые дроссели. Характерным для всех типов дросселей является форма проходного отверстия и соотношение между его площадью и периметром смачивания. Чем больше отверстие и меньше его периметр смачивания, тем меньше имеет место облитерация и надежнее работает дроссель. На рис. 4.23 приведены схемы дросселей.

Изменение площади проходного отверстия у игольчатых дросселей (см. рис. 4.23, а) осуществляется за счет осевого перемещения иглы. Недостатком этого типа дросселей является повышенная склонность к облитерации вследствие большого по величине периметра кольцевой щели.

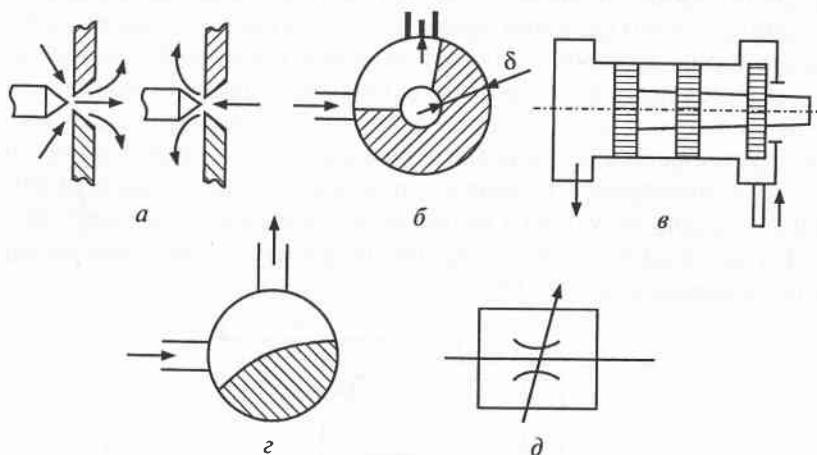


Рис. 4.23. Схемы дросселей (а, б, г) и их условное изображение на гидросхемах (в, д)

Площадь проходного отверстия у щелевых дросселей (см. рис. 4.23, б) изменяется при повороте полой пробки, в которой сделана щель. Если толщина стенки пробки  $\delta$  мала, то пропускная способность дросселя практически не зависит от вязкости жидкости. Не возникает в щелевом дросселе и облитерация. Дроссели щелевого типа нашли наибольшее применение.

Пластинчатый дроссель (см. рис. 4.23, г) состоит из набора шайб с отверстиями. Расход жидкости зависит от числа шайб, находящихся на пути потока. На его характеристики работы практически не оказывает влияние облитерация и вязкость жидкости, но он хуже работает на загрязненных жидкостях, чем щелевой.

У канавочных дросселей изменение площади проходного отверстия достигается поворотом пробки, на боковой поверхности которой сделаны эксцентрические каналы треугольной или прямоугольной формы. Канавочные дроссели склонны к облитерации и при малых расходах на их пропускную способность влияет вязкость жидкости.

Расход жидкости через дроссель любой конструкции можно рассчитать по формуле истечения через малые отверстия:

$$Q = \mu \omega \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (4.13)$$

где  $\mu$  — коэффициент расхода дросселя (для щелевых дросселей  $\mu = 0,64 - 0,7$ , для игольчатых  $\mu = 0,75 - 0,8$ );  $\omega$  — площадь проходного отверстия;  $\Delta p$  — перепад давления в дросселе.

Из формулы (4.13) следует, что расход через дроссель зависит не только от площади проходного отверстия, но и от перепада давления. Чем меньше  $\Delta p$  (перепад давления), тем меньше  $Q$  (расход) и наоборот. Поскольку перепад давления зависит от нагрузки, приложенной к исполнительному органу, а при переменной нагрузке нельзя получить с помощью одного дросселя стабильной скорости выходного звена гидродвигателя, поэтому дроссели применяют только в тех случаях, когда изменяется нагрузка на гидродвигателе или допускается уменьшение скорости его выходного звена с увеличением нагрузки, и наоборот.

**Регуляторы потока.** Регуляторы потока предназначены для обеспечения заданного расхода вне зависимости от величины перепада давления между входным и выходным патрубками аппара-

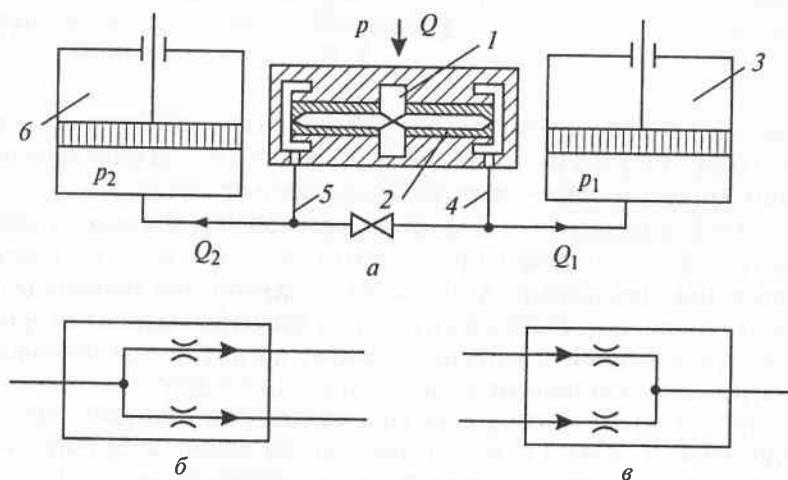
та. Регулятор потока состоит из дросселя и клапана разности давлений, поддерживающего постоянный перепад давления на дросселе. Условное обозначение регулятора потока показано на рис. 4.24.

#### Клапаны соотношения расхода

Клапаны этого типа делятся на сумматоры и делители потока. Большее применение нашли делители потока.

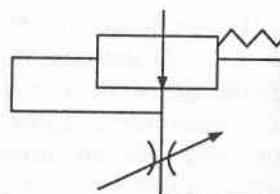
Делители предназначены для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в нескольких параллельных потоках при их разделении. Чаще всего необходимо разделить расход жидкости, поступающей к двум или нескольким гидромоторам от одного насоса, на две или несколько равных частей. В промышленности существует большое количество конструкций делительных клапанов, на рис. 4.25 приведена одна из возможных схем подключения делителя потока к гидроцилиндрам.

Жидкость с давлением  $p$  и расходом  $Q$  подводится в канал 1 и поступает в полый свободно перемещающийся в цилиндриче-



**Рис. 4.25.** Клапаны соотношения расходов, схематичное их изображение на гидросхемах:

*a* — схема подключения; *b, в* — схематичное изображение на гидросхемах; *1, 4, 5* — каналы; *2* — поршень; *3, 6* — гидроцилиндры.



**Рис. 4.24.** Регулятор потока, условное обозначение на гидросхемах

#### *Тема 4.4. Вспомогательная аппаратура гидропривода*

ской расточке поршень 2. При равенстве противодавлений в гидравлических цилиндрах 3 и 6 ( $p_1 = p_2$ ) потери давления в участках сети, подводящих жидкость к гидроцилиндрам, будут одинаковы, как в параллельно включенных трубопроводах, т. е.  $\rho qa_1 Q_1^2 = \rho qa_2 Q_2^2$ . При равенстве сопротивлений параллельных участков ( $a_1 = a_2$ ) расходы в них будут равны  $Q_1 = Q_2 = \frac{Q}{2}$ . Сопро-

тивления  $a_1$  и  $a_2$  выравнивают подбором дроссельных шайб, устанавливаемых в каналах 4 и 5. При этом на торцы поршня 2 действуют равные давления  $p_1 + \rho q a_1 Q_1^2 = p_2 + \rho q a_2 Q_2^2$ , и он находится в равновесии, располагаясь симметрично оси канала 1.

С уменьшением усилия в сторону увеличения на одном из штоков гидроцилиндра (например, б) в нем начнет расти давление на величину  $\Delta p$ , что приводит к неравенству давлений на торцах поршня 1:

$$p_1 + \Delta p + \rho q a_1 a_1^2 > p_2 + \rho q a_2 a_2^2.$$

Вследствие этого поршень переместится в направлении цилиндра 3, дросселируя канал 4 и увеличивая в нем потери давления до  $\Delta p_n = \Delta p$ . В этих условиях вновь наступит равновесие поршня 2,  $Q_1 = Q_2$ ,

$$p_1 + \Delta p + \rho q a_1 Q_1^2 = p_2 + \Delta p + \rho q a_2 Q_2^2.$$

При выравнивании усилий на штоках гидроцилиндров ( $\Delta p = 0$ ) поршень возвращается в исходное положение и  $\Delta p_n = 0$ , а  $O_1 = O_2$ .

Дросселирующие распределители предназначены для изменения расхода и направления потока жидкости в нескольких гидролиниях одновременно в соответствии с изменением величины внешнего управляющего воздействия.

Тема 4.4. Вспомогательная аппаратура гидропривода

К вспомогательным устройствам гидропривода условно относят кондиционеры рабочей жидкости, гидроемкости, теплообменную и измерительную аппаратуру.

#### 4.4.1. Кондиционеры

Кондиционеры предназначены для получения необходимых качественных показателей и состояния рабочей жидкости. К ним относятся гидроочистители и теплообменные аппараты.

Гидроочистители используются для очистки рабочей жидкости от твердых частиц, которые ухудшают смазку трущихся деталей, приводя их к интенсивному износу и заклиниванию перемещающихся пар, засоряют проходные каналы гидроаппаратов, способствуют разрушению и окислению масел. Чем чище рабочая жидкость, тем дольше и надежнее работает гидроаппаратура.

Очистка жидкости может осуществляться двумя способами: в силовом поле (сепараторами) или в пористом материале (фильтрами).

Очистка в силовом поле (центробежном, гравитационном, магнитном) производится за счет разного силового взаимодействия твердых частиц и рабочей жидкости с полем, за счет разной траектории движения в очистителе и удаления их из потока жидкости. Очистка от твердых частиц в центробежных и гравитационных очистителях тем эффективнее, чем больше размеры частиц и большая разность между плотностями частиц и рабочей жидкости.

Магнитные очистители эффективно задерживают ферромагнитные и сцепленные с ними немагнитные частицы очень малых размеров ( $0,5 \text{ мкм}$  и меньше). Источником магнитного поля служат в основном постоянные магниты из специальных сплавов. Конструктивно часто используют магнитные очистители с фильтрами.

Пористые фильтры (очистители) задерживают твердые частицы любых физических свойств, но только определенного размера, в зависимости от пор фильтра. В качестве фильтрующего материала применяют металлические сетки-пластины, ткань, войлок, керамику, бумагу и т. д. Чем меньше поры, тем лучше очистка. Степень очистки оценивается по наименьшему размеру  $d$  частиц, задерживаемых фильтром. По степени очистки условно различают фильтры нескольких типов: грубой очистки ( $d \geq 0,1 \text{ мм}$ ), нормальной очистки ( $d \geq 0,01 \text{ мм}$ ), тонкой очистки ( $d \geq 0,05 \text{ мм}$ ).

Фильтр состоит из корпуса и крышки. В крышке на двух стойках закреплен фильтрующий пакет из пластин с прокладками. На стойке закреплен пакет скребков, состоящих из пластин, входя-

щих в щели между пластинами фильтра. Фильтрующий пакет может поворачиваться вместе с осью, при этом неподвижные скребки будут очищать кольцевые щели между пластинами фильтрующего пакета. Снятую грязь можно удалить через отверстие, закрытое пробкой.

Часто на практике используют три схемы включения фильтров:

- во всасывающую линию. Гидропривод работает при этом уже на очищенной жидкости, а сам фильтр расположен под малым давлением. Такую схему используют в основном при грубой очистке;
- в напорную линию после насоса. В этой схеме только насос работает на неочищенной жидкости, но фильтр должен быть рассчитан на высокое давление. Часто перед фильтром ставят предохранительный клапан, срабатывающий при засорении фильтра;
- в сливную линию (обычно в гидробаках). Фильтр при этом работает под малым давлением, а диапазон давлений допускается значительный.

#### 4.4.2. Теплообменные аппараты

Теплообменные аппараты (нагреватели и охладители) применяются для поддержания нормальной температуры рабочей жидкости. Устанавливаются они, как правило, в гидробаках.

#### 4.4.3. Гидроемкости

К гидроемкостям относятся гидробаки и гидроаккумуляторы.

**Гидробак.** Гидробаки предназначены для питания гидропривода рабочей жидкостью. Размеры бака рассчитываются такими, чтобы рабочая жидкость в нем могла охладиться и отстояться. Поэтому объем бака принимают равным двух—четырехминутной подаче насоса.

Обычно гидробаки изготавливают сварными со съемной верхней крышкой, в которую вмонтирован патрубок с расположенным в нем сетчатым фильтром для залива рабочей жидкости. В баке устанавливают перегородку, отделяющую линию слива от всасывающей линии. Ее назначение — успокоить жидкость и улучшить условия отстоя.

Конец всасывающего трубопровода располагают в нижней части бака на небольшом расстоянии от дна. При этом насос работает с некоторым подпором, что исключает засасывание осевших на дно твердых частиц. Сливная же линия подводится на 1/3 высоты бака от дна, при этом ось трубопровода должна быть параллельна дну бака, что исключает вспенивание жидкости и взмучивание осевших на дно частиц.

Обычно на крышках баков устанавливают обратные клапаны, которые отрегулированы так, что при избытке давления на 5 кПа в баке он открывается, а когда создается разряжение, равное приблизительно 2 кПа, он так же открывается.

**Гидроаккумуляторы.** Гидроаккумуляторы предназначены для аккумулирования энергии рабочей жидкости, что необходимо при эпизодической работе гидроприводов. В основном гидроаккумуляторы применяют в тормозных системах подъемных машин и лебедок.

В зависимости от того, за счет чего происходит накопление энергии и ее возврат, различают грузовые, пружинные и пневматические гидроаккумуляторы.

#### 4.4.4. Гидролинии

Гидролинии предназначены для прохождения рабочей жидкости в процессе работы гидропривода. Гидролиния состоит из всасывающей, напорной и сливной частей.

Всасывающая линия служит для подведения рабочей жидкости к насосу из бака, от распределителя, от гидродвигателя.

Часть линии, по которой рабочая жидкость движется от насоса, гидроаккумулятора к гидродвигателю называют напорной.

Сливная линия предназначена для слива рабочей жидкости в бак. Гидролинию, по которой отводятся утечки рабочей жидкости, называют дренажной.

Гидролиния управления предназначена для подвода жидкости к гидроаппаратам гидропривода. Все гидролинии изготавливаются из жестких металлических труб или гибких рукавов — шлангов.

На гидравлических схемах гидролинии принято обозначать следующим образом: напорная, сливная и всасывающая — толстыми сплошными линиями, линии управления — сплошными тонкими, дренажные — штриховыми линиями.

#### Тема 4.5. Принципиальные схемы гидроприводов

При составлении схем гидроприводов часто используют следующую гидроаппаратуру: предохранительные, переливные и редукционные гидроклапаны, гидродроссели, регуляторы расхода, обратные гидроклапаны и т. д.

Рассмотрим несколько примеров принципиальных схем гидроприводов. На рис. 4.26 представлены гидравлические схемы строительно-дорожных машин с объемным регулированием.

Рабочая жидкость всасывается регулируемым гидронасосом 1 из маслобака 10 и нагнетается им к распределителю жидкости 3, а от него в зависимости от позиций распределителя к реверсивному гидродвигателю 5 или же к поршневой или штоковой полости гидроцилиндра 6. После выполнения определенного вида работы рабочая жидкость возвращается назад через распределитель жидкости 3, проходит через фильтр 9, установленный в сливном трубопроводе, и сливается в бак 10. При регулировании рабочего объема гидронасоса 1 регулируется расход рабочей жидкости

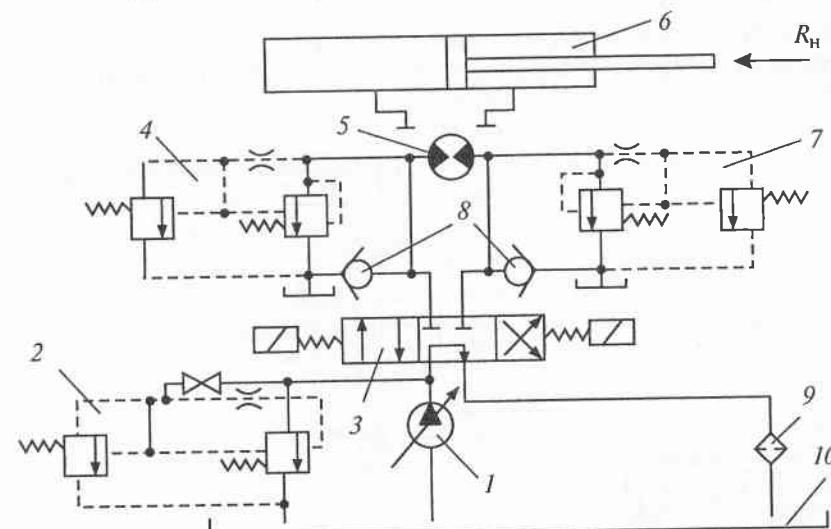


Рис. 4.26. Гидравлическая схема строительно-дорожных машин с объемным регулированием:

1 — гидронасос; 2, 4, 7 — предохранительные клапаны; 3 — распределитель жидкости; 5 — гидродвигатель; 6 — гидроцилиндр; 8 — обратные клапаны; 9 — фильтр; 10 — бак

к гидромотору 5 или же к гидроцилиндру 6, при этом, чем больше рабочий объем гидронасоса, тем выше частота вращения вала гидромотора или же скорость поршня гидроцилиндра при неизменных параметрах силовых гидромоторов и цилиндров. Защита гидропривода от перегрузки по давлению обеспечивается первичным предохранительным клапаном 2 непрямого действия, подключенному к напорному трубопроводу сразу после гидронасоса 1, а также вторичными предохранительными клапанами 4 и 7 непрямого действия, подключенными к обеим гидролиниям гидромотора 5 или же гидроцилиндра 6. Вторичные предохранительные клапаны ограничивают максимальное давление, возникающее в гидродвигателе 5 или гидроцилиндре 6 от инерционных нагрузок или реактивного усилия при установке распределителя жидкости 3 в нейтральное положение. Для обеспечения неразрывности потока при срабатывании вторичного предохранительного клапана применяются обратные клапаны 8, которые работают как подпиточные клапаны для той или иной гидролинии гидродвигателей.

На рис. 4.27 показана гидросхема гидропривода горных машин. В отличие от строительно-дорожных машин в данных гидросхемах вторичные предохранительные и обратные клапаны от-

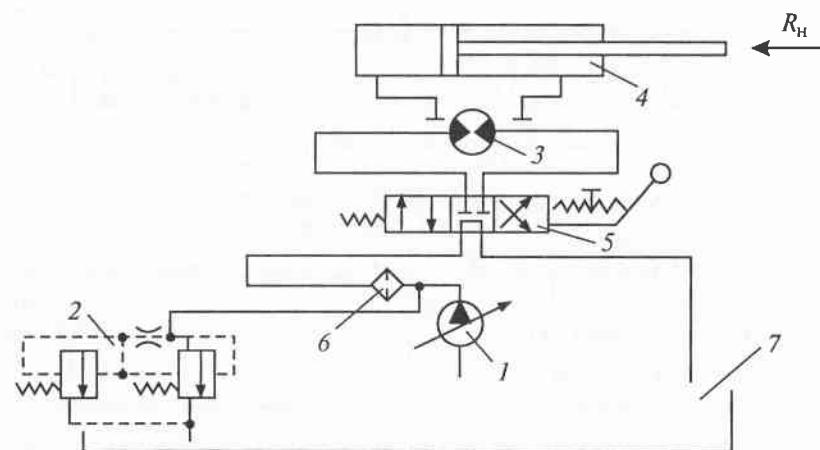


Рис. 4.27. Гидросхема гидропривода горных машин:  
1 — насос; 2 — предохранительный клапан; 3 — гидромотор; 4 — гидроцилиндр;  
5 — распределитель жидкости; 6 — обратный клапан; 7 — масляный бак

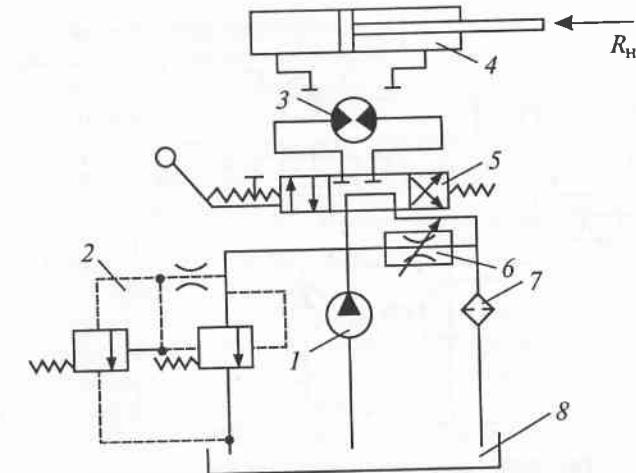


Рис. 4.28. Гидросхема гидропривода с дроссельным регулированием:  
1 — насос; 2 — предохранительный клапан; 3 — гидромотор; 4 — гидроцилиндр;  
5 — распределитель жидкости; 6 — регулирующий дроссель; 7 — фильтр

существуют, а фильтр установлен в напорном трубопроводе после гидронасоса. Регулирование скоростей гидродвигателей 3, 4 (см. рис. 4.27) такое же, как и в гидросистеме, представленной на рис. 4.25 — с помощью регулируемого насоса.

В гидросхеме, изображенной на рис. 4.28, дроссель 6 подключен параллельно гидродвигателю, рабочая жидкость, идущая от нерегулируемого насоса 1, разделяется на два потока: один через распределитель жидкости 5 направляется к гидромотору 3 или же гидроцилиндру 4 и совершает полезную работу, а другой поток — через регулируемый дроссель 6 и фильтр 7 на слив в масляный бак 8.

Энергия рабочей жидкости, проходящей через дроссель 6, расходуется только на нагрев этой жидкости. Скорости гидроцилиндра или гидромотора определяются степенью открытия дросселя. При полностью открытом дросселе и наличии нагрузки  $R_h$  на штоке гидроцилиндра скорость поршня может снижаться до нуля. При закрытом дросселе значение скорости будет максимальным. Это же происходит и с гидромотором. Давление, создаваемое насосом, пропорционально нагрузке гидродвигателей. Для защиты гидропривода от перегрузки по давлению предусмотрен предохранительный клапан 2.

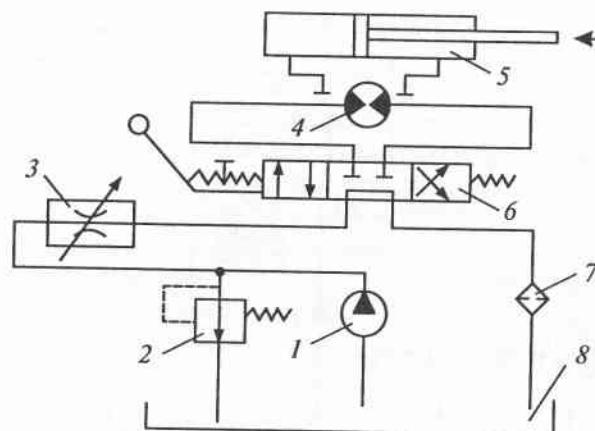


Рис. 4.29. Гидросхема реверсивного гидропривода:

1 — гидронасос; 2 — переливной клапан; 3 — дроссель; 4 — гидромотор; 5 — гидроцилиндр; 6 — распределитель; 7 — фильтр; 8 — масляный бак

На рис. 4.29 показана гидросхема реверсивного гидропривода с последовательно включенным дросселем 3, установленным в напорном трубопроводе после нерегулируемого гидронасоса 1. Скорость гидроцилиндра 5 или гидромотора 4 регулируется степенью открытия дросселя 3. Чем больше он закрыт, тем меньше рабочей жидкости поступает через дроссель к гидродвигателю 4 и гидроцилинду 5 и тем меньше их скорость перемещения. При этом рабочая жидкость сливается через переливной клапан 2 в масляный бак 8. Давление в гидролинии перед дросселем 3 поддерживается постоянным за счет переливного клапана 2 независимо от нагрузки  $R_h$  на штоке гидроцилиндра 5 или момента  $M_m$  гидромотора 4. При равенстве значений давлений на входе и выходе дросселя весь поток рабочей жидкости протекает через переливной клапан в масляный бак, а скорости гидродвигателя и гидроцилиндра равны нулю. Поэтому их скорости зависят не только от степени открытия дросселя, но и от нагрузки  $R_h$  и  $M_m$  гидродвигателя.

#### Вопросы для самопроверки

1. Дайте определение гидропривода.
2. Какие бывают гидроприводы?

3. Что называется гидропередачей?
4. Из чего состоит гидродинамический привод?
5. Где применяются гидродинамические приводы?
6. Какое значение КПД имеют гидродинамические передачи?
7. Перечислите основные элементы гидродинамической передачи.
8. Опишите конструкцию гидротрансформатора.
9. Опишите принцип работы гидромуфты.
10. Какими свойствами и особенностями обладает гидромуфта?
11. Для чего применяют гидромуфты?
12. Из чего состоит объемный гидропривод?
13. Опишите принцип действия объемного гидропривода.
14. Что представляет собой гидростатический привод?
15. Перечислите основные элементы гидростатического привода.
16. Дайте классификацию гидроаппаратов.
17. Для чего применяются крановые распределители?
18. Перечислите достоинства золотниковых распределителей.
19. Где применяются клапанные распределители?
20. Для чего предназначены обратные клапаны, и какие они бывают по конструкции?
21. Для чего предназначены гидравлические замки?
22. Как подразделяют регуляторы давления по назначению?
23. Где применяются предохранительные клапаны?
24. Какими свойствами должны обладать предохранительные клапаны?
25. Для чего предназначены переливные клапаны?
26. Какие устройства относятся к регуляторам расхода?
27. Что представляют собой дроссели и как их различают в зависимости от формы проходного отверстия?
28. Для чего предназначены регуляторы потока?
29. Как работают сумматоры и делители потока?

## Раздел 5

### Теоретические основы термодинамики

#### Тема 5.1. Идеальные и реальные газы

##### 5.1.1. Основные понятия и определения

Под идеальными понимают такие газы, в которых отсутствуют силы взаимодействия между молекулами, а сами молекулы принимаются за материальные точки, равномерно распределенные и не имеющие объема.

В природе идеальных газов нет. Однако часто встречаются такие реальные газы, в которых силы взаимодействия между молекулами и объемы самих молекул чрезвычайно малы. Такие газы принимают за идеальные.

Наиболее распространенными газами, применяемыми в технике, и которые в теплотехнических расчетах вполне допустимо считать идеальными, являются: кислород, водород, азот, окись углерода, углекислый газ, метан и др. Практически все реальные газы, за исключением водяного пара, можно считать идеальными. Но если водяной пар перегрет и является частью газовых смесей, то его парциальное давление мало, а температура велика. В этом случае он далек от состояния жидкости. Такой пар можно считать идеальным.

В реальных газах в отличие от идеальных существенны силы межмолекулярных взаимодействий, и пренебрегать объемом молекул нельзя. В таких газах молекулы могут сближаться между собой только до некоторого минимального расстояния, так как между молекулами возникают силы отталкивания. Поэтому можно считать, что свободный для движения удельный объем будет равен  $v - b$ , где  $b$  — тот наименьший удельный объем, до которого можно сжать газ, а  $v$  — удельный объем сосуда. В соответствии с этим длина свободного пробега молекул уменьшается и давление увеличивается по сравнению с идеальным газом в отношении  $\frac{v}{v - b}$ .

##### 5.1.2. Основные параметры газов

Основными параметрами газов считают: удельный объем  $v$ , абсолютное давление  $p$  и абсолютную температуру  $T$ .

Переход рабочего тела из одного состояния в другое под влиянием внешних воздействий называют *термодинамическим процессом*.

Удельный объем  $v$ ,  $\text{м}^3/\text{кг}$ , представляет собой объем единицы массы вещества:

$$v = V/M, \quad (5.1)$$

где  $V$  — объем, занимаемый веществом,  $\text{м}^3$ ;  $M$  — масса вещества, кг.

Плотностью  $\rho$ ,  $\text{кг}/\text{м}^3$ , называется величина, обратная удельному объему  $v$ :

$$\rho = M/V. \quad (5.2)$$

Тогда

$$v\rho = 1; v = 1/\rho; \rho = 1/v. \quad (5.3)$$

Температура характеризует степень нагревости тела. Это мера средней кинетической энергии тела. Чем больше средняя скорость движения молекул, тем больше температура газа.

Температуру измеряют в двух шкалах: в градусах шкалы Цельсия ( $^{\circ}\text{C}$ ) и в градусах шкалы Кельвина (К).

В качестве точки отсчета на шкале Цельсия берется так называемая тройная точка состояния воды, для которой характерно существование трех фаз вещества (вода, пар и лед), находящихся в термодинамическом равновесии. Тройной точке воды соответствует температура 273 К или  $0^{\circ}\text{C}$ .

На шкале Кельвина точкой отсчета является температура абсолютного нуля (0 К), при которой прекращается тепловое движение молекул.

Между температурами, выраженными в градусах Кельвина и Цельсия, существует зависимость

$$T_K = t_C + 273. \quad (5.4)$$

Давление  $p$  с точки зрения молекулярно-кинетической теории есть средний результат ударов молекул газа, находящихся в непрерывном хаотическом движении, о стенки сосуда, в котором

находится газ. Значение давления определяется по следующей формуле:

$$p = \frac{P}{F}, \quad (5.5)$$

где  $P$  — нормальная составляющая силы, Н;  $F$  — площадь поверхности, перпендикулярная к действующей силе, м<sup>2</sup>.

В системе СИ за единицу давления принят Паскаль (Па), 1 Па = 1 Н/м<sup>2</sup>. Существуют и внесистемные единицы давления: 1 бар = 1 атм ≈ 10<sup>5</sup> Па = 760 мм рт. ст. = 10 200 мм вод. ст.

Давление бывает: абсолютное, манометрическое, атмосферное, или барометрическое, и вакуумметрическое. Эти давления связаны следующими выражениями:

$$p_{\text{ман}} = p_{\text{абс}} - p_{\text{атм}}; \quad (5.6)$$

$$p_{\text{вак}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{абс}}, \quad (5.7)$$

где  $p_{\text{абс}}$  — абсолютное давление;  $p_{\text{ман}}$  — манометрическое давление;  $p_{\text{бар}} = p_{\text{атм}}$  — барометрическое или атмосферное давление;  $p_{\text{вак}}$  — вакуумметрическое давление.

### 5.1.3. Уравнение состояния идеального газа

Хотя в природе идеальных газов нет и модель «идеального газа» лишь приближенно отражает свойства реальных газов, тем не менее изучение законов идеального газа помогает определять поведение реального газа в определенных условиях. Расхождение свойств реального и идеального газов зависит от условий, в которых находится газ. Чем меньше значение давления  $p$  и больше температура  $T$ , тем ближе свойства идеального и реального газов. Все газовые законы формулируются для идеальных газов.

Опыт и теория показывают, что параметры  $p$ ,  $T$  и  $v$ , характеризующие состояние идеального газа, не являются независимыми. В равновесном состоянии системы они взаимосвязаны следующими уравнениями:

$$f(p, v, T) = 0; v = \phi(p, T); p = f_1(v, T). \quad (5.8)$$

*Равновесное состояние тела* — это такое состояние, при котором во всех точках тела  $v$ ,  $p$  и  $T$  и все другие физические параметры одинаковы.

В молекулярно-кинетической теории газов, основные элементы которой разработал М.В. Ломоносов, доказано, что давление газа можно определить по формуле

$$p = \frac{2}{3} n(mc^2/2), \quad (5.9)$$

где  $n$  — число молекул в единице объема;  $m$  — масса молекулы;  $c^2$  — средняя квадратичная скорость поступательного движения молекул.

Кинетическая энергия газа пропорциональна абсолютной температуре  $T$ :

$$\frac{mc^2}{2} = \alpha T, \quad (5.10)$$

где  $\alpha$  — коэффициент пропорциональности.

Подставляя формулу (5.10) в (5.9), получаем

$$p = \frac{2}{3} n \alpha T. \quad (5.11)$$

Умножая обе части уравнения (5.11) на заданный объем  $V$ , получаем

$$pv = \frac{2}{3} n V \alpha T = \frac{2}{3} N \alpha T, \quad (5.12)$$

где  $N = nV$  — число молекул в заданном объеме.

Уравнение (5.12) является основным уравнением кинетической теории газов.

Разделив последнее выражение на массу газа  $M$  в заданном объеме  $V$ , имеем

$$pv = \frac{2}{3} \alpha T \frac{N}{M} = \frac{2}{3} \alpha T N_0, \quad (5.13)$$

где  $v = V/M$  — удельный объем, м<sup>3</sup>/кг;  $N_0 = \frac{N}{M}$  — число молекул в

1 кг газа.

Обозначая  $\frac{2}{3} N_0 \alpha = R$ , получаем уравнение состояния для 1 кг газа:

$$pv = RT, \quad (5.14)$$

где  $R$  — удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К).

Для произвольной массы  $M$  газа справедливо уравнение Клапейрона — термическое уравнение состояния идеального газа или характеристическое уравнение:

$$pV = MRT. \quad (5.15)$$

*Моль* — количество вещества, в котором содержится столько же структурных элементов (атомов, молекул и т. д.) сколько атомов содержится в углероде массой 0,012 кг.

В системе СИ за единицу количества вещества принимается 1 моль.

*Молярной массой*  $\mu$  называется масса 1 моль  $\left[ \frac{\text{кг}}{\text{моль}} \text{ или } \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}} \right]$ .

Например, если относительная молекулярная масса  $O_2$  составляет 32, то молярная масса  $O_2$  будет равна  $\mu = 32 \text{ кг/кмоль} = 0,032 \text{ кг/моль}$ .

*Молярный объем*  $V_\mu$  — объем 1 моль при нормальных условиях ( $p = 760 \text{ мм рт. ст.} \cdot 10^5 \text{ Па}, t = 0^\circ\text{C}$ ).

Для всех газов объем 1 моль составляет  $V_\mu = 2,24 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{моль}$ .

*Закон Авагадро*: в одном моле вещества содержится одно и тоже число атомов или молекул:  $N_A = 6,02 \cdot 10^{23} \text{ моль}^{-1}$ .

Запишем уравнение состояния (5.15) для 1 моль газа и получим уравнение Менделеева—Клапейрона:

$$pV_\mu = \mu RT, \text{ или } pV_\mu = R_0 T, \quad (5.16)$$

где  $R_0 = \mu R$  — универсальная газовая постоянная.

Универсальная газовая постоянная  $R_0$  есть работа 1 моль идеального газа в процессе при постоянном давлении и изменении его температуры на 1°:

$$R_0 = \frac{pV_\mu}{T} = \frac{101\,325 \cdot 22,4143 \cdot 10^{-3}}{273,15} = 8,314 \frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{К}} = 8314 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}.$$

Газовую постоянную  $R$  для любого газа можно определить из выражения

$$R = \frac{R_0}{\mu} = \frac{8314}{\mu} \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}, \quad (5.17)$$

где  $\mu$  измеряется в  $\frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$ .

#### 5.1.4. Законы идеального газа

Законы идеального газа можно вывести из уравнения Клапейрона (5.15).

Запишем уравнение Клапейрона для начального и конечного состояний газа:

$$p_1 V_1 = MRT_1 \text{ и } p_2 V_2 = MRT_2.$$

Разделив почленно первое уравнение на второе, получим:

$$\frac{p_1 V_1}{p_2 V_2} = \frac{T_1}{T_2}, \text{ или } \frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_2 V_2}{T_2}. \quad (5.18)$$

Для изотермического процесса, т. е. процесса, протекающего при постоянной температуре  $T = \text{const}$ , вычеркиваем из уравнения (5.18) члены  $T_1$  и  $T_2$  и получаем закон Бойля—Мариотта:

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 \text{ или } pV = pV = \text{const}. \quad (5.19)$$

Для изобарного процесса, т. е. процесса, протекающего при постоянном давлении  $p = \text{const}$ , сокращая уравнение (5.18) на  $p$ , получаем закон Гей—Люсака:

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2}, \text{ или } \frac{V}{T} = \frac{v}{T} = \text{const}. \quad (5.20)$$

Для изохорного процесса, т. е. процесса, протекающего при постоянном объеме  $V = \text{const}$ , сокращая уравнение (5.18) на  $V$ , получаем закон Шарля:

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2} \text{ или } \frac{p}{T} = \text{const}. \quad (5.21)$$

Для адиабатного процесса, т. е. процесса, протекающего без подвода и отвода теплоты  $Q$ , можно записать следующее выражение:

$$p_1 V_1^k = p_2 V_2^k, \text{ или } pV^k = pV^k = \text{const}, \quad (5.22)$$

где  $k$  — показатель адиабаты (будет рассмотрен ниже).

## Тема 5.2. Основные законы термодинамики

### 5.2.1. Состав воздуха. Абсолютная и относительная влажность воздуха

Смесь сухого воздуха (не содержащего молекул воды) с водяным паром называется **влажным воздухом**.

Влажный воздух бывает насыщенным и ненасыщенным.

Насыщенным влажным воздухом называется смесь, состоящая из сухого воздуха и насыщенного водяного пара.

Насыщенным водяным паром называется смесь кипящей воды и водяного пара.

Ненасыщенным влажным воздухом называется смесь сухого воздуха и перегретого пара.

Перегретым называется такой водяной пар, который не содержит крупнодисперсных частиц воды и температура которого выше температуры кипения воды при одном и том же давлении.

Влажный воздух представляет собой парогазовую смесь. В разных состояниях его широко используют на практике для сушки, отопления, вентиляции и в качестве рабочего тела для машин и механизмов.

Абсолютной влажностью влажного воздуха называется масса влаги, содержащаяся в 1 м<sup>3</sup> влажного воздуха.

Относительной влажностью φ влажного воздуха называют отношение действительной абсолютной влажности ненасыщенного воздуха к максимально возможной абсолютной влажности воздуха при той же температуре.

### 5.2.2. Задачи термодинамики

Термодинамика представляет собой науку о взаимных превращениях различных видов энергии. Она не рассматривает вопросов, связанных с микрофизическими механизмами изучаемых явлений. Основу термодинамики составляют фундаментальные законы природы. Они называются законами или началами термодинамики. Благодаря высокой достоверности и независимости этих законов от свойств конкретных тел термодинамика успешно решает разнообразные задачи технического характера. На основе термодинамики разрабатывают новые и совершенствуют существующие тепловые машины и установки и создают высокоэффективные технологии, обеспечивающие экономное расходование энергетических и материальных ресурсов. Совокупность инженерных приложений термодинамики образует ее раздел, называемый технической термодинамикой.

## 5.2. Основные законы термодинамики

### 5.2.3. Теплоемкость и способы ее определения

Для того чтобы два различных вещества с одинаковой массой нагреть до одной и той же температуры, нужно затратить разное количество теплоты  $Q$ . Дело в том, что каждое тело по-своему воспринимает теплоту. Например, для нагревания воды нужно затратить теплоты примерно в 9 раз больше, чем на нагревание до той же температуры такого же количества железа.

**Теплоемкостью** называют количество теплоты  $Q$ , необходимое для изменения температуры тела на 1°. Теплоемкость рассчитывают по следующей формуле:

$$C = \frac{Q}{\Delta T}, \quad (5.23)$$

где  $\Delta T$  — разность температур.

Теплоемкость не является постоянной величиной и в общем случае изменяется с изменением температуры и давления. Иногда эти изменения значительны, поэтому вводят понятия средней и истинной теплоемкости.

Средней теплоемкостью  $C_{cp}$  в диапазоне температур от  $T_1$  до  $T_2$  называют количество теплоты  $Q$ , необходимое для повышения температуры тела на 1°:

$$C_{cp} = \frac{Q}{T_2 - T_1}. \quad (5.24)$$

При уменьшении разности  $\Delta T$  средняя теплоемкость  $C_{cp}$  приближается к истинной теплоемкости  $C$ .

Теплоемкость зависит от количества вещества. Чем больше масса вещества, тем больше теплоты  $Q$  необходимо подвести, чтобы нагреть его до определенной температуры. Поэтому引进ится понятие **удельной теплоемкости**. Удельная теплоемкость бывает **массовой**, **объемной** и **молярной**.

*Удельная массовая теплоемкость*  $c$  — величина, равная количеству  $Q$ , необходимой для нагревания 1 кг вещества на  $1^\circ$ . Ее называют просто теплоемкостью. Она равна отношению теплоемкости однородного тела к его массе, т. е.

$$c = \frac{C}{M}, \quad (5.25)$$

и измеряется в  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ .

*Объемной теплоемкостью*  $c'$ ,  $\frac{\text{Дж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$ , называют теплоемкость, равную количеству теплоты, необходимой для нагревания 1 м<sup>3</sup> рабочего тела на  $1^\circ$  при нормальных физических условиях:

$$c' = \frac{Q}{V(T_2 - T_1)}. \quad (5.26)$$

*Молярной теплоемкостью*  $c_\mu$ ,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$ , называют теплоемкость, равную количеству теплоты, необходимой для нагревания 1 моль вещества на  $1^\circ$ :

$$c_\mu = c \mu. \quad (5.27)$$

Между теплоемкостями существует следующая зависимость:

$$c = \frac{c_\mu}{\mu} = cv_0, \quad (5.28)$$

где  $v_0$  — удельный объем при нормальных физических условиях.

У газообразных тел в отличие от жидких и твердых теплоемкость в значительной степени зависит от условий, при которых к телу подводят (отводят) теплоту.

В теплотехнике большое значение имеют процессы, проходящие при постоянном объеме  $v = \text{const}$  и постоянном давлении  $p = \text{const}$ . Теплоемкость при  $v = \text{const}$  называется изохорной  $c_v$ . Теплоемкость при  $p = \text{const}$  называется изобарной  $c_p$ .

Связь между удельными массовыми теплоемкостями  $c_p$  и  $c_v$  выражается уравнением Майера:

$$c_p - c_v = R. \quad (5.29)$$

### Отношения

$$\frac{c_{\mu p}}{c_{\mu v}} = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c'_p}{c'_v} = k$$

называются *показателем адиабаты*.

В приближенных расчетах можно считать:

- $k = 1,67$  для одноатомных газов;
- $k = 1,4$  для двухатомных газов;
- $k = 1,29$  для трех- и многоатомных газов.

Удельную массовую теплоемкость можно определить несколькими способами.

*Первый способ.* Если считают, что теплоемкость нелинейно зависит от температуры, то средние теплоемкости для интервала температур от 0 до  $t^\circ\text{C}$  берут из таблицы, а средняя теплоемкость  $c|_{t_1}^{t_2}$  может быть определена по формуле

$$c|_{t_1}^{t_2} = \frac{c|_0^{t_2} t_2 - c|_0^{t_1} t_1}{t_2 - t_1}. \quad (5.30)$$

*Второй способ.* Для менее точных расчетов можно считать, что теплоемкость линейно зависит от температуры. Тогда можно воспользоваться эмпирическими формулами, которые выбираются из таблицы для конкретного газа:

$$c = a + bt, \quad (5.31)$$

где  $a$  — истинная теплоемкость при  $0^\circ\text{C}$ ;  $b$  — тангенс угла наклона прямой, характеризующей изменение теплоемкости от температуры;  $c$  — истинная теплоемкость заданной температуры  $t$ .

Средняя теплоемкость в диапазоне температур от  $t_1$  до  $t_2$  равна

$$c|_{t_1}^{t_2} = b + \frac{a(t_1 + t_2)}{2}. \quad (5.32)$$

*Третий способ.* Для прикидочных расчетов можно считать, что теплоемкость не зависит от температуры, а зависит от атомности газов. В этом случае удельная массовая теплоемкость определяется по следующим формулам:

$$c = \frac{c_{\mu v}}{\mu}, \quad \text{или} \quad c = \frac{c_{\mu p}}{\mu}, \quad (5.33)$$

где  $c_{\mu v}$ ,  $c_{\mu p}$  — соответственно удельные молярные теплоемкости при постоянном объеме и давлении для данного газа, которые оп-

ределяются по таблице в зависимости от его атомности и типа процесса,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$ ;  $\mu$  — молярная масса газа,  $\frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$ .

#### 5.2.4. Первый и второй законы термодинамики

Первый закон термодинамики является частным случаем закона сохранения энергии. Он имеет следующую формулировку. Если к телу подвести некоторое количество теплоты  $Q$ , то она пойдет на изменение внутренней энергии  $\Delta U$  тела и на совершение работы  $A$ :

$$Q = \Delta U + A. \quad (5.34)$$

Для 1кг массы уравнение (5.34) имеет вид

$$q = \Delta u + a, \quad (5.35)$$

где  $Q = Mq$ ,  $\Delta U = M\Delta u$ ;  $A = Ma$ ;  $M$  — масса тела;  $q$ ,  $\Delta u$ ,  $a$  — удельное количество теплоты, изменение удельной внутренней энергии и удельная работа соответственно.

Первый закон термодинамики не позволяет решить вопрос о возможности осуществления того или иного процесса, о направлении его развития и о глубине его протекания. Например, превращение работы в теплоту происходит всегда полностью. Это самопроизвольный процесс. Превращение теплоты в работу возможно лишь при определенных условиях и притом всегда не полностью, а только частично. Переход теплоты от более нагретого тела к менее нагретому осуществляется при всех условиях самопроизвольно, а от менее нагретого к более нагретому требует затраты работы для его осуществления.

Второй закон термодинамики устанавливает:

- возможен процесс или нет;
- в каком направлении он будет протекать;
- когда система достигнет термодинамического равновесия;
- при каких условиях от системы можно получить максимальную работу.

Второй закон термодинамики имеет много формулировок:

1) для превращения теплоты в механическую работу необходимо иметь источник теплоты и холодильник с температурой  $T_2$  меньше температуры источника  $T_1$ , т. е. необходим температурный перепад (движущая сила), и желательно, чтобы  $T_1 > T_2$ ;

2) вся теплота, подведенная к двигателю, не может быть полностью превращена в работу. Часть этой теплоты переходит к внешним телам, имеющим более низкую температуру;

3) теплота не может сама собой переходить от менее нагретого тела к более нагретому телу без затраты внешней работы.

#### 5.2.5. Тепловое расширение и сжатие газа

Рассмотрим газ массой  $M$  и объемом  $V$ , заключенный в эластичную оболочку с поверхностью  $F$  (рис. 5.1). Если газу сообщить некоторое количество теплоты  $Q$ , то он будет расширяться, совершая при этом работу против внешнего давления  $p$ , оказываемого на него средой. Газ действует на каждый элемент оболочки  $dF$  с силой, равной  $p dF$  и, перемещая ее по нормали к поверхности на расстояние  $dn$ , совершает элементарную работу:

$$\Delta A = p dF dn = p dV. \quad (5.36)$$

Общую работу, совершенную в течение бесконечно малого процесса, можно получить, просуммировав все элементарные работы по всей поверхности  $F$  оболочки.

Из выражения (5.36) следует, что элементарная работа  $\Delta A$  и изменение объема  $\Delta V$  в результате расширения всегда имеют одинаковые знаки:

если  $\Delta V > 0$ , то и  $\Delta A > 0$ , т. е. при расширении тела работа положительна, при этом тело само совершает работу;

если  $\Delta V < 0$ , то и  $\Delta A < 0$ , т. е. при сжатии тела работа отрицательна; это означает, что не тело совершает работу, а на его сжатие затрачивается работа извне.

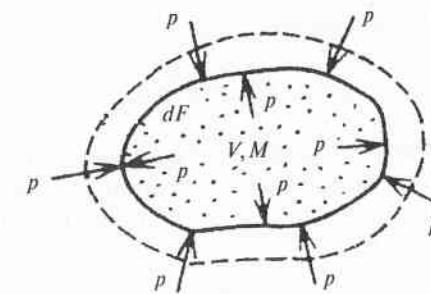


Рис. 5.1. К пояснению процесса расширения

### 5.2.6. Понятие об энталпии и энтропии

С целью упрощения расчетов термодинамических процессов была введена функция энталпия.

*Удельная энталпия*, т. е. отношение энталпии к массе тела, обозначается  $i$  и выражается в джоулях на килограмм  $\left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}\right)$ . Она представляет собой функцию вида

$$i = u + pv. \quad (5.37)$$

Поскольку входящие в удельную энталпию величины  $u$ ,  $p$  и  $v$  являются параметрами (функцией) состояния, то и сама удельная энталпия будет также параметром (функцией) состояния.

Изменение удельной энталпии определяется следующим выражением:

$$\Delta i = i_2 - i_1 = u_2 + p_2 v_2 - u_1 - p_1 v_1. \quad (5.38)$$

Удельная энталпия идеального газа, так же как и внутренняя энергия, является функцией только температуры и не зависит от других параметров. Действительно, для идеального газа

$$i = u(T) + pv = u(T) + RT = f(T). \quad (5.39)$$

Для удобства термодинамических расчетов Клаузус ввел новую функцию состояния рабочего тела — энтропию (от греч. *tropos* — превращение, преобразование). Для 1 кг газа энтропия обозначается  $s$  и измеряется  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ , а для произвольной массы обозначается  $S$  и измеряется  $\frac{\text{Дж}}{\text{К}}$ . Энтропия для 1 кг газа может быть определена из выражения

$$s = c_v \ln T + R \ln v. \quad (5.40)$$

*Удельной энтропией*  $s$  называют функцию состояния термодинамической системы, приращение которой  $\Delta s$  равно отношению бесконечно малого количества теплоты  $\Delta q$ , сообщаемого системе, к ее абсолютной  $T$ , т. е.

$$\Delta s = \frac{\Delta q}{T}. \quad (5.41)$$

Для термодинамических расчетов используют не саму энтропию, а ее изменение  $\Delta s$ , которое для любого процесса равно

$$\Delta s = s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (5.42)$$

Энтропию не измеряют (нет приборов), ее рассчитывают. Простота и удобство применения энтропии в качестве параметров состояния привели к широкому использованию ее в теплотехнических расчетах.

Понятие энтропии позволяет ввести очень удобную для исследования термодинамических процессов циклограмму состояний, в которой по оси ординат откладывают абсолютную температуру  $T$ , а по оси абсцисс — значения энтропии  $s$ . Такую циклограмму называют  $T,s$ -диаграммой.

При этом условно принимают энтропию, равную нулю при нормальном состоянии газа.

### 5.2.7. Способы переноса теплоты

В учении о теплообмене рассматриваются процессы распространения теплоты в твердых, жидких и газообразных телах. Эти процессы по своей физико-механической природе весьма многообразны, отличаются большой сложностью и обычно развиваются в виде целого комплекса разнородных явлений.

Перенос теплоты может осуществляться тремя способами: теплопроводностью, конвекцией и излучением или радиацией. Эти формы теплообмена существенно отличаются по своей природе и характеризуются различными законами.

Процесс переноса теплоты теплопроводностью происходит между непосредственно соприкасающимися телами или частицами тел с различной температурой.

*Теплопроводность* представляет собой, согласно взглядам современной физики, молекулярный процесс передачи теплоты. В металлах при такой передаче теплоты большую роль играют свободные электроны.

Известно, что при нагреве тела кинетическая энергия его молекул возрастает. Частицы более нагретой части тела, сталкиваясь при своем беспорядочном движении с соседними частицами, сообщают им часть своей кинетической энергии. Этот процесс по-

степенно распространяется по всему телу. Например, если нагревать один конец металлического стержня, то через некоторое время температура другого его конца также повысится. Перенос теплоты теплопроводностью зависит от физических свойств тела, от его геометрических размеров, а также от разности температур между различными частями тела.

**Конвекция** происходит только в газах и жидкостях. Этот вид переноса осуществляется при перемещении и перемешивании всей массы неравномерно нагретых жидкости или газа. Конвективный перенос теплоты происходит тем интенсивнее, чем больше скорости движения жидкости или газа, так как в этом случае за единицу времени перемещается большее количество частиц тела. В жидкостях и газах перенос теплоты конвекцией всегда сопровождается теплопроводностью, так как при этом осуществляется и непосредственный контакт частиц с различной температурой.

Одновременный перенос теплоты конвекцией и теплопроводностью называют *конвективным теплообменом*. Различают вынужденный и свободный конвективный теплообмен. Если движение рабочего тела вызвано искусственно (вентилятором, компрессором, мешалкой и др.), то такой конвективный теплообмен называют вынужденным. Если движение рабочего тела возникает под влиянием разности плотностей отдельных частей жидкости от нагревания, то такой теплообмен называют *свободным* или *естественным* конвективным теплообменом.

**Излучение** — процесс передачи теплоты излучением между двумя телами, разделенными полностью или частично пропускающей излучение средой. Этот процесс происходит в три этапа: превращение части внутренней энергии одного из тел в энергию электромагнитных волн, распространение электромагнитных волн в пространстве, поглощение энергии излучения другим телом и преобразование ее во внутреннюю энергию. При сравнительно невысоких температурах перенос энергии осуществляется в основном инфракрасными лучами.

Совокупность всех трех видов переноса теплоты называют *сложным теплообменом*. Однако изучение закономерностей сложного теплообмена представляет собой довольно трудную задачу. Поэтому отдельно рассматривают каждый из трех видов теплообмена, а затем проводят расчеты сложного теплообмена.

В основе теории теплообмена лежат первый и второй законы термодинамики, а также другие законы общей физики (закон Фурье, второй закон Ньютона, закон Планка и др.).

Интенсивность процессов теплообмена характеризуется тепловым потоком или его плотностью, а температурное состояние объекта (тела или системы тел) — температурным полем.

**Тепловым потоком**  $\Phi$  называется количество теплоты, передаваемое в единицу времени через произвольную поверхность. Единицей измерения теплового потока в системе СИ принят ватт (Вт).

Тепловой поток, приходящийся на единицу площади поверхности, называется *поверхностной плотностью теплового потока*  $q$  (или тепловой нагрузкой). Единицей измерения  $q$  поверхностной плотности теплового потока принят ватт на квадратный метр,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$ .

Тепловые потоки возникают только при наличии разности температур  $\Delta T = T_1 - T_2$ , которую принято называть *температурным напором*.

Под *температурным полем* понимают распределение мгновенных значений температур во всех точках изучаемого пространства. Температурное поле, во всех точках которого или в некоторых из них значение температуры изменяется во времени, называется *нестационарным* или *неустановившимся*.

Если температура во всех точках рассматриваемого пространства не изменяется во времени, то температурное поле называется *стационарным* или *установившимся*.

Для численной оценки изменения температуры в направлении оси  $x$  используется соотношение  $\frac{dT}{dx}$ , которое принято называть *температурным градиентом* в данном направлении.

Французский ученый Ж. Фурье, изучая явление теплопроводности, установил, что плотность теплового потока  $q$  в выбранном направлении  $x$  пропорциональна градиенту температуры  $\frac{dT}{dx}$  в этом направлении:

$$q = -\lambda \frac{dT}{dx}. \quad (5.43)$$

Это положение называется *законом Фурье*. Знак « $-$ » в формуле (5.43) учитывает, что тепловой поток распространяется в сторону

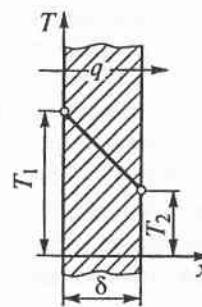


Рис. 5.2. Схема теплопроводности плоской стенки

лики — от 0,01 до 1  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ , причем они увеличиваются с ростом температуры. Коэффициенты теплопроводности жидкостей уменьшаются с ростом температуры (кроме воды и глицерина). У большинства жидкостей  $\lambda$  лежит в диапазоне 0,1...0,7  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ .

Минимальной теплопроводностью обладают газы, что объясняется их очень малой плотностью.

Рассмотрим процесс передачи теплоты теплопроводностью через плоскую однослойную стенку (рис. 5.2).

Предположим, что имеется плоская однородная стенка толщиной  $\delta$ , коэффициент теплопроводности которой постоянен и равен  $\lambda$ . На ее поверхностях поддерживаются постоянные температуры  $T_1$  и  $T_2$ . Тогда количество теплоты  $Q$ , Дж, переданное через плоскую стенку площадью  $S$  за время  $\tau$  при установившемся режиме, определяется следующей формулой:

$$Q = \frac{\lambda S \tau (T_1 - T_2)}{\delta} = \frac{S \tau (T_1 - T_2)}{\frac{\delta}{\lambda}}. \quad (5.44)$$

Величина  $\frac{\delta}{\lambda}$  называется тепловой проводимостью, а  $\frac{\delta}{\lambda} = R$  — термическим сопротивлением стенки.

понижения температуры, а градиент температуры направлен в сторону ее возрастания.

Коэффициент пропорциональности  $\lambda$  в формуле (5.43) имеет размерность  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$  и называется *коэффициентом теплопроводности*. Коэффициент теплопроводности  $\lambda$  для различных веществ берут из справочных таблиц. Значения коэффициента теплопроводности  $\lambda$  для разных веществ меняются в очень широких диапазонах. Металлы имеют наибольшие коэффициенты теплопроводности. Например, для стали с 0,5 % углерода  $\lambda \approx 50 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . Коэффициенты  $\lambda$  у газов невелики — от 0,01 до 1  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ,

причем они увеличиваются с ростом температуры. Коэффициенты теплопроводности жидкостей уменьшаются с ростом температуры (кроме воды и глицерина). У большинства жидкостей  $\lambda$  лежит в диапазоне 0,1...0,7  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ .

Минимальной теплопроводностью обладают газы, что объясняется их очень малой плотностью.

Рассмотрим процесс передачи теплоты теплопроводностью через плоскую однослойную стенку (рис. 5.2).

Предположим, что имеется плоская однородная стенка толщиной  $\delta$ , коэффициент теплопроводности которой постоянен и равен  $\lambda$ . На ее поверхностях поддерживаются постоянные температуры  $T_1$  и  $T_2$ . Тогда количество теплоты  $Q$ , Дж, переданное через плоскую стенку площадью  $S$  за время  $\tau$  при установившемся режиме, определяется следующей формулой:

$$Q = \frac{\lambda S \tau (T_1 - T_2)}{\delta} = \frac{S \tau (T_1 - T_2)}{\frac{\delta}{\lambda}}. \quad (5.44)$$

Поверхностная плотность теплового потока в этом случае составит

$$q = \frac{\delta}{\lambda} (T_1 - T_2). \quad (5.45)$$

Для стенки, состоящей из  $n$  слоев, плотно прилегающих друг к другу, для определения передаваемой теплоты, применяют следующую формулу:

$$Q = \frac{St(t_{c1} - t_{c(n+1)})}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \quad (5.46)$$

где  $\delta_i, \lambda_i$  — толщина и коэффициент теплопроводности  $i$ -го слоя.

Задача о теплопроводности стенки цилиндрической трубы предоставляет большой технический интерес. Решение ее позволяет провести расчет передачи теплоты через стенки труб, которые широко используются как теплопередающие поверхности в различных теплообменниках.

Предположим, что температура на поверхности внутри и снаружи трубы не меняется, стенка выполнена из однородного материала, коэффициент теплопроводности которого не зависит от температуры.

Пусть  $r_1, T_1$  и  $r_2, T_2$  — радиус и температура соответственно внутренней и наружной поверхностей трубы (рис. 5.3).

Выделим в пределах толщины стенки цилиндрическую поверхность радиусом  $r$  и длиной  $L$ , площадь которой  $S = 2\pi r L$ . Оп-

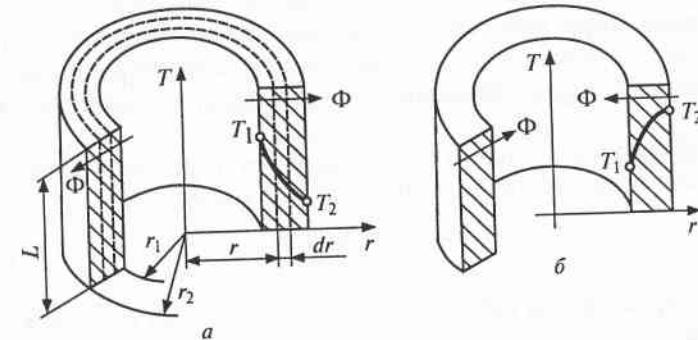


Рис. 5.3. Схема теплопроводности цилиндрической однослойной стенки: а — теплота отводится наружу ( $T_1 > T_2$ ); б — теплота подводится внутрь ( $T_1 < T_2$ )

ределим тепловой поток  $\Phi$  через эту поверхность (количество теплоты, передаваемое в единицу времени). Используя закон Фурье, записанный для координаты  $r$ , получим

$$\Phi = qS = -\lambda \frac{dT}{dr} S = -\lambda \frac{dT}{dr} 2\pi r L. \quad (5.47)$$

После интегрирования уравнения (5.47) и подстановки переменных окончательно получим

$$\Phi = 2\pi\lambda L \frac{(T_2 - T_1)}{\ln \frac{r_2}{r_1}}. \quad (5.48)$$

Причиной переноса теплоты при конвективном теплообмене является температурный напор  $\Delta T$ . При этом интенсивность переноса теплоты зависит от характера движения и физических свойств жидкости (или газа), а также от геометрических характеристик системы, в которой происходит теплообмен.

Главной задачей теории конвективного теплообмена является расчет теплового потока  $\Phi$ , т. е. определение количества теплоты, проходящей через поверхность тела, омываемого теплоносителем.

Основной расчетной формулой конвективного теплообмена, определяющей плотность теплового потока  $q$ , является *уравнение Ньютона*:

$$q = \alpha \Delta T, \quad (5.49)$$

где  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ .

*Коэффициент теплоотдачи* — количество теплоты, которым обменивается тело с теплоносителем через единицу площади поверхности в единицу времени при температурном напоре в один градус.

Коэффициент теплоотдачи при известном числе Нуссельта  $Nu$  можно легко вычислить по следующей формуле:

$$\alpha = \frac{\lambda}{l} Nu, \quad (5.50)$$

где  $l$  — характерный размер поперечного сечения потока жидкости (газа).

В зависимости от способа движения жидкости или газа выделяют теплообмен при свободной и вынужденной конвекции.

При свободной конвекции движение жидкости или газа происходит под действием разности плотностей нагретых и холодных частиц, при вынужденной — под действием внешних сил, возникающих в процессе работы, например, насосов, вентиляторов, компрессоров.

Существуют два основных характера движения жидкости (газа) — ламинарный и турбулентный.

Ламинарный поток характеризуется параллельно-струйным движением жидкости, а турбулентный — неупорядоченно-вихревым движением.

Режим движения потока однозначно определяется безразмерным числом Рейнольдса  $Re$ :

$$Re = \frac{\omega d}{v}, \quad (5.51)$$

где  $\omega$  — скорость потока;  $d$  — диаметр потока;  $v$  — коэффициент кинематической вязкости.

Переход от ламинарного режима к турбулентному начинается при критическом числе Рейнольдса  $Re \approx 2300$ . Теплоотдача при турбулентном режиме значительно выше, чем при ламинарном режиме, и возрастает с увеличением турбулентности.

Рассмотрим процесс передачи теплоты между двумя жидкостями-теплоносителями, разделенными стенкой (рис. 5.4). В этом случае весь процесс теплообмена можно рассматривать как состоящий из трех этапов.

Первый этап — конвективный теплообмен между жидкостью, имеющей постоянную температуру  $T_{ж1}$ , и стенкой с температурой  $T_{ст2}$ . Условия этого теплообмена характеризуются коэффициентом теплоотдачи  $\alpha_1$  и определяются уравнением Ньютона (5.49):

$$q = \alpha_1 (T_{ж1} - T_{ст1}). \quad (5.52)$$

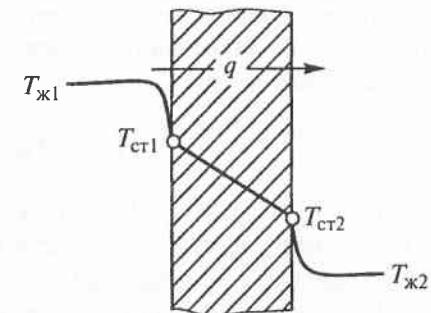


Рис. 5.4. Схема передачи теплоты от одного жидкого теплоносителя к другому через плоскую стенку

Второй этап — передача теплоты через стенку за счет теплопроводности. Плотность теплового потока определяется из уравнения (5.45):

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (T_{ct1} - T_{ct2}). \quad (5.53)$$

Третий этап — конвективный теплообмен между поверхностью стенки, имеющей температуру  $T_{ct2}$ , и второй жидкостью с температурой  $T_{ж2}$ . Условия теплообмена характеризуются коэффициентом теплоотдачи  $\alpha_2$  и определяется уравнением Ньютона (5.49):

$$q = \alpha_2 (T_{ct2} - T_{ж2}). \quad (5.54)$$

Решая совместно уравнения (5.52)–(5.54) относительно  $q$ , получаем

$$q = \frac{T_{ж1} - T_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = K \Delta T, \quad (5.55)$$

где  $K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$  — коэффициент теплопередачи;  $\Delta T$  — температурный напор.

Под *теплообменом излучением* понимается перенос энергии посредством фотонов или электромагнитных колебаний (электромагнитных волн).

Все тела непрерывно посылают в окружающее их пространство электромагнитные волны различной частоты (различной длины). Физическое действие электромагнитного излучения на тела зависит от длины волны излучения. Так, рентгеновские лучи либо проходят сквозь тело, не оказывая на него воздействия, либо ионизируют молекулы тела. Если длина волн электромагнитного излучения лежит в диапазоне  $(8 \cdot 10^{-10}) \dots (8 \cdot 10^{-4})$  м, то это излучение, будучи поглощенным телом, преобразуется в энергию хаотического теплового движения молекул и повышает температуру тела. Именно такое излучение называют тепловыми лучами.

Необходимо, однако, помнить, что излучение волн любой длины в какой-то мере всегда образуется в тепловую энергию,

а тепловые лучи отличаются лишь тем, что для них это преобразование выражено наиболее сильно.

Количество излучаемой энергии поверхностью тела в единицу времени называется *потоком излучаемой энергии*  $\Phi_{изл}$  или *лучистым потоком*, измеряемым в ваттах (Вт).

Под *излучательной способностью* тела  $e_{изл}$ ,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$ , понимается поток излучаемой энергии с единицы площади поверхности тела. Если излучательная способность равномерно распределена по всей площади  $S$  поверхности тела, то

$$e_{изл} = \frac{\Phi_{изл}}{S}. \quad (5.56)$$

Если тепловой луч на своем пути встречает какое-нибудь тело, то часть лучистой энергии  $\Phi_{изл}$  проникает в это тело, а часть отражается в окружающее пространство. Некоторая доля энергии, проникающая в тело, превращается в тепловую энергию, а остальная проходит сквозь него. Итак, падающий на тело лучистый поток  $\Phi_{пад}$  может разделиться на три части: отраженную  $\Phi_{отр}$ , поглощенную  $\Phi_{погл}$  и пропущенную  $\Phi_{пр}$ . Для количественной оценки каждой из этих частей вводят следующие понятия.

Отношение отраженной энергии  $\Phi_{отр}$  к энергии  $\Phi_{пад}$ , падающей на поверхность тела, называют *отражательной способностью* тела:

$$R = \frac{\Phi_{отр}}{\Phi_{пад}}. \quad (5.57)$$

Отношение поглощенной энергии  $\Phi_{погл}$  к падающей энергии  $\Phi_{пад}$  называют *поглощательной способностью* тела:

$$A = \frac{\Phi_{погл}}{\Phi_{пад}}. \quad (5.58)$$

Отношение энергии  $\Phi_{пр}$ , прошедшей сквозь тело, к падающей энергии  $\Phi_{пад}$  называют *пропускательной способностью* тела:

$$D = \frac{\Phi_{пр}}{\Phi_{пад}}. \quad (5.59)$$

Очевидно, что в соответствии с законом сохранения энергии

$$A + R + D = 1. \quad (5.60)$$

В зависимости от физических свойств веществ одно или два слагаемых в уравнении (5.60) могут быть равны нулю. Если  $D = 0$  и  $A + R = 1$ , то такое тело называется непрозрачным. Подавляющее большинство твердых тел и жидкостей непрозрачно. Если  $R = D = 0$  и  $A = 1$ , то такое тело, поглощающее всю лучистую энергию, называется *абсолютно черным*. В случае, когда  $D = A = 0$  и  $R = 1$ , т.е. тело отражает все падающее на него излучение, оно называется *абсолютно белым*. Когда  $A = R = 0$  и  $D = 1$ , т.е. тело пропускает все падающие на него лучи, оно называется абсолютно прозрачным.

Абсолютных тел в природе не существует, хотя имеются тела, близкие к ним по своим свойствам. Например, двухатомные газы практически абсолютно прозрачны. Почти все тепловые лучи отражает тщательно отполированная медь. Около 95 % падающей энергии поглощает нефтяная сажа.

Рассмотрим основные законы теории теплообмена излучением.

Количество энергии, которое будет излучать абсолютно черное тело, нагретое до температуры  $T$  с единицы площади в единицу времени, можно вычислить также по формуле

$$e_0 = \sigma_0 T^4, \quad (5.61)$$

где  $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ ,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}^4}$  — постоянная излучения абсолютно черного тела, получившая название постоянная Стефана—Больцмана.

Кирхгоф установил, что отношение излучательной способности серого тела к его поглащающей способности при той же температуре одинаково для всех тел и равно излучательной способности абсолютно черного тела.

#### 5.2.8. Теплообменники. Назначение и принцип работы

Теплоиспользующие аппараты, применяемые для проведения теплообменных процессов, называют *теплообменниками*. Теплообменники характеризуются большим разнообразием конструкций, которое объясняется различным назначением аппаратов и условиями проведения процессов. По принципу действия разли-

чают теплообменники рекуперативные, регенеративные и смесительные (градирни, скруббера, конденсаторы смешения и т. д.).

В рекуперативных теплообменниках теплоносители разделены стенкой, и теплота передается от одного теплоносителя к другому через разделяющую их стенку.

В регенеративных теплообменниках одна и та же теплообменная поверхность омыается попеременно горячим и холодным теплоносителями. При омывании горячим теплоносителем поверхность нагревается за счет его теплоты, при омывании поверхности холодным теплоносителем она охлаждается, отдавая теплоту. Таким образом, теплообменная поверхность аккумулирует теплоту горячего теплоносителя, а затем отдает ее холодному теплоносителю.

В смесительных аппаратах передача теплоты происходит при непосредственном взаимодействии теплоносителей.

Рекуперативные теплообменники в зависимости от конструкции разделяются на кожухотрубные типа «труба в трубе», змеевиковые, пластинчатые, спиральные, оросительные и аппараты с рубашками. Особую группу составляют трубные выпарные аппараты.

Кожухотрубные теплообменники наиболее широко распространены в пищевых производствах. Вертикальный одноходовой кожухотрубный теплообменник с неподвижными трубными решетками (рис. 5.5) состоит из цилиндрического корпуса 1, который с двух сторон ограничен приваренными к нему трубными решетками 2 с закрепленными в них греющими трубами 3. Пучок труб делит весь объем корпуса теплообменника на трубное пространство, заключенное внутри греющих труб, и межтрубное. К корпусу прикреплены с помощью болтового соединения два днища 5. Для ввода и вывода теплоносителей корпус и днища имеют патрубки 4. Один поток теплоносителя, например жидкость, направляется в трубное пространство, проходит по трубкам и выходит из теплообменника через патрубок в верхнем днище. Другой поток теплоносителя, например пар, вводится в межтрубное пространство теплообменника, омывает снаружи греющие трубы и выводится из корпуса теплообменника через патрубок. Теплообмен между теплоносителями осуществляется через стеки труб 3. Греющие трубы соединены с трубной решеткой сваркой либо развалицовкой в ней (см. узел Б на рис. 5.5). Греющие трубы изготавливают из стали, меди или латуни.

Размещают греющие трубы в трубных решетках несколькими способами: по сторонам и вершинам правильных шестиугольни-

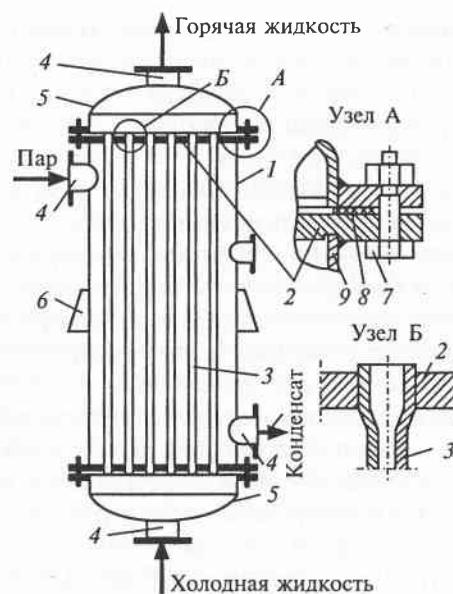


Рис. 5.5. Принципиальная схема вертикального одноходового кожухотрубного теплообменника:

1 — корпус; 2 — трубная решетка; 3 — греющая труба; 4 — патрубок; 5 — днища; 6 — опорная лапа; 7 — болт; 8 — прокладка; 9 — обечайка

ков (в шахматном порядке), по сторонам и вершинам квадратов (коридорное размещение) и по концентрическим окружностям. Такие способы размещения обеспечивают создание компактной конструкции теплообменника. Шаг размещения труб зависит от внешнего диаметра трубы. С целью интенсификации теплообмена в кожухотрубных теплообменниках пучок труб секционируют, т. е. разделяют на несколько секций (ходов), по которым теплоноситель проходит последовательно. Разбивка труб на ряд ходов достигается с помощью перегородок в верхнем и нижнем днищах.

На рис. 5.6 показан многоходовой теплообменник, в котором теплоноситель проходит трубное пространство за четыре хода. Этим достигается повышение скорости теплоносителя, что приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи в трубном пространстве. Целесообразно увеличивать скорость того из теплоносителей, который имеет большее термическое сопротивление.

Секционировать можно и межтрубное пространство за счет установки направляющих перегородок (рис. 5.7).

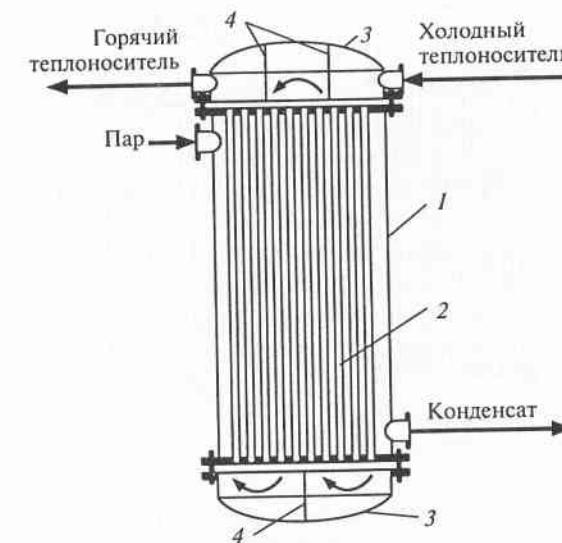


Рис. 5.6. Принципиальная схема многоходового теплообменника:  
1 — корпус; 2 — греющая труба; 3 — днище; 4 — перегородки

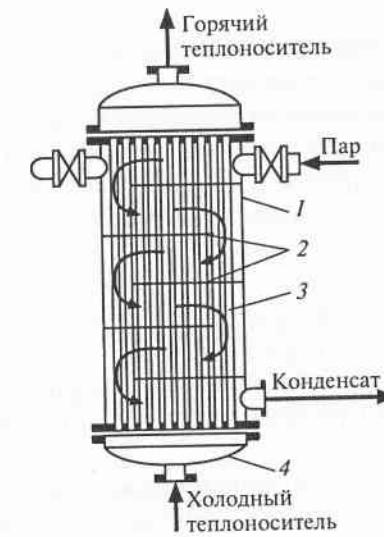


Рис. 5.7. Принципиальная схема многоходового теплообменника (по межтрубному пространству):

1 — корпус; 2 — перегородки; 3 — греющая труба; 4 — днище

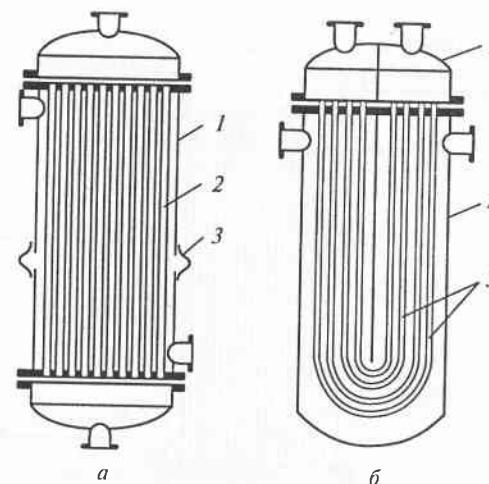


Рис. 5.8. Принципиальная схема теплообменников с компенсацией температурных напряжений:  
а — с линзовым компенсатором (1 — корпус; 2 — греющая труба; 3 — линзовый компенсатор); б — с U-образными греющими трубами (1 — крышка; 2 — корпус; 3 — U-образные греющие трубы)

Приведенные кожухотрубные теплообменники надежно работают при разностях температур между корпусом и трубами 25...30 °С. При более высоких разностях температур между корпусом и трубами возникают значительные температурные напряжения, которые могут привести к выходу теплообменника из строя. Поэтому при больших разностях температур применяют конструкции теплообменников, в которых предусмотрена компенсация температурных удлинений.

Простейшим устройством для компенсации температурных удлинений является теплообменник с линзовым компенсатором (рис. 5.8, а), который устанавливается в корпусе теплообменника и компенсирует температурные деформации осевым сжатием или расширением.

Теплообменники с U-образными греющими трубами (рис. 5.8, б) имеют одну трубную решетку, в которой закреплены оба конца U-образных труб. Каждая труба при нагревании может удлиняться независимо от других, тем самым компенсируя температурные напряжения.

Кожухотрубные теплообменники используют для теплообмена между конденсирующимся паром и жидкостью. Жидкость пропускается по трубам, а пар — в межтрубном пространстве.

Преимуществами кожухотрубных теплообменников являются: компактность, невысокий расход металла, легкость очистки труб изнутри (за исключением теплообменника с U-образными трубами), а недостатками — сложность достижения высоких скоростей теплоносителей, за исключением многоходовых теплообменников; трудность очистки межтрубного пространства и малая доступность его для осмотра и ремонта; сложность изготовления из материалов, не поддающихся разваливке и сварке, например из чугуна и ферросилида.

Теплообменники типа «труба в трубе» состоят из ряда наружных труб большего диаметра и расположенных внутри их труб меньшего диаметра (рис. 5.9).

Внутренние и внешние трубы элементов соединены друг с другом последовательно с помощью колен и патрубков. Один из теплоносителей I движется по внутренней трубе, а другой II — по кольцевому каналу, образованному внутренней и внешней трубами. Теплообмен осуществляется через стенку внутренней трубы. В этих теплообменниках достигаются высокие скорости теплоносителей как в трубах, так и в межтрубном пространстве. При необходимости создания больших площадей теплопередачи теплообменник составляют из нескольких секций, получая батарею.

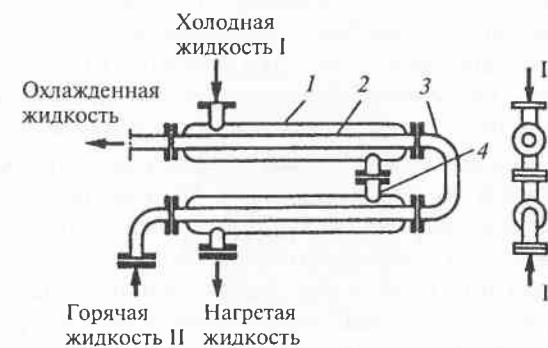


Рис. 5.9. Принципиальная схема теплообменника типа «труба в трубе»:  
1 — наружная труба; 2 — внутренняя труба; 3 — колено; 4 — патрубок; I, II — теплоносители

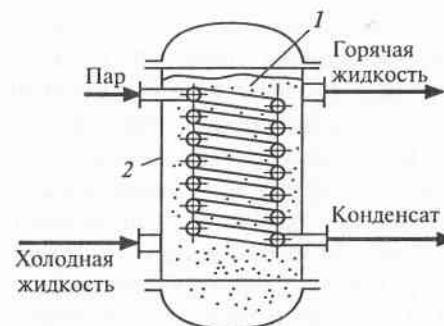


Рис. 5.10. Принципиальная схема погруженного змеевикового теплообменника:  
1 — змеевик; 2 — корпус

Преимуществами теплообменников типа «труба в трубе» являются: высокий коэффициент теплопередачи вследствие большой скорости обоих теплоносителей, простота изготовления, недостатками — громоздкость, высокая металлоемкость, трудность очистки межтрубного пространства.

Теплообменники типа «труба в трубе» применяют при небольших расходах теплоносителей для теплообмена между двумя жидкостями и между жидкостью и конденсирующимся паром.

Погруженные змеевиковые теплообменники представляют собой трубу, согнутую в виде змеевика и погруженную в аппарат с жидкостью (рис. 5.10). Теплоноситель движется внутри змеевика. Змеевиковые теплообменники изготавливают с плоским змеевиком и со змеевиком, согнутым по винтовой линии.

Преимущество змеевиковых теплообменников — простота изготовления, однако они громоздки и трудно поддаются очистке. Погруженные теплообменники применяют для охлаждения и нагрева конденсата, а также для конденсации паров.

Оросительные теплообменники используют для охлаждения жидкостей, газов и конденсации паров. Они состоят из нескольких расположенных одна над другой труб, соединенных коленами (рис. 5.11). По трубам протекает охлаждаемый теплоноситель. Охлаждающая вода поступает в распределительный желоб с зубчатыми краями, из которого равномерно перетекает в верхнюю трубу теплообменника и на расположенные ниже трубы. Часть охлаждающей воды испаряется с поверхности труб. Под нижней трубой находится желоб для сбора воды. Коэффициент теплопередачи в таких теплообменниках невелик.

Оросительные теплообменники просты по устройству, но металлоемки. Обычно их устанавливают на открытом воздухе.

Сpirальные теплообменники состоят из двух спиральных каналов прямоугольного сечения, образованных металлическими листами (рис. 5.12). Внутренние концы спиралей соединены пистами. С торцов каналы закрыты крышками и уплотнены перегородкой. С торцов каналы закрыты крышками и уплотнены перегородкой.

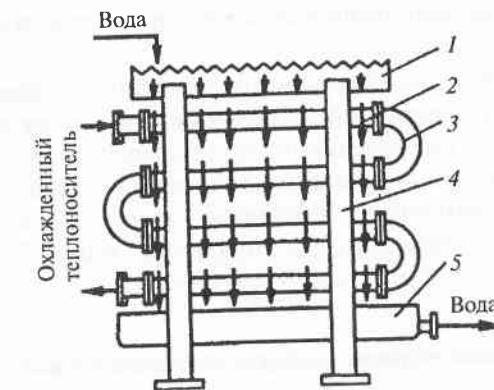


Рис. 5.11. Принципиальная схема оросительного теплообменника:  
1 — распределительный желоб; 2 — труба, 3 — колено; 4 — стойка; 5 — сборный желоб

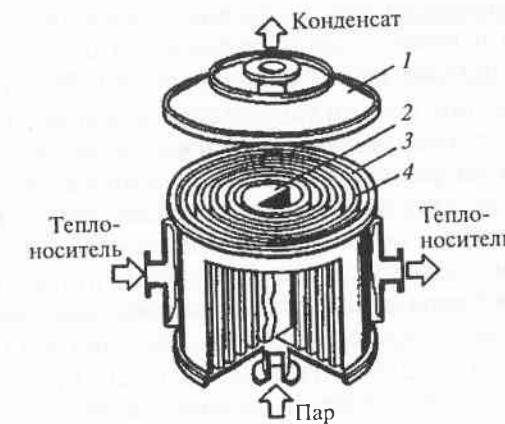


Рис. 5.12. Принципиальная схема спирального теплообменника:  
1 — крышка; 2 — перегородка; 3, 4 — металлические листы

прокладками. У наружных концов каналов предусмотрены патрубки для входа и выхода теплоносителей, два других патрубка приварены к плоским боковым крышкам.

Сpirальные теплообменники используют для теплообмена между жидкостями и газами. Эти теплообменники не забиваются твердыми частицами, взвешенными в теплоносителях, поэтому их применяют для теплообмена между жидкостями со взвешенными частицами, например для охлаждения бражки на спиртоперегонных заводах.

Сpirальные теплообменники компактны, позволяют проводить процесс теплопередачи при высоких скоростях теплоносителей с высокими коэффициентами теплопередачи. Гидравлическое сопротивление спиральных теплообменников ниже сопротивления многоходовых аппаратов при тех же скоростях теплоносителей. Недостаток спиральных теплообменников — сложность изготовления, ремонта и очистки.

#### 5.2.9. Расчет и обоснование выбора теплообменников

При выборе теплообменников необходимо учитывать предъявляемые к ним требования:

1) требуемая мощность аппарата во время работы должна обеспечиваться от одного профилактического ремонта до другого при заданных ограничениях по перепаду давления, параметрам теплоносителей и независимо от увеличения отложений на поверхности теплообмена. Работа аппарата должна быть надежной;

2) теплообменник должен удовлетворять общим требованиям, предъявляемым к оборудованию. Прежде всего это относится к механическим напряжениям не только в процессе его работы, но и при нагрузке, сборке, запуске, останове, изменениях режима. В теплообменнике не должна возникать коррозия от воздействия теплоносителей и окружающей среды, отложения на поверхности теплообмена должны быть минимальны, загрязненная отложениями поверхность должна быть доступна для очистки;

3) конструкция теплообменника должна предусматривать возможность его периодического ремонта, который включает в себя очистку поверхности теплообмена, замену трубок, уплотнений и любых других элементов конструкции, особенно подверженных коррозии, эрозии, вибрации или старению. Для этого

удобно использовать многосекционную компоновку с отсечными клапанами; каждую секцию можно ремонтировать без отключения всего аппарата;

4) теплообменник должен иметь минимально возможную стоимость при условии соответствия перечисленным выше условиям;

5) могут быть ограничения на диаметр теплообменника, длину, массу, сортамент труб вследствие требований к месту размещения, перевозки, возможности обслуживания и ремонта.

Расчет любого теплообменника сводится к определению площади поверхности теплообмена  $F$ , м<sup>2</sup>:

$$F = \frac{Q}{kA t_{cp}},$$

где  $Q$  — тепловая нагрузка теплообменника, Вт;  $k$  — коэффициент теплопередачи,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ;  $t_{cp}$  — средний температурный напор, °С.

Тепловая нагрузка теплообменника определяется уравнением теплового баланса, т. е. количеством теплоты, переданным от горячего теплоносителя холодному:

$$Q = G_1 \Delta i_1 \eta = G_2 \Delta i_2,$$

где  $G_1, G_2$  — массовый расход горячего и холодного теплоносителя,  $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ;  $\Delta i_1, \Delta i_2$  — изменение энталпий горячего и холодного теплоносителя,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$ ;  $\eta$  — КПД аппарата, учитывающий потери теплоты от стенок аппарата в окружающую среду ( $\eta = 0,97—0,99$ ).

Изменение энталпии теплоносителей, не претерпевающих фазовых превращений, определяется по уравнению

$$\Delta i_1 = c_p (t' - t''),$$

где  $c_p$  — средняя удельная массовая теплоемкость теплоносителя при постоянном давлении  $p$  (изобарная теплоемкость),  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;

$t', t''$  — начальная и конечная температуры, °С. Если нагрев одного из теплоносителей происходит за счет конденсации греющего водяного насыщенного пара, изменение энталпии вычисляют как разность между энталпийей греющего

пара  $i'_1$  (определяется по таблицам насыщенного водяного пара) и энталпией конденсата  $i_k = c_b t_k$ , где  $c_b$  — теплоемкость воды,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;  $t_k$  — температура конденсата,  $^{\circ}\text{C}$ .

Уравнение теплового баланса в этом случае будет иметь следующий вид:

$$G_1(i'_1 - i_k)\eta = G_2c_{p2}(t''_2 - t'_2),$$

где  $G_1$  — массовый расход греющего пара,  $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ;  $G_2$  — массовый расход нагреваемого теплоносителя;  $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ;  $c_{p2}$  — средняя удельная массовая теплоемкость нагреваемого теплоносителя при постоянном давлении  $p_2$ ,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;  $t'_2, t''_2$  — начальная и конечная температуры нагреваемого теплоносителя,  $^{\circ}\text{C}$ .

Тогда массовый расход греющего пара вычисляется по формуле

$$G_1 = \frac{G_2c_{p2}(t''_2 - t'_2)}{(i'_1 - i_2)}.$$

Если нагрев и охлаждение теплоносителей сопровождается изменением их агрегатного состояния, например насыщенный пар, нагревая воду до состояния кипения и последующего интенсивного испарения, сам конденсируется (испарители), уравнение теплового баланса записывается в следующем виде:

$$G_1(i_1 - i_k)\eta = G_2c_2(t_s - t'_2) + G_2r,$$

где  $G_1, G_2$  — массовые расходы греющего и нагреваемого теплоносителей,  $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ;  $c_2$  — средняя теплоемкость нагреваемого теплоносителя,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;  $t_s$  — температура кипения нагреваемого теплоносителя,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t'_2$  — начальные температуры теплоносителей,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $r$  — скрытая теплота парообразования нагреваемого теплоносителя,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$ .

При этом массовый расход греющего пара определяется по формуле

$$G_1 = \frac{G_2c_2(t_s - t'_2) + G_2r}{(i_1 - i_k)\eta}.$$

Если более нагретый теплоноситель охлаждается с изменением агрегатного состояния (конденсаторы), уравнение теплового баланса имеет следующий вид:

$$G_r c_p(t_{\text{п.п}} - t_h) + G_r r + G_r c(t_s - t'_1) = G_2 c_2(t''_2 - t'_2),$$

где  $G_r$  — массовый расход греющего теплоносителя,  $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ;  $c_p$  — средняя изобарная теплоемкость перегретого пара,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;  $t_{\text{п.п}}$  — температура перегретого пара,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_h$  — температура насыщенного пара,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $r$  — скрытая теплота конденсации греющего теплоносителя,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$ ;  $c$  — теплоемкость жидкого греющего теплоносителя;  $t''_2, t'_2$  — конечная температура греющего теплоносителя;  $G_2, c_2, t''_2, t'_2$  — соответствующие характеристики охлаждающей жидкости (нагреваемого теплоносителя).

Коэффициент теплопередачи с учетом загрязнения поверхности теплообмена можно вычислить по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_1 + R_2 + R_3 + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где  $R_1, R_3$  — термические сопротивления загрязняющего слоя с каждой стороны стенки;  $R_2 = \frac{\delta}{\lambda}$  — термическое сопротивление стенки;  $\delta$  — толщина стенки, м;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности материала стенки,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ .

Если коэффициент теплопроводности слоя загрязнения неизвестен, то коэффициент теплопередачи слоя подсчитывают, вводя поправку на ее загрязнение при помощи коэффициента использования поверхности теплообмена  $\varphi$ :

$$k = k_{\text{чист.ст}} \varphi,$$

$k_{\text{чист.ст}}$  — коэффициент теплопередачи чистой стенки,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . Для большинства аппаратов  $\varphi = 0,65 - 0,85$ .

Если  $\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} < 2$ , то средний температурный напор

$$\Delta t_{\text{cp}} = 0,5(\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}).$$

Если  $\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} > 2$ , то

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{2,3 \lg \left( \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} \right)}, \quad (5.62)$$

где  $\Delta t_{\max}$ ,  $\Delta t_{\min}$  — большая и меньшая разница конечных температур.

Теплообменник выбирают на основе анализа технико-экономических показателей нескольких типоразмеров аппаратов применительно к заданным условиям работы. При выборе теплообменника можно руководствоваться следующими рекомендациями:

- при теплообмене двух однородных теплоносителей (жидкости или газы) целесообразно выбирать секционные теплообменники (элементные). Если площадь поверхности теплообмена получается большой, а конструкция теплообменника громоздкой, можно выбрать многоходовой кожухотрубный теплообменник;
- при подогреве жидкости паром предпочтение отдают многоходовым по трубному пространству кожухотрубным аппаратам с подачей пара в межтрубное пространство;
- при небольшой теплопроизводительности и для химически агрессивных сред экономически целесообразны рубашечные, блочные, оросительные и погружные теплообменники из коррозийно-стойких материалов;
- при теплообмене через теплопередающую поверхность двух разнородных теплоносителей (газ и жидкость) следует использовать трубчатые ребристые или плавниковые теплообменники;
- при необходимости достижения высокой эффективности теплообмена при компактности конструкции и легкости аппарата, применяют пластинчатые ребристые и штампованные теплообменники;

- необходимо стремиться выбирать наиболее простые по конструкции и наиболее дешевые по материалам теплообменники. Использовать усложненные конструкции аппаратов (с плавающей камерой, сильфонным компенсатором, спиральным), а также дорогие материалы (латунные или медные трубы) следует лишь при необходимости.

### Тема 5.3. Основные термодинамические процессы

В зависимости от ограничений, накладываемых на процесс, можно выделить следующие термодинамические процессы:

- изохорный, протекающий при постоянном объеме —  $v = \text{const}$ ;
- изobarный, протекающий при постоянном давлении —  $p = \text{const}$ ;
- изотермический, протекающий при постоянной температуре —  $T = \text{const}$ ;
- адиабатный, протекающий без подвода и отвода теплоты —  $q = 0$  или  $s = \text{const}$ ;
- политропный, включающий все возможные процессы.

При изучении этих процессов определяют:

- 1) уравнение процесса;
- 2) представляют графическое изображение процесса в диаграммах;
- 3) устанавливают связь, существующую между параметрами;
- 4) находят изменение удельной внутренней энергии  $\Delta U$ ;
- 5) определяют удельную работу  $a$  или удельную теплоту  $q$ ;
- 6) находят удельную теплоту  $q$  или удельную работу  $a$ ;
- 7) определяют изменение удельной энтропии  $\Delta s$ .

#### 5.3.1. Изохорный процесс

Примером изохорного процесса является нагревание или охлаждение газа в закрытом сосуде. Начальное состояние газа будем обозначать цифрой 1, а конечное — 2.

1. Уравнение изохорного процесса:  $v = \text{const}$ .
2. Графическое изображение процесса приведено на рис. 5.13.
3. Связь между параметрами.

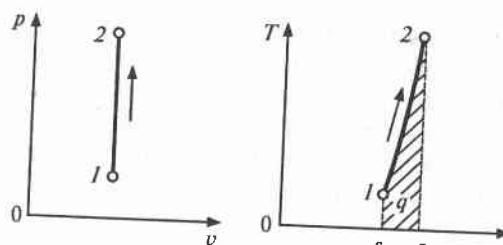


Рис. 5.13. Диаграммы изохорного процесса

Из уравнения  $\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2}$  при  $v_1 = v_2 = v$  имеем

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (5.63)$$

4. Изменение удельной внутренней энергии для любого процесса

$$\Delta u = c_v(T_2 - T_1) = c_v(t_2 - t_1). \quad (5.64)$$

5. Удельная работа в процессе равна нулю, так как площадь под линией процесса 1–2 на  $p,v$ -диаграмме равна нулю ( $a = 0$ ).

6. Удельная теплота, участвующая в процессе по первому закону термодинамики, определяется

$$q = \Delta u + a = c_v(T_2 - T_1) = c_v(t_2 - t_1). \quad (5.65)$$

При  $v = \text{const}$  газ не совершает работы. Вся подведенная к системе теплота затрачивается только на увеличение его внутренней энергии.

7. Изменение удельной энтропии  $\Delta s$  определяют по формуле

$$\Delta s = c_v \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = c_v \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right).$$

Поскольку  $v_2 = v_1$  и  $\ln 1 = 0$ , то

$$\Delta s = c_v \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = c_v \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right). \quad (5.66)$$

### 5.3.2. Изобарный процесс

Примером изобарного процесса является процесс, осуществляемый с газом в цилиндре с подвижным поршнем.

1. Уравнение изобарного процесса:  $p = \text{const}$ .
2. Графическое изображение процесса приведено на рис. 5.14.
3. Связь между параметрами. Из уравнения  $\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2}$  при  $p_1 = p_2 = p$  имеем

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (5.67)$$

4. Изменение удельной внутренней энергии

$$\Delta u = c_v(T_2 - T_1) = c_v(t_2 - t_1). \quad (5.68)$$

5. Удельная работа  $a$  в изобарном процессе равна площади под прямой 1–2 на  $p,v$ -диаграмме:

$$a = (v_2 - v_1)p = (T_2 - T_1)R = (t_2 - t_1)R. \quad (5.69)$$

Газовая постоянная  $R$  — это работа, которую совершает 1 кг газа при изменении его температуры на  $1^\circ$  в процессе при  $p = \text{const}$ .

Для произвольной массы

$$A = RM(T_2 - T_1) = RM(t_2 - t_1). \quad (5.70)$$

6. Удельная теплота процесса

$$\begin{aligned} q &= \Delta u + a = c_v(T_2 - T_1) + p(v_2 - v_1) = \\ &= c_v(T_2 - T_1) + R(T_2 - T_1) = \\ &= (T_2 - T_1)(c_v + R) = c_p(T_2 - T_1) = c_p(t_2 - t_1). \end{aligned} \quad (5.71)$$

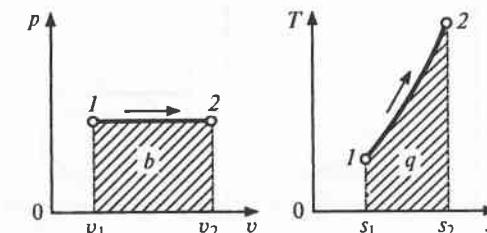


Рис. 5.14. Диаграммы для изобарного процесса

Для произвольной массы  $M$  количество теплоты  $Q$  равно

$$Q = c_p M(T_2 - T_1) = c_p M(t_2 - t_1). \quad (5.72)$$

### 7. Изменение удельной энтропии

$$\begin{aligned} \Delta s &= s_2 - s_1 = c_v \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + R \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) = \\ &= c_v \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + R \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = (c_v + R) \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = c_p \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right). \end{aligned} \quad (5.73)$$

#### 5.3.3. Изотермический процесс

Примером изотермического процесса может служить процесс, проходящий с газом, который находится в цилиндре с подвижным поршнем, когда объем газа увеличивается настолько, чтобы температура его оставалась неизменной.

1. Уравнение изотермического процесса:  $T = \text{const}$ .
2. Графическое изображение процесса приведено на рис. 5.15.
3. Связь между параметрами. Из уравнения  $\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2}$  при  $T_1 = T_2 = T$  имеем

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 = \text{const}, \quad \text{или} \quad \frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1}, \quad (5.74)$$

т. е. в изотермическом процессе отношение абсолютных давлений обратно пропорционально отношению удельных объемов.

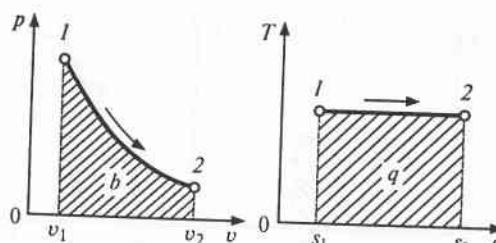


Рис. 5.15. Диаграммы изотермического процесса

4. Изменение удельной внутренней энергии в изотермическом процессе равно нулю, так как он протекает без изменения температуры:

$$\Delta u = c_v(T_2 - T_1) = 0, \quad \text{так как } DT = 0.$$

### 5. Удельная работа

$$a = q = (s_2 - s_1)T = c_v \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + R \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right)T = RT \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right). \quad (5.75)$$

Для произвольной массы работа  $A$  равна

$$A = MRT \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) = MRT \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right). \quad (5.76)$$

### 6. Удельная теплота процесса

$$q = a = (s_2 - s_1)T = c_v \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + R \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right)T = RT \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right). \quad (5.77)$$

Для произвольной массы теплота равна

$$Q = MRT \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) = MRT \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right), \quad (5.78)$$

т. е. все подведенное количество теплоты в изотермическом процессе расходуется на совершение внешней механической работы.

7. Изменение энтропии  $\Delta s$  при  $T_1 = T_2 = T$  определяют по выражению

$$\begin{aligned} \Delta s &= s_2 - s_1 = c_v \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + R \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right), \\ \Delta s &= R \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) = R \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right). \end{aligned} \quad (5.79)$$

#### 5.3.4. Адиабатный процесс

Процесс, протекающий без подвода или отвода теплоты, т. е. без теплообмена с окружающей средой, называется адиабатным. Примером адиабатного процесса является процесс сжатия или расширения газа в цилиндре, покрытом абсолютно теплонепро-

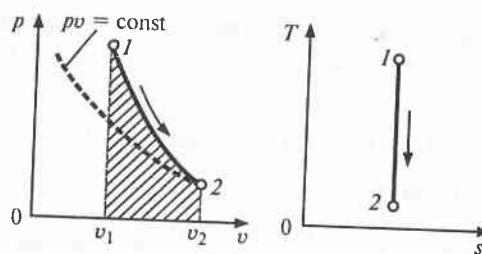


Рис. 5.16. Диаграммы адиабатного процесса

ницаемой изоляцией (абсолютной теплоизоляции нет). Если процесс протекает быстро, то теплообмен между рабочим телом и окружающей средой незначителен, и такой процесс можно считать адиабатным.

Адиабатные процессы расширения и сжатия осуществляются только за счет изменения внутренней энергии газа. Адиабатными можно считать процессы в быстроходных двигателях внутреннего сгорания; при истечении газов с большими скоростями и др.

1. Уравнение адиабатного процесса:  $s = \text{const}$ . Поскольку  $\Delta q = 0$ , то  $\Delta s = \frac{\Delta q}{T} = 0$ .

2. Графическое изображение процесса приведено на рис. 5.16.

3. Связь между параметрами определяется выражением

$$pv^k = \text{const},$$

где  $k = \frac{c_p}{c_v}$  — показатель адиабаты.

Поскольку  $p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$ , то  $\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k$ , следовательно

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1/k}. \quad (5.80)$$

Из выражений  $\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2}$  и (5.20) имеем

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right) \left(\frac{v_1}{v_2}\right) = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}, \quad (5.81)$$

или

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{\frac{p_1}{p_2}}{\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (5.82)$$

4. Изменение удельной внутренней энергии, как и для других процессов равно

$$\Delta u = c_v(T_2 - T_1) — \text{для 1 кг газа}; \quad (5.83)$$

$$\Delta U = c_v M(T_2 - T_1) — \text{для } M \text{ кг газа}. \quad (5.84)$$

5. При адиабатном процессе  $q = 0$ , так как площадь на  $T,s$ -диаграмме под прямой процесса равна нулю.

6. Работа, совершаемая в адиабатном процессе,

$$a = -\Delta u = c_v(T_1 - T_2) = u_1 - u_2. \quad (5.85)$$

Удельная работа совершается газом за счет его внутренней энергии (поникаются  $p$  и  $T$ ). При адиабатном сжатии внешняя работа идет на увеличение его внутренней энергии ( $p$  и  $T$  повышаются).

7.  $\Delta s = 0$ .

### 5.3.5. Политропный процесс

В действительных процессах происходит изменение сразу всех параметров. Кривые, описывающие реальные процессы, называют политропами, а процессы политропными.

1. Уравнение политропного процесса:

$$pv^n = \text{const}, \quad (5.86)$$

где  $n = \frac{c - c_p}{c - c_v}$  — показатель политропы,  $-\infty < n < +\infty$ ;  $c$  — постоянная для данного процесса теплоемкость.

Изменяя значение  $n$ , можно получить частные случаи политропного процесса:

а) если  $n = 0$ , то  $v^0 = 1$ , следовательно  $p = \text{const}$  — изobarный процесс;

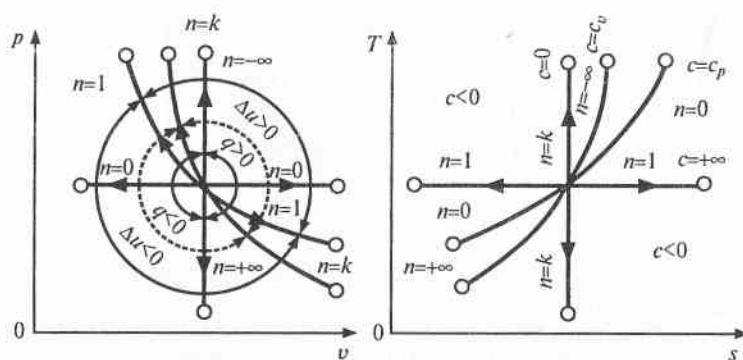


Рис. 5.17. Изображение основных термодинамических процессов

б) если  $n = \pm\infty$ , то уравнение  $p v^n = \text{const}$  можно представить в следующем виде:

$$(p v^n)^{\frac{1}{n}} = (\text{const})^{\frac{1}{n}},$$

отсюда  $(p)^{\frac{1}{n}} v = \text{const}$  — изохорный процесс;

в) если  $n = k$ , то уравнение  $p v^n = \text{const}$  превращается в уравнение  $p v^k = \text{const}$  — адиабатный процесс;

г) если  $n = 1$ , то  $p v = \text{const}$  или  $T = \text{const}$ , что соответствует уравнению изотермического процесса.

2. Графическое изображение политропного процесса представлено на рис. 5.17.

При  $n > k$  политропа идет круче адиабаты. При  $n < 1$  политропа идет выше изотермы (на участке). Это означает, что теплота  $Q$  системе сообщается больше, чем при изотермическом процессе, но меньше, чем при изобарном процессе.

Помимо четырех частных случаев можно представить бесконечное множество процессов при  $-\infty < n < \infty$ , каждая линия будет характеризовать свой процесс.

3. Связь между параметрами выражается уравнениями, аналогичными с адиабатным процессом, только вместо показателя  $k$  используется показатель  $n$ :

$$\frac{p_1}{p_2} = \left( \frac{v_2}{v_1} \right)^n; \quad \frac{v_2}{v_1} = \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}}; \quad \frac{T_1}{T_2} = \left( \frac{v_2}{v_1} \right)^{n-1}; \quad \frac{T_1}{T_2} = \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (5.87)$$

4. Изменение удельной внутренней энергии для всех процессов определяется по формуле

$$\Delta u = c_v (T_2 - T_1). \quad (5.88)$$

5. Удельная работа, совершаяя в политропном процессе, определяется по аналогии с адиабатным процессом:

$$a = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{n-1};$$

$$a = \frac{(p_1 v_1) \left( 1 - \frac{v_1^{n-1}}{v_2} \right)}{n-1};$$

$$a = \frac{(p_1 v_1) \left( 1 - \frac{p_2^{\frac{n-1}{n}}}{p_1} \right)}{n-1}.$$

6. Количество удельной теплоты  $q_n$  в политропном процессе

$$q_n = c_n (T_2 - T_1), \quad (5.90)$$

где  $c_n$  — удельная теплоемкость в политропном процессе,

$$c_n = \frac{c_v (n-k)}{n-1}; \quad (5.91)$$

$n, k$  соответствуют показателям политропы и адиабаты.

7. Изменение удельной энтропии имеет вид

$$\Delta s = s_2 - s_1 = c_n \ln \left( \frac{T_2}{T_1} \right). \quad (5.92)$$

### 5.3.6. Циклы. Прямой и обратный циклы Карно

Пусть рабочее тело (газ) из начального состояния (точка 1, рис. 5.18) под воздействием внешних сил переходит через точку В в конечное состояние (точка 2). В этом случае полученная работа в конечное состояние 2 вернется в исходное состояние 1, то говорят, что осуществлен круговой процесс (или цикл).

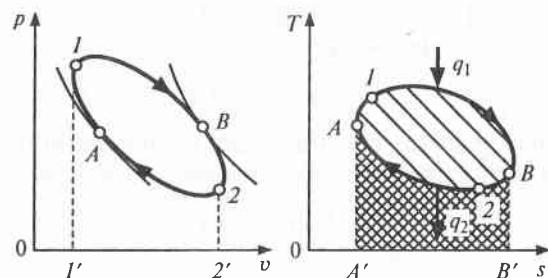


Рис. 5.18. Круговой процесс (цикл)

Если рабочее тело из состояния 2 возвращается в состояние 1 по пути через точку  $B$ , то работа цикла равна нулю. Для того чтобы рабочее тело совершило полезную работу, необходимо, чтобы рабочее тело возвращалось по пути  $2AI$ , т. е. линия расширения должна быть выше линии сжатия.

Полезная работа расширения определяется по следующей формуле:

$$A_{\text{пол}} = A_{\text{расш}} - A_{\text{сж}} = F_{IB2AI} \quad (5.93)$$

Циклы бывают прямые и обратные.

Прямыми называется цикл, в котором теплота преобразуется в работу. В этом цикле линия расширения на  $p, v$ -диаграмме расположена выше линии процесса сжатия, т. е. система совершает положительную работу ( $A_{\text{пол}} > 0$ ). Цикл изображается в виде замкнутой кривой, проходимой рабочим телом по часовой стрелке. По прямым циклам работают все тепловые двигатели.

В обратном цикле теплота передается от менее нагревого тела к более нагретому. В системе координат  $p, v$  линия процесса сжатия расположена выше линии процесса расширения ( $A_{\text{пол}} < 0$ ). Работа цикла осуществляется от постороннего источника. Цикл изображается в виде замкнутой кривой, проходимой рабочим телом против часовой стрелки. Такой цикл осуществляет холодильная установка.

Для прямого цикла согласно первому закону термодинамики

$$Q_{\text{u}} = Q_1 - Q_2 = \Delta U + A, \quad (5.94)$$

где  $Q_{\text{u}}$  — теплота, полезно использованная в цикле;  $Q_1$  — подведенная теплота к рабочему телу от горячего источника;  $Q_2$  — теплота, отведенная от рабочего тела;  $A$  — работа, произведенная двигателем за цикл;  $\Delta U$  — изменение внутренней энергии.

Однако в круговом цикле  $\Delta U = 0$ , так как рабочее тело возвращается в первоначальное состояние. Поэтому

$$Q_{\text{u}} = Q_1 - Q_2 = A. \quad (5.95)$$

Отношение теплоты  $Q_{\text{u}}$ , превращенной в работу, к теплоте  $Q_1$ , затраченной для совершения кругового цикла, называется термическим КПД:

$$\eta_{\text{т}} = \frac{A}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}. \quad (5.96)$$

Термический КПД  $\eta_{\text{т}}$  показывает, какая доля теплоты  $Q_1$  превращается в работу и изменяется в пределах

$$0 \leq \eta_{\text{т}} < 1. \quad (5.97)$$

Эксергией (работоспособностью) теплоты  $Q_1$ , отбиаемой от горячего источника с температурой  $T_1$ , называется максимальная полезная работа, которая может быть получена за счет этой теплоты при условии, что холодным источником является окружающая среда с температурой  $T_0$ .

Цикл Карно — самый совершенный из всех идеальных циклов, так как имеет максимальный термический КПД.

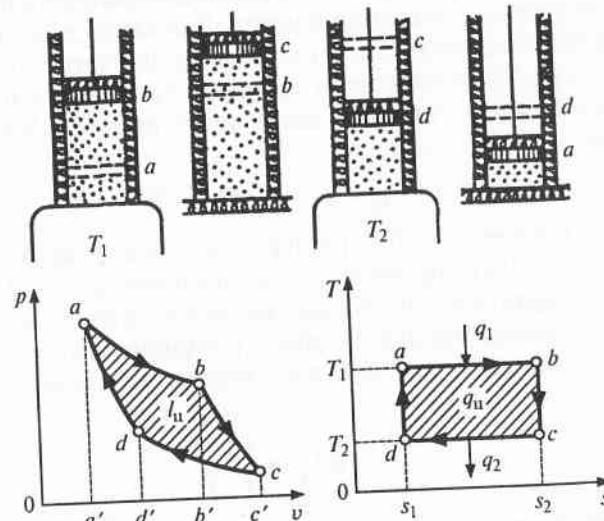


Рис. 5.19. Прямой цикл Карно

**Прямой цикл Карно.** Пусть рабочее тело (идеальный газ) помещено в цилиндр, стенки и поршень которого абсолютно теплоизолированы. Дно цилиндра попеременно сообщается с источником высокой температуры  $T_1$  и низкой —  $T_2$ , причем  $T_1 > T_2$ . Рассмотрим все четыре процесса цикла.

Процесс ( $a-b$ ) — изотермическое расширение. Дно цилиндра находится в термическом контакте с источником теплоты. Система получает теплоту  $q_1$ , соприкасаясь с горячим источником  $T_1$ , и изотермически расширяется по линии  $a-b$ , совершая работу. Точка  $a$  соответствует начальному состоянию газа (поршень находится в НМТ — нижней мертвой точке) в  $p,v$ - и  $T,s$ -диаграммах. Площадь  $a-b-s_2-s_1$  в  $T,s$ -диаграмме равна количеству теплоты  $q_1$ , подведенной к рабочему телу:

$$q_1 = RT_1 \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right). \quad (5.98)$$

В точке  $b$  источник  $q_1$  убирается от цилиндра, и система термически изолируется (дно цилиндра покрывается идеальным теплоизолирующим материалом).

Второй процесс ( $b-c$ ) — адиабатное расширение. Газ расширяется без теплообмена с внешней средой, поршень перемещается, и газ совершает работу за счет своей внутренней энергии. При этом температура и давление падают. Движение поршня прекращается в точке  $c$ , когда температура газа достигнет температуры холодильника  $T_2$ . После этого цилиндр приводится в контакт с холодильником и начинается следующий процесс. Удельная работа равна

$$a = u_2 - u_3 = c_v(T_1 - T_2). \quad (5.99)$$

Третий процесс ( $c-d$ ) — изотермическое сжатие. Карно предложил осуществлять процесс сжатия по изотерме  $c-d$ , при этом поршень возвращается настолько медленно, что газ остается при температуре холодильника  $T_2$ , объем его уменьшается, а давление растет. На участке  $c-d$  теплота  $q_2$ , равная площади  $c-d-s_1-s_2$ , отводится:

$$q_2 = RT_2 \ln\left(\frac{v_3}{v_4}\right). \quad (5.100)$$

Четвертый процесс ( $d-a$ ) — адиабатное сжатие. Сжатие газа внешними силами осуществляется без теплообмена. Его объем

уменьшается, температура и давление растут. Когда температура достигает температуры источника теплоты, процесс сжатия прекращается и цикл Карно замыкается.

В цикле Карно на  $p,v$ -диаграмме работа равна площади ограниченной линии  $a-b-c-d-a$ . На  $T,s$ -диаграмме площадь  $a-b-c-d-a$  численно равна теплоте цикла, преобразованной в полезную работу.

Термический КПД цикла Карно определяется по следующей формуле:

$$\eta_{tr} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{S_{a-b-c-d}}{S_{a-b-s_1-s_2}} = \frac{\Delta s(T_1 - T_2)}{\Delta s T_1}, \quad (5.101)$$

$$\eta_{tr} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (5.102)$$

Анализ уравнения (5.102) показывает, что для цикла Карно характерно:

1) значение термического КПД не зависит от свойств рабочего тела, а определяется только значениями абсолютных температур;

2) значение термического КПД возрастает с увеличением значения  $T_1$  и уменьшается с уменьшением значения  $T_2$ ;

3) значение термического КПД всегда меньше 1. Если  $T_1 = T_2$ , то КПД = 0, т. е. теплота не превращается в работу;

4) термический КПД при изотермических источниках имеет максимальное значение в заданном диапазоне температур по сравнению с другими циклами и, следовательно, является эталоном, с которым сравнивают циклы существующих тепловых машин.

**Обратный цикл Карно.** Если провести цикл Карно в обратном направлении (против часовой стрелки), то получим обратный цикл (рис. 5.20).

Из точки  $a$  с параметрами  $p_a$ ,  $v_a$  и  $T_a$  рабочее тело адиабатно расширяется до точки  $b$  и соединяется с источником низкой температуры  $T_2$ . Дальнейший процесс  $b-c$  происходит с подводом теплоты  $Q_2$  к рабочему телу (изотермическое расширение). В точке  $c$  рабочее тело вновь изолируется от источника теплоты и в процессе  $c-d$  сжимается адиабатно с повышением температуры от  $T_2$  до  $T_1$ . В точке  $d$  рабочее тело соединяется с источником высокой температуры, и дальнейшее его сжатие происходит по изотерме  $d-a$  с отводом теплоты  $Q_1$  высокотемпературному источнику. В точке  $a$  рабочее тело возвращается в первоначальное состояние.

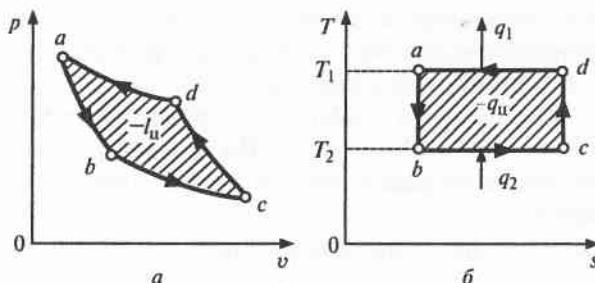


Рис. 5.20. Обратный цикл Карно:  
а —  $p,v$ -диаграмма; б —  $T,s$ -диаграмма

ние. Таким образом, обратный цикл Карно состоит из двух изотерм и двух адиабат. В результате такого цикла теплота от источника с более низкой температурой передается к источнику с более высокой температурой, при этом внешними силами затрачивается работа.

Холодильный коэффициент  $\varepsilon_x$  определяется по следующей формуле:

$$\varepsilon_x = \frac{Q_2}{Q_{\text{ц}}} = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}. \quad (5.103)$$

Из анализа выражения (5.103) следует:

- значение холодильного коэффициента зависит только от значения температуры горячего и холодного источников и не зависит от природы рабочего тела;
- значение холодильного коэффициента тем больше, чем меньше значение разности температур горячего и холодного источников;
- холодильный коэффициент может изменяться от нуля до бесконечности;
- холодильный коэффициент для цикла Карно имеет максимальное значение и является эталоном, с которым сравнивают циклы существующих холодильных машин.

#### Вопросы для самопроверки

1. Что понимают под идеальными и реальными газами?
2. Какие величины считают основными параметрами газов?

3. Что такое термодинамический процесс?
4. Что понимают под равновесным состоянием тела?
5. Запишите уравнение Клапейрона.
6. Как можно определить газовую постоянную для любого газа?
7. На основе какого уравнения могут быть получены законы идеального газа?
8. Что такое влажный воздух?
9. Каким бывает влажный воздух?
10. Какой пар называется перегретым?
11. Дайте определение абсолютной и относительной влажности.
12. Что рассматривает термодинамика?
13. Что такое теплоемкость и как она определяется?
14. От чего зависит теплоемкость?
15. Как подразделяется удельная теплоемкость?
16. Какие способы применяют для определения удельной массовой теплоемкости?
17. Сформулируйте первый закон термодинамики.
18. Что устанавливает второй закон термодинамики?
19. Объясните понятия энталпии и энтропии.
20. Какими способами осуществляется перенос теплоты?
21. Что такое теплопроводность?
22. От чего зависит коэффициент теплопроводности?
23. Каким бывает теплообмен в зависимости от способа движения жидкости или газа?
24. От чего зависит величина коэффициента теплоотдачи?
25. Какие аппараты называются теплообменниками?
26. Как подразделяются теплообменники по принципу действия?
27. Объясните принцип работы рекуперативных теплообменников.
28. Как работают регенеративные теплообменники?
29. Приведите преимущества и недостатки кожухотрубных теплообменников.
30. Опишите устройство и принцип работы теплообменников типа «труба в трубе».
31. Назовите типы теплообменников.
32. Какие требования нужно учитывать при выборе теплообменников?
33. Какие параметры определяют при расчете теплообменников?
34. Назовите пять термодинамических процессов.
35. Что определяют при изучении термодинамических процессов?
36. Опишите изохорный процесс.
37. Где можно встретить изобарный процесс?
38. Опишите изотермический процесс.
39. Что такое адиабатный и политропный процессы?
40. Дайте определение прямому и обратному циклам Карно.

## Раздел 6

# РАБОЧАЯ СРЕДА ПНЕВМОПРИВОДОВ

### Тема 6.1. Основные требования к рабочей среде и способы ее подготовки

#### 6.1.1. Основные физические параметры сжатого воздуха и законы его изменения

Воздух в системах пневмоавтоматики является энергоносителем и носителем сигналов информации. Сжатый воздух можно рассматривать как сплошную, однородную и изотропную среду. Воздух, как и все газы, хорошо сжимается и имеет небольшую плотность, которая описывается следующей формулой:

$$\rho = \frac{M}{V},$$

где  $M$  — масса газа;  $V$  — объем газа.

Масса и вес связаны соотношением

$$G_{\text{в}} = Mg,$$

где  $g$  — ускорение силы тяжести.

Вместо плотности часто пользуются удельным весом — это вес газа, приходящийся на единицу объема:

$$\gamma = \frac{G_{\text{в}}}{V} = \rho g.$$

Удельный объем — величина, обратная удельному весу:

$$\nu = \frac{1}{\gamma} = \frac{V}{G_{\text{в}}}.$$

Важное свойство газа — вязкость. При движении слоев газа друг относительно друга развиваются силы трения, которые явля-

ются следствием преодоления сил сцепления между отдельными частицами. Сила трения выражается формулой Ньютона:

$$\tau = \mu_d F \frac{dV}{dy},$$

где  $F$  — площадь скольжения;  $\frac{dV}{dy}$  — градиент скорости, ось  $y$  направлена перпендикулярно к направлению сдвига;  $\mu_d$  — динамический коэффициент вязкости, зависит от температуры и с увеличением температуры растет:

$$\mu_d = 1,745 \cdot 10^{-6} + 5,03 \cdot 10^{-9} t_0.$$

В технических расчетах используют кинематический коэффициент вязкости:

$$\nu = \frac{\mu_d}{\rho}.$$

Соотношение между весом газа, занимаемым объемом, давлением и температурой выражается характеристическим уравнением Менделеева—Клапейрона

$$PV = G_{\text{в}} RT,$$

где  $P$  — давление воздуха;  $T$  — абсолютная температура;  $R$  — универсальная газовая постоянная.

Таким образом, параметрами газа являются  $P$ ,  $V$ ,  $T$ . Эти параметры изменяются по различным законам. Однако на практике часто можно пренебречь изменением какого-либо параметра и считать его во время протекания термодинамического процесса постоянным. Если объем воздуха при изменении его состояния остается постоянным  $V = \text{const}$ , то такой процесс называется изохорным:

$$\frac{P}{T} = \text{const.}$$

Если имеет место медленно протекающий процесс с хорошим теплообменом с внешней средой, температура которой стабильна  $T = \text{const}$ , то такой процесс называется изотермическим:

$$\frac{P}{\gamma} = \text{const.}$$

Адиабатический процесс характеризуется тем, что происходит без теплообмена с окружающей средой:

$$\frac{P}{\gamma^k} = \text{const.}$$

Процесс, протекающий при постоянной теплоемкости, называют политропическим:

$$\frac{P}{\gamma^n} = \text{const.}$$

Процесс, протекающий при постоянном давлении, называют изобарическим:

$$T\gamma = \text{const.}$$

Значения некоторых физических параметров воздуха представлены в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Параметр	Размерность в СИ	Значение
Молекулярная масса	—	28,98
Плотность $\rho$ при нормальных условиях ( $20^\circ\text{C}$ и $p = 0,101325 \text{ МПа}$ )	$\text{кг}/\text{м}^3$	1,205
Динамический коэффициент вязкости $\mu_d$ (при $0^\circ\text{C}$ )	$\text{Па} \cdot \text{с}$	$171 \cdot 10^{-7}$
Кинематический коэффициент вязкости $v$ (при $0^\circ\text{C}$ )	$\text{м}^2/\text{с}$	$132 \cdot 10^{-7}$
Температурный коэффициент расширения	$\frac{1}{\text{K}}$	$367 \cdot 10^{-5}$
Теплопроводность (при $0^\circ\text{C}$ )	$\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$241 \cdot 10^{-4}$
Удельные массовые теплоемкости (при $0^\circ\text{C}$ и $760 \text{ мм рт. ст.}$ ):		
при постоянном давлении $C_p$	$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	1004
при постоянном объеме $C_v$	$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	717

Окончание табл. 6.1

Параметр	Размерность в СИ	Значение
Показатель адиабаты $k$	—	1,4
Скорость звука при нормальных условиях	$\text{м}/\text{с}$	331,36
Универсальная газовая постоянная $R$	$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	287

### 6.1.2. Классы чистоты сжатого воздуха и области его применения

В пневматических системах сжатый воздух заполняет каналы, емкости, протекает через узкие щели дросселирующих устройств, воздействует на упругие элементы, поэтому качество воздуха определяет надежность средств пневмоавтоматики. Требования к сжатому воздуху регламентированы ГОСТ 17433—80 и приведены в табл. 6.2.

Таблица 6.2

Класс загрязненности	Размер твердых частиц, мкм, не более	Содержание посторонних примесей, $\text{мг}/\text{м}^3$		
		Твердые частицы, мкм	Вода (в жидком состоянии)	Масло (в жидком состоянии)
0	0,5	0,001	Не допускается	
1	5	1		
2	10	500	Не допускается	
3	10	800	16	Не допускается
4	25	2	16	
5	25	800	16	Не допускается
6	25	800	16	

Окончание табл. 6.2

Класс загрязненности	Размер твердых частиц, мкм, не более	Содержание посторонних примесей, мг/м <sup>3</sup>		
		Твердые частицы, мкм	Вода (в жидком состоянии)	Масло (в жидком состоянии)
7	40	4	Не допускается	
8			800	16
9	80	4	Не допускается	
10			800	16
11	Не регламентируется	12,5	Не допускается	
12			3200	25
13	Не регламентируется	25	Не допускается	
14			10 000	100

В зависимости от класса загрязненности сжатого воздуха в табл. 6.3 представлены рекомендации его использования в пневматической системе.

Таблица 6.3

Пневматические системы, устройства и технологические операции, выполняемые сжатым воздухом	Класс загрязненности	
	Высокие требования к надежности	Обычные требования к надежности
Устройства для измерения линейных размеров	0	
Пневматические приборы и средства ГСП	0, 1, 2, 3, 4	
Элементы «Волга» $S = 1 \text{ мм}^2$	1, 3	2, 3, 5
Элементы «Волга» $S = 0,25 \text{ мм}^2$	0, 1	1, 3, 5

Окончание табл. 6.3

Пневматические системы, устройства и технологические операции, выполняемые сжатым воздухом	Класс загрязненности	
	Высокие требования к надежности	Обычные требования к надежности
Газовая смазка подшипников и направляющих станков и приборов	0, 1, 3	2, 3, 5
Пневмоаппараты высокого давления:		
с дроссельными отверстиями	3, 5, 7	5—8
без дроссельных отверстий	5, 7, 9	6—10
Пневматический инструмент	5, 7, 9	6—10
Мембранные и сильфонные цилиндры	8—10	—

В пневмоавтоматике приняты три диапазона давления питания:

- низкий 0,0014...0,005 МПа (120...500 мм вод. ст.);
- нормальный 0,118...0,175 МПа (1,18...1,75 кг/см<sup>2</sup>);
- высокий 0,4...0,98 МПа (4...9,8 кг/см<sup>2</sup>).

Низкий диапазон давления применяется для питания систем модулей струйной техники «Волга», струйной пневмоавтоматики и вычислительных мембранных приборов.

Нормальный диапазон давления используют для питания основных управляющих и регулирующих мембранных приборов пневмоавтоматики УСЭППА, которыми в настоящее время оснащены большинство предприятий.

Высокий диапазон давления применяется для питания поршневых и мембранных исполнительных устройств.

При низких давлениях легко могут быть получены линейные пневматические сопротивления, что необходимо, например, для построения вычислительных устройств на базе решающих усилителей. При этом существенно уменьшается расход воздуха в струйных устройствах. Перевод приборов на низкие давления уменьшает расход воздуха при ламинарном течении в 150 раз, при турбулентном течении — в 10 раз. Отличие потребляемой мощно-

сти еще более разительное, так как мощность определяется произведением расхода на давление.

Наличие различных диапазонов давления питания определяет и различные требования к качеству воздуха и оборудованию, служащему для его подготовки. Так, для струйных элементов, питаемых от вентилятора, который не вносит паров масла в воздух, очистка от пыли с применением фильтров тонкой очистки не обязательна, так как сечения излучающих сопел большие и составляют 1 или 0,25 мм<sup>2</sup>.

Воздух нормального и высокого давления подвергается значительному сжатию, поэтому влажность его возрастает. Под абсолютной влажностью понимают массу водяного пара, содержащегося в 1 м<sup>3</sup> воздуха. Относительной влажностью φ называют отношение массы водяного пара, содержащегося в 1 м<sup>3</sup> воздуха, к максимально возможной его массе при данных условиях (при такой же температуре и том же давлении):

$$\varphi = \frac{m_1}{m_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2},$$

где  $m_1$ ,  $\rho_1$  — масса и плотность водяного пара, содержащегося в 1 м<sup>3</sup> воздуха;  $m_2$ ,  $\rho_2$  — максимально возможная масса и плотность водяного пара, содержащегося в 1 м<sup>3</sup> воздуха при том же давлении и температуре.

Температура, при которой начинается конденсация и выпадение влаги из воздуха, называется *точкой росы*. Если охлаждать воздух при постоянном давлении, то относительная влажность будет возрастать и наступит момент, когда влага начнет выпадать в виде капель.

Влага, содержащаяся в воздухе, пагубно сказывается на работе пневмопривода и средств пневмоавтоматики, так как вызывает коррозию, образует ледяные пробки при отрицательных температурах, смачивает внутренние поверхности пневмосистем, на которые попадают твердые частицы (пыль) и образуется грязь, засоряющая дросселирующие отверстия, что приводит к отказу пневмопривода. Поэтому воздух надо осушать до такой влажности, чтобы точка росы была ниже температуры, при которой эксплуатируется пневматическая система.

Если источником сжатого воздуха служит поршневой компрессор, то в воздухе находятся пары масла. Масло, осаждаясь, не только засоряет дроссели, но и разрушает резиновые уплотнения и мембранные. В последние годы для того, чтобы полностью избавиться от масляных паров, используют безпоршневые компрессоры (мембранные).

## Тема 6.2. Оборудование для подготовки рабочей среды пневмоприводов

### 6.2.1. Подготовка сжатого воздуха высокого, нормального и низкого давления

Сжатый воздух нормального и высокого диапазонов давления готовят на компрессорной станции для всего предприятия и по системе трубопроводов обеспечивают разводку по цехам и его пролетам. На рис. 6.1 представлена схема подготовки сжатого воздуха.

На компрессорной станции установлено два компрессора: один работает, а второй находится в резерве, чем обеспечивается бесперебойное снабжение сжатым воздухом предприятия. Через заборную горловину воздух поступает в фильтр 1, затем компрессор 2 его сжимает. Наилучшими считаются мокрые фильтры (масляные или водяные). Такая очистка защищает компрессор от преждевременного абразивного износа. Воздухозаборник необходимо устанавливать там, где температура воздуха ниже (ниже его влажность), например снаружи здания с теневой стороны. Кроме того, воздухозаборник не должен располагаться в шлейфе выброса в атмосферу вредных газов собственного производства, например сталелитейного цеха, или соседних предприятий, например ГРЭС и т. п. Это обусловлено тем, что газы, растворяясь во влаге воздуха, могут образовать слабощелочные или кислотные растворы, которые способны вывести из строя уплотнения пневмоаппаратов.

От компрессора воздух поступает в ресивер 6, предназначенный для аккумулирования запасов воздуха и сглаживания пульсаций давления. При наличии ресивера отпадает необходимость в бесперебойной работе компрессора, что удлиняет его срок службы. Управление работой привода компрессора осуществляется

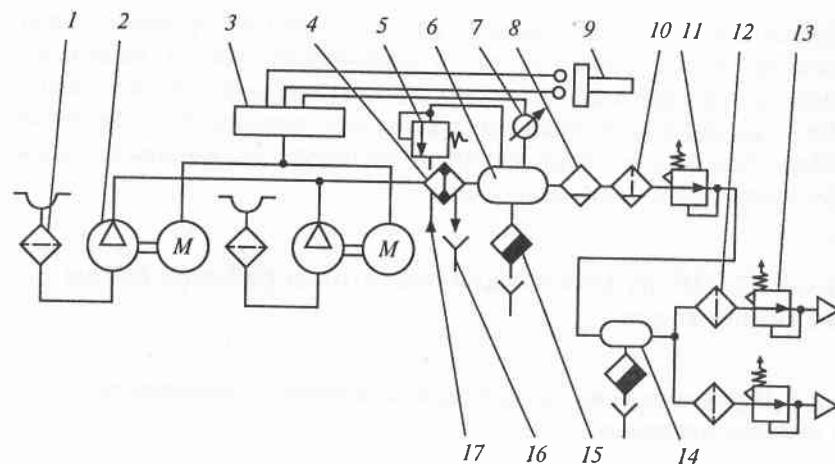


Рис. 6.1. Схема подготовки сжатого воздуха:

1, 12 – фильтры; 2 – компрессор; 3 – блок автоматики; 4 – холодильник; 5 – предохранительный клапан; 6, 14 – ресиверы; 7 – манометр; 8 – маслостабилизатор; 9 – кнопка; 10 – дегидратор; 11, 13 – редукционные клапаны; 15 – вентиль; 16 – канализационная система; 17 – линия

ся от электроконтактного манометра 7, реле и магнитного пускателя, заключенного в блоке автоматики 3. Электрическая система может включаться дистанционно кнопкой 9.

Прежде чем попасть в ресивер 6 воздух проходит через холодильник 4, где оставляет 70...80 % влаги, и выходит оттуда со 100%-ной относительной влажностью. Вода в холодильник поступает из линии 17. В ресивере конденсируется некоторое количество влаги. Для ее удаления служит вентиль 15, управляемый электрической системой.

Защищает ресивер от перегрузки предохранительный клапан 5. Большая часть масла компрессора конденсируется в холодильнике 4 и ресивере 6, меньшая часть остается в маслостабилизаторе 8. Для глубокой осушки воздуха применяют селикогелевый двухступенчатый дегидратор 10. На компрессорной станции установлено два дегидратора, которые представляют собой колонну, заполненную селикогелем с нагревательной спиралью. Один дегидратор работает, а второй в это время находится на регенерации. Нагретая спираль высушивает селикогель.

Давление в воздушной магистрали поддерживается постоянным с помощью редукционного клапана 11. Таким образом организован выход сжатого воздуха из компрессорной станции. Далее по системе трубопроводов сжатый воздух поступает в цех предприятия. В цехе может быть установлен ресивер 14, выход которого соединен с гребенкой. Выходы гребенки через фильтры 12 и редукционные клапаны 13 соединены с технологическим оборудованием.

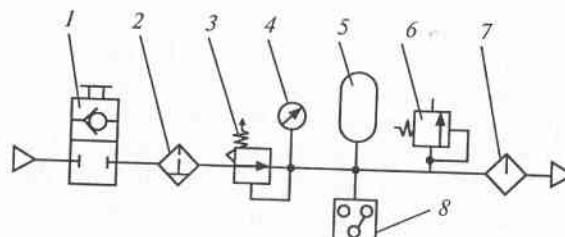
Воздух для питания поршневых и мембранных исполнительных механизмов можно отбирать до фильтра 12. Конденсат из холодильника 4 ресиверов 6 и 14 сбрасывают в канализационную систему 16.

Регенерация селикогелевой колонны осуществляется нагревом ее электрической спиралью и пропусканием 5...7 % общего количества сухого воздуха при  $t = 150\ldots200^{\circ}\text{C}$ . Селикогель  $\text{SiO}_2$  выпускают в виде зерен диаметром 3...4 мм, в которых сильно развита сеть капилляров. Один килограмм этого вещества содержит 400 000  $\text{m}^2$  капилляров. Это обеспечивает высокую влагоемкость адсорбента и позволяет осушать воздух до относительной влажности 2...3 % при температуре воздуха 15...20  $^{\circ}\text{C}$ , что соответствует точке росы 30...40  $^{\circ}\text{C}$ .

Разводка сжатого воздуха по территории предприятия и цехам осуществляется водогазопроводными трубами из стали Ст3, внутренняя поверхность которых со временем ржавеет и ржавчина разносится потоком воздуха по всей системе. Поэтому каждая единица технологического оборудования оснащается блоком подготовки сжатого воздуха, что существенно повышает надежность пневмосистемы.

На рис. 6.2 представлена пневматическая схема блока подготовки сжатого воздуха, размещаемого на технологическом оборудовании.

На входе в блок подготовки сжатого воздуха установлены запорный вентиль и обратный клапан. Оба эти пневмоаппараты могут быть объединены в двухпозиционном двухлинейном распределителе 1 с ручным управлением. В случае разгерметизации подводящего трубопровода обратный клапан закрывается, а емкость ресивера 5 рассчитывается таким образом, чтобы можно было завершить цикл машины-автомата, оснащенной пневмоприводом. Далее устанавливается фильтр-влагоотделитель 2, который очищает сжатый воздух от механических частиц и влаги (вода и масло).



**Рис. 6.2. Принципиальная схема блока подготовки сжатого воздуха, размещаемого на технологическом оборудовании:**  
 1 — распределитель; 2 — фильтр-влагоотделитель; 3 — редукционный клапан; 4 — манометр; 5 — ресивер; 6 — предохранительный клапан; 7 — маслораспылитель; 8 — реле давления

компрессора). Редукционным клапаном 3 устанавливают необходимое давление (обычно 0,4...0,6 МПа), значение которого контролируют по манометру 4. Благодаря наличию отрицательной обратной связи редукционный клапан обеспечивает верхний уровень требуемого давления. Параллельно редукционному клапану устанавливают пневмоэлектрическое реле давления 8, которое настраивают на значение давления ниже заданного на 1...2 %. При падении давления на указанное значение реле давления срабатывает и его электрический сигнал включает световую (звуковую) сигнализацию аварийной ситуации.

Параллельно линии нагнетания устанавливают предохранительный клапан 6. Возможна ситуация, когда шток может встретить упор с большой скоростью (2...3 м/с). При этом произойдет отскок, и в поршневой полости может повыситься давление до значения, превышающего настройку предохранительного клапана. В этом случае разгрузочный клапан с требуемым быстродействием может не обеспечить стабилизацию давления. Наличие предохранительного клапана прямого действия 6 позволяет улучшить динамические характеристики блока подготовки сжатого воздуха.

На выходе блока установлен маслораспылитель 7. В воздухе компрессорной станции вследствие негерметичности поршневых колец компрессора содержатся пары масла, залитого в картер и обеспечивающего смазку его коренных и шатунных шеек. Вязкость этого масла значительна, и концентрация его паров в воздухе непостоянна. Кроме того, картерное масло загрязнено твердыми

ми частицами износа кривошипно-шатунного механизма компрессора. Установка маслораспылителя с минеральным маслом вязкостью не более 35 сСт гарантирует надежную смазку узлов трения исполнительных пневмоприводов и пневмоаппаратов.

Таким образом, блок подготовки сжатого воздуха предназначен для:

- очистки сжатого воздуха от твердых частиц и капельной влаги (воды и масла компрессора);
- регулирования давления;
- предохранения пневматических систем от повышенного давления сверх установленной величины;
- сигнализации при понижении давления ниже установленной величины;
- отвода отделенного конденсата;
- измерения давления сжатого воздуха на входе в блок и выходе из него;
- отключения системы от подачи сжатого воздуха при помощи запорного вентиля, установленного на входе в блок;
- насыщения сжатого воздуха парами масла для смазки трущихся поверхностей привода и пневмоаппаратов.

В зависимости от требований пневматической системы технологической машины возможна различная комплектация блоков подготовки сжатого воздуха.

Итальянская компания VESTA AUTOMATION SRL предлагает компоненты для систем подготовки воздуха: регулятор давления с расходом воздуха 720, 1800 и 2500 л/мин при рабочем давлении 0...8 бар моделей MR и RM; фильтры и фильтры-регуляторы 720, 1800 и 2500 л/мин со степенью фильтрации 20 мкм при рабочем давлении 0...8 бар моделей F и FR; фильтр-регулятор с маслораспылителем модели LM14TT.

Другая итальянская компания «Камоцци» для этих целей разработала ряд стандартных элементов, выполняющих определенные функции:

- F — фильтр;
- FB — коалецентный осушитель;
- R — регулятор давления;
- L — маслораспылитель;
- D — фильтр-регулятор;
- V 01 — клапан безопасности;

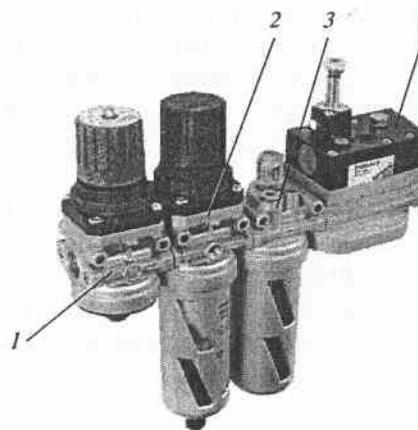


Рис. 6.3. Блок подготовки воздуха серии С в сборе:

1 — клапан безопасности; 2 — фильтр-регулятор; 3 — маслораспылитель; 4 — клапан «мягкого» пуска

V 16, V 36 — 3-линейный клапан безопасности с электрическим и пневматическим управлением;

AV — клапан «мягкого» пуска;

B — отводной блок.

Элементы для устройств подготовки воздуха имеют различные присоединения, габаритные размеры, конструктивное исполнение. Они рассчитаны на рабочее давление: 0...2 бар; 0...4; 0,5...7; 0,5...10 бар, обеспечивают степень фильтрации воздуха (0,01; 5 и 25 мкм), имеют слив конденсата (автоматический, при падении давления). Отдельные элементы выпускаются с встроенным обратным клапаном или без него, с управлением электропневматическим, пневматическим или ручным.

Набор стандартных элементов, выполняющих различные функции, предоставляет потребителю возможность самостоятельно собрать необходимый блок подготовки воздуха. Однако в ряде случаев целесообразно использовать блоки подготовки воздуха в сборе. На рис. 6.3 и 6.4 представлены такие блоки серий С и МС.

Для низкого диапазона давления, на котором работает струйная техника, на опытном производстве ВолжскНИИМаш серийно выпускается система подготовки воздуха. Мощность этого производства недостаточна для потребности страны, поэтому час-

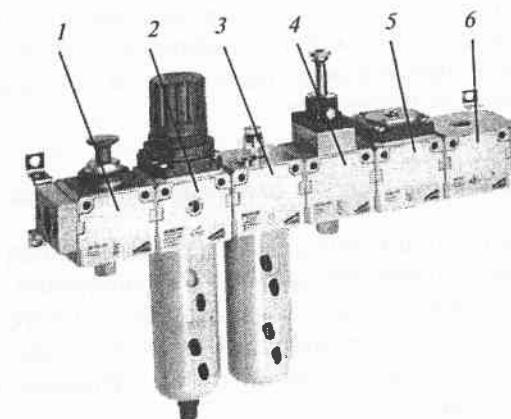


Рис. 6.4. Блок подготовки воздуха серии МС в сборе:

1 — клапан безопасности; 2 — фильтр-регулятор; 3 — маслораспылитель; 4 — 3-линейный клапан безопасности с электромеханическим и пневматическим управлением; 5 — клапан «мягкого» пуска; 6 — отводной блок

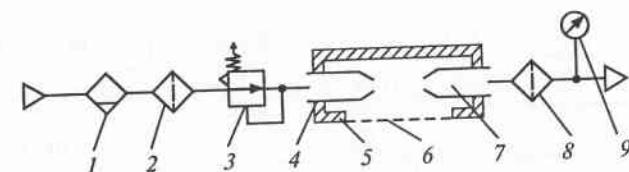


Рис. 6.5. Принципиальная схема подготовки воздуха низкого давления:

1 — маслоотделитель; 2, 6, 8 — фильтры; 3 — редукционный клапан; 4, 7 — сопла; 5 — корпус; 9 — манометр

то в качестве источников питания используют бытовые пылесосы, которые надежно работают в течение 2000 ч. Однако обеспечить низкое давление можно и от сети нормального давления.

Схема подготовки воздуха низкого давления представлена на рис. 6.5.

Для создания низкого давления используют эжектор, который состоит из сопла питания 4, приемного сопла 7, корпуса 5 и фильтра 6. Воздух из линии нормального давления через маслораспылитель 1, фильтр 2 и редукционный клапан 3 поступает на вход сопла 4. Выходя из сопла 4 и попадая в сопло 7, струя создает

разряжение в корпусе 5. В данном случае применять эжектор выгодно, так как к потоку из сопла 4 добавляется значительное количество воздуха, прошедшего через фильтр 6, и общий расход воздуха существенно возрастает.

### 6.2.2. Схемы подготовки воздуха требуемого класса чистоты

При разработке принципиальной пневматической схемы осуществляют выбор пневмоаппаратов, в технической характеристике которых указан класс загрязненности сжатого воздуха. В табл. 6.4 приведены рекомендации по использованию отдельных устройств очистки и их комбинации в зависимости от класса загрязненности воздуха.

Таблица 6.4

Класс загрязненности воздуха на выходе устройства очистки	Рекомендуемые устройства очистки в зависимости от класса загрязненности воздуха на входе						
	8	9	10	11	12	13	14
6	O		$\Phi_{25} \Phi_{80}$		$\Phi_m \Phi_{25} \Phi_{80}$		
7		$\Phi_{40}$	O $\Phi_{40}$	$\Phi_{40}$	O $\Phi_{40}$	$\Phi_m \Phi_{40}$	O $\Phi_m \Phi_{40}$
8	$\Phi_{40}$				$\Phi_m \Phi_{40}$		
9			O	$\Phi_{80}$	O $\Phi_{80}$	$\Phi_m \Phi_{80}$	O $\Phi_m \Phi_{80}$
10	$\Phi_{80}$				$\Phi_m \Phi_{80}$		
11					O	$\Phi_m$	O $\Phi_m$
12	$\Phi_m$						
13	O						

Примечание. O — устройство осушки;  $\Phi_m$  — фильтр-влагоотделитель;  $\Phi_{25}$ ,  $\Phi_{40}$ ,  $\Phi_{80}$  — фильтр-влагоотделитель типа 2 с тонкостью фильтрации 25, 40 и 80 мкм соответственно.

Из табл. 6.4 следует, что при качестве воздуха на входе, соответствующему 9 классу, никаких дополнительных устройств подготовки воздуха для промышленной пневматики не требуется. Однако с ухудшением качества воздуха необходимо дополнительно

устанавливать соответственно устройства осушки, влагомаслоотделители с полуавтоматическим сливом конденсата и др.

Очистка сжатого воздуха от загрязнений является сложной задачей, которую эффективно можно решать только путем рационального выбора, размещения, монтажа и эксплуатации очистных устройств на всех участках пневматической сети: от компрессорной станции, в магистральных воздухопроводах и непосредственно у потребителя.

На рис. 6.6 представлена схема очистки и осушки сжатого воздуха в пневмосети с компрессорной станцией без централизованной осушки сжатого воздуха. Сжатый воздух, нагнетаемый компрессором 1 попадает в концевой холодильник 2, охлаждается до температуры 25...40 °C летом и 12...25 °C зимой, что приводит к конденсации части влаги. Далее сжатый воздух поступает в концевой влагоотделитель 3, в котором происходит отделение частиц воды и масла, а затем — в воздухосборник (ресивер) 4. Рекомен-

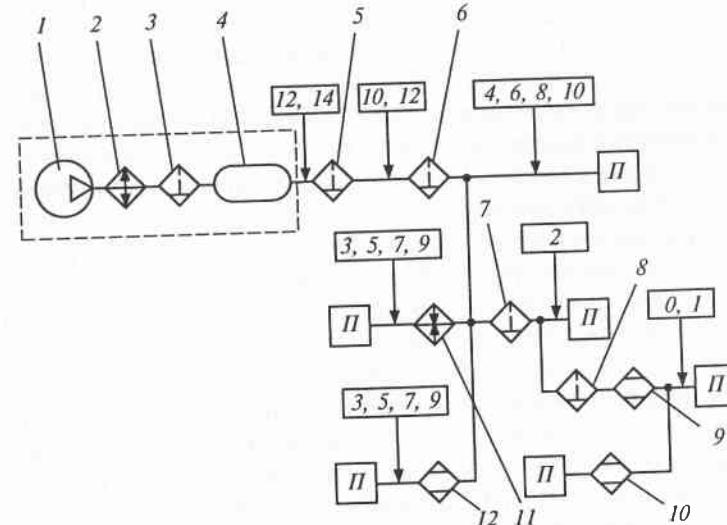


Рис. 6.6. Схема очистки и осушки сжатого воздуха в пневмосети с компрессорной станцией без централизованной осушки сжатого воздуха (цифры в прямоугольниках соответствуют классам загрязненности):

1 — компрессор; 2 — концевой холодильник; 3, 5, 6, 7, 8 — влагоотделители; 4 — воздухосборник (ресивер); 9, 10, 12 — устройства осушки; 11 — устройство подогрева

дуется, чтобы объем воздухосборника был не меньше половины свободного воздуха, всасываемого компрессором за 1 мин. Размещать его следует в наиболее холодной зоне. Воздухосборник должен быть оснащен предохранительным клапаном и устройством для автоматического и ручного слива конденсата.

Поступающий из воздухосборника воздух, как правило, очищен не ниже 12 класса загрязненности по ГОСТ 17433—80. При дальнейшем движении сжатого воздуха по трубопроводам происходит его охлаждение, конденсация паров влаги с загрязнениями. При отсутствии очистных устройств в пневмолиниях загрязненность сжатого воздуха соответствует обычно 12—14 классам. Чтобы избежать обводнения воздухопроводов, рекомендуется воздухопроводы монтировать с уклоном в сторону движения потока воздуха и устанавливать в наиболее низких местах водосборники с автоматическим отводом конденсата.

Для обеспечения нормального функционирования водосборников и конденсатоотводчиков в холодное время года необходимо предотвратить замерзание в них конденсата. С этой целью их размещают в помещениях или утепляют. На входе в цеха и участки в воздухопроводах устанавливают магистральные фильтры-влагоотделители 5 типа 1 (ГОСТ 17437—81), обеспечивающие очистку сжатого воздуха не грубее 10—12 классов загрязненности при работе в рекомендуемом диапазоне расходов. Из цеховой линии сжатый воздух поступает к потребителям.

В зависимости от требования к степени очистки для конкретного потребителя (см. табл. 6.3) и состояния цехового воздуховода выбирают тип фильтров-влагоотделителей и абсолютную точность фильтрации. Так, при установке фильтров-влагоотделителей 6 типа 2 с абсолютной тонкостью фильтрации 10, 25, 40 и 80 мкм сжатый воздух на выходе будет очищен не грубее соответственно 4, 6, 8 и 10 классов загрязненности. При неудовлетворительном состоянии трубопроводов (наличии впадин, нерегулярной очистке и др.) перед фильтром-влагоотделителем необходимо установить водосборник. Если требуется сжатый воздух, очищенный не грубее 2 класса загрязненности, необходимо дополнительно установить фильтр-влагоотделитель 7 с абсолютной тонкостью фильтрации 5 мкм. Нулевой и первый классы загрязненности сжатого воздуха обеспечивают применением фильтра-влагоотделителя 8 типа 3 (контактного действия) и установки 9 осушки. Чтобы получить более грубые (3, 5, 7, 9) классы загрязненности

осушенного сжатого воздуха, нужно использовать фильтр-влагоотделитель с соответствующей тонкостью фильтрации, а также устройство подогрева 11 или осушки 12 сжатого воздуха.

Наибольшую сложность представляет удаление из потока сжатого воздуха компрессорного масла, которое содержится в сжатом воздухе в виде аэрозоля с частицами размером в диапазоне от 0,01 до 1 мкм. Содержание частиц таких размеров достигает 90 % общего количества масла в потоке. Вследствие малого размера эти частицы нельзя отделить от воздуха с помощью инерционных сил, создаваемых в обычных фильтрах-влагоотделителях центробежного действия. Эффективное удаление их могут обеспечить коалесцентные (контактного действия) фильтры. Для предохранения этих фильтров от быстрого загрязнения водой в жидкой фазе и твердыми частицами перед ними необходимо устанавливать обычные фильтры-влагоотделители с тонкостью фильтрации не грубее 5 мкм.

Рекомендуется, чтобы расход воздуха через коалесцентный фильтр не превышал 75 % расхода, максимально возможного для данного типоразмера фильтра. Как правило, коалесцентные фильтры обеспечивают высокую эффективность (загрязнение маслом на выходе составляет менее одной части на миллион по массе), что вполне достаточно для большинства производственных пневмосистем и даже для использования воздуха в медицине для дыхания человека. Однако при производстве лекарств, продуктов питания и ряда технологических процессов необходимо удаление паров масла. Наиболее часто для решения этой задачи применяют устройства с различными адсорбентами: активированным углем, активной окисью алюминия и силикагелем. Активированный уголь в этом случае наиболее эффективен. При насыщении адсорбента более чем на 45...50 % водой начинается вытеснение поглощенного масла в воздушный поток. Поэтому рекомендуется размещать устройство 10 с адсорбентами после установок 9 осушки рефрижераторного типа.

При централизованной осушке сжатого воздуха на компрессорной станции подготовка сжатого воздуха и эксплуатационное обслуживание пневмолиний и пневмоприводов значительно упрощаются (рис. 6.7).

Сжатый воздух от компрессора 1 поступает в концевой ходильник 2 и далее в концевой влагоотделитель 3, затем сжатый воздух направляется в установку 4 осушки рефрижераторного

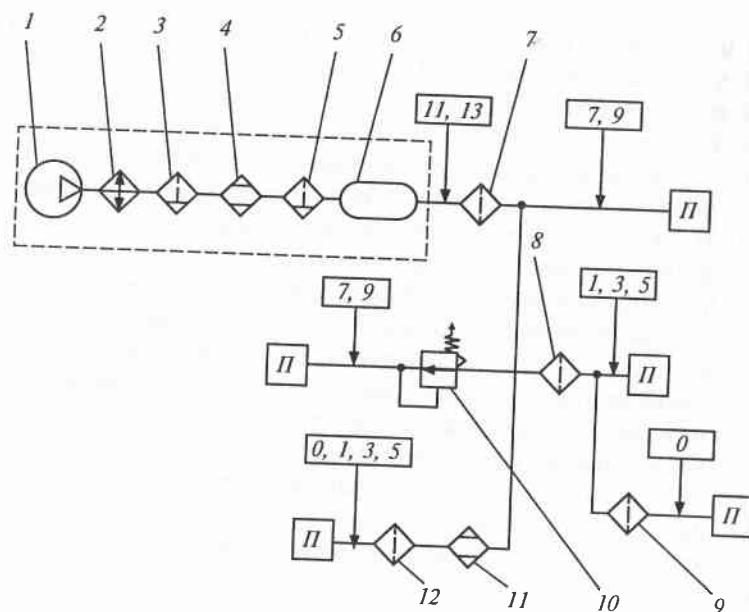


Рис. 6.7. Схема очистки сжатого воздуха с централизованной осушкой воздуха (цифры в прямоугольниках соответствуют классам загрязненности):  
1 — компрессор; 2 — холодильник; 3 — влагоотделитель; 4 — установка сушки;  
5 — влагоотделитель; 6 — воздухосборник (ресивер); 7, 8, 9, 12 — фильтры; 10 —  
редукционный клапан; 11 — осушитель

типа. В установках этого типа для эффективного охлаждения воздуха, как правило, используют фреон, аммиак и др. В сочетании с эффективными фильтрами-влагоотделителями 5 для отделения сконденсированной в них влаги установки обеспечивают точку росы сжатого воздуха на выходе 2...7 °C. Это обычно предотвращает конденсацию влаги в пневмолиниях. Далее воздух поступает в воздухосборник 6 и пневмолинию. Более тонкую очистку сжатого воздуха обеспечивают применением фильтров 7, 8, 9, 12 требуемой тонкости фильтрации. При необходимости более глубокой осушки сжатого воздуха для отдельных потребителей необходимо дополнительно установить осушители 11 адсорбентного типа, которые могут обеспечить точку росы сжатого воздуха до — 70 °C. В ряде случаев понижение температуры точки росы сжатого воздуха можно получить путем снижения давле-

ния с помощью редукционного пневмоклапана 10. Температура точки росы сжатого воздуха на выходе зависит от степени его редуктирования.

#### Вопросы для самопроверки

1. Какими физическими параметрами обладает сжатый воздух?
2. Что такое сжатый воздух?
3. Чем характеризуется адиабатический процесс?
4. Дайте объяснение политропному и изобарному процессам.
5. Сколько классов загрязненности воздуха существует согласно ГОСТ 17433—80?
6. Сколько и какие диапазоны давления приняты в пневмоавтоматике?
7. Где готовят сжатый воздух?
8. Где должен устанавливаться воздухозаборник компрессорной станции?
9. Опишите схему подготовки сжатого воздуха.
10. Как осуществляется разводка сжатого воздуха?
11. Опишите схему подготовки сжатого воздуха, размещаемого на технологическом оборудовании.
12. Для чего предназначен блок подготовки сжатого воздуха?
13. Опишите схему подготовки воздуха низкого давления.
14. Как эффективно производить очистку сжатого воздуха от загрязнений?
15. Каким должен быть объем воздухозаборника при очистке и осушке сжатого воздуха?
16. Какие меры применяют для избежания обводнения воздухопроводов?
17. Какие фильтры обеспечивают эффективное удаление компрессорного масла из потока сжатого воздуха?
18. Что применяют при удалении паров масла из сжатого воздуха?

## Раздел 7

### Пневматические приводы

#### Тема 7.1. Основные понятия и структурный состав пневматических приводов

Пневматический привод и пневматические системы управления в последние годы находят все более широкое применение в различных отраслях промышленности. Это обусловлено их достоинствами: простота конструкции, высокая скорость приводимого элемента, отсутствие трубопроводов для отвода отработанной рабочей среды, гигиеничность, возможность использования цеховой пневмосети, пониженный уровень шума, достаточно высокая пожаро- и взрывобезопасность, способность надежно работать в условиях высоких температур, ускорений, радиационного облучения и запыленности окружающей среды, простота настройки и регулировки скорости выходного звена, высокая надежность и долговечность, низкая стоимость, возможность воспроизведения поступательного, а часто и вращательного движения без каких-либо передаточных устройств, использование сжатого воздуха не только для силового пневмопривода, но и для системы управления, а также малый срок окупаемости.

Однако пневмопривод не лишен недостатков: мощность привода ограничена в связи с тем, что для промышленных предприятий безопасным считают давление питания сжатого воздуха не более 0,98 МПа (9,8 кг/см<sup>2</sup>). В пневмоприводе по сравнению с гидроприводом в связи с сжимаемостью воздуха трудно обеспечить плавность движения выходного звена, требуется наличие тормозных устройств. Накоплен большой опыт по устранению отмеченных недостатков путем использования различных принципиальных пневматических схем привода.

При выборе привода необходимо принимать во внимание комплекс требований, учитывающих условия эксплуатации, требования по точности позиционирования или воспроизведения траектории, грузоподъемности и т. д.

Спроектировать систему пневмопривода означает провести расчет статических и динамических характеристик, рассчитать и выбрать направляющую и регулирующую пневмоаппаратуру, трубопроводы и тормозные устройства, синтезировать функциональную систему управления, выбрать аппаратуру блока подготовки сжатого воздуха. По результатам расчета выбирают стандартное пневмооборудование (силовые пневмоцилиндры или поворотные пневмодвигатели, направляющую, регулирующую и вспомогательную пневмоаппаратуру). Если стандартное пневмооборудование не подходит для выполнения поставленной задачи, то проводят конструкторскую разработку оригинального пневмооборудования.

#### 7.1.1. Классификация пневмоприводов по источнику рабочей среды, характеру движения выходного звена, возможности регулирования и циркуляции рабочей среды

Пневматическая система — техническая система, состоящая из устройств, находящихся в непосредственном контакте с рабочим газом (воздухом). Она содержит пневмодвигатели, направляющую аппаратуру и систему управления.

Классификация промышленных пневмоприводов по различным признакам представлена на рис. 7.1.



Рис. 7.1. Классификация промышленных пневмоприводов

### 7.1.2. Классификация пневмодвигателей

В пневмодвигателях энергия сжатого воздуха преобразуется в механическую энергию движения выходного звена.

Пневматические двигатели с поступательным движением выходного звена называются пневматическими цилиндрами (пневмоцилиндрами). Они получили наибольшее распространение в приводах различных технологических машин.

В настоящее время отечественной и зарубежной промышленностью выпускается большое количество моделей пневмоцилиндров. Они отличаются друг от друга особенностями конструкции, определяющими область их применения.

Поворотные пневмодвигатели могут быть поршневыми или пластинчатыми. По конструктивным признакам различают поршневые, мембранные, пластинчатые, винтовые и турбинные пневмомоторы.

На рис. 7.2 представлена классификация пневмодвигателей.

### 7.1.3. Структурный состав пневмоприводов

Пневмоприводы по виду управления классифицируют на дискретные и позиционные. В том случае, когда пневмодвигатели работают в двухпозиционном режиме, то такой пневмопривод принято называть дискретным (двухпозиционным).

Дискретные пневмоприводы бывают разомкнутыми или замкнутыми.

На рис. 7.3 представлены структурные схемы дискретных (двухпозиционных) пневмоприводов.

В разомкнутой схеме дискретного пневмопривода (рис. 7.3, а) сжатый воздух из блока кондиционирования (БК) поступает на вход распределительного устройства (РУ), которое в соответствии с командами от устройства управления (УУ) сообщает рабочие полости пневмодвигателя (ПД) с источником давления и атмосферой. Скорость движения выходного звена изменяется с помощью устройства регулирования (УР).

Путевой выключатель (ПВ) (рис. 7.3, б) обеспечивает путевой контроль перемещения выходного звена пневмодвигателя или ведомого им рабочего органа механизма.

При необходимости контроля закона движения положения выходного звена и технического диагностирования дискретный



Рис. 7.2. Классификация пневмодвигателей

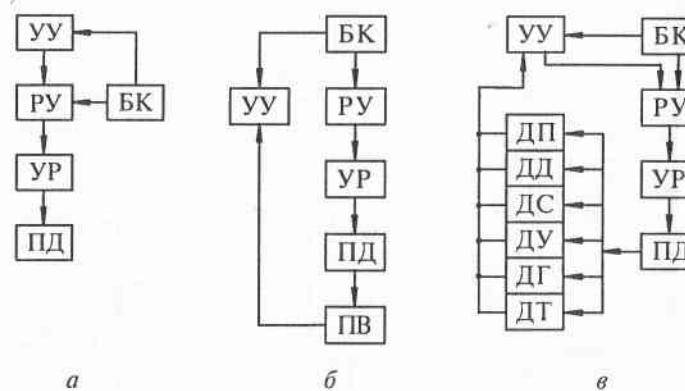


Рис. 7.3. Структурные схемы дискретных пневмоприводов:

*а* — разомкнутый пневмопривод с устройством регулирования скорости; *б* — замкнутый пневмопривод с контролем перемещения рабочего органа; *в* — замкнутый пневмопривод с контролем законов движения давления, герметичности и др.; БК — блок кондиционирования; ДГ — датчик герметичности; ДД — датчик давления; ДП — датчик положения; ДС — датчик скорости; ДТ — датчик температуры; ДУ — датчик ускорения; ПВ — путевой выключатель; ПД — пневмодвигатель; РУ — распределительное устройство; УР — устройство регулирования; УУ — устройство управления

пневмопривод оснащают комплектом датчиков (рис. 7.3, *в*): положения (ДП), давления (ДД), скорости (ДС), ускорения (ДУ), герметичности (ДГ), температуры (ДТ) и др. Как правило, пневмоприводы с заданным законом движения выходного звена пневмодвигателей и технического диагностирования включают управляющие устройства с электронными блоками, ЭВМ или микропроцессорами. Реализацию структуры дискретных пневмоприводов обеспечивают использованием серийных пневмоустройств: кондиционеров, пневмоаппаратов, пневмодвигателей, пневмопреобразователей, пневмоемкостей и пневмолиний.

Существующие позиционные пневмоприводы можно разделить на разомкнутые позиционные с упорами (см. рис. 7.3, *а*) и замкнутые позиционные приводы с датчиками перемещения (см. рис. 7.3, *б*, *в*).

Поступающий из блока кондиционирования (БК) воздух (рис. 7.4, *а*) в соответствии с сигналами устройства управления (УУ) через распределительное устройство (РУ) поступает в рабочие полости пневмодвигателя. Положение выходного звена пнев-

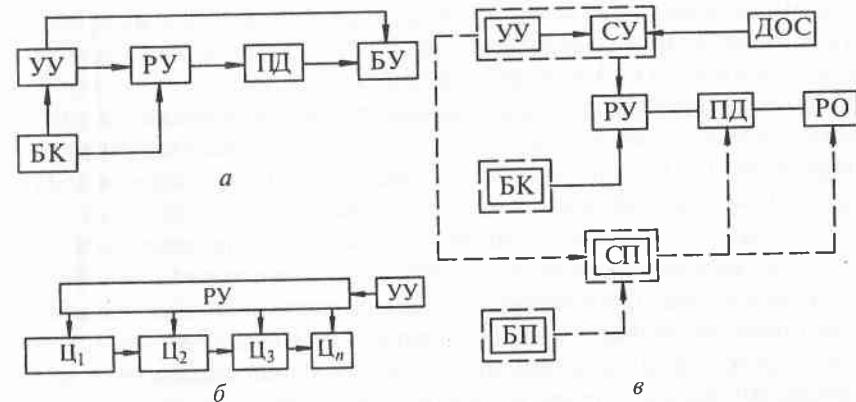


Рис. 7.4. Структурные схемы позиционных пневмоприводов:

*а* — разомкнутые с упорами; *б* — разомкнутые с силовыми суммирующими элементами; *в* — замкнутые с датчиками обратной связи; Ц<sub>1</sub>—Ц<sub>n</sub> — цилиндры; УУ — устройство управления; РУ — распределительное устройство; ПД — пневмодвигатель; БУ — блок упоров; БК — блок кондиционирования; СУ — сравнивающее устройство; ДОС — датчик обратной связи; РО — рабочий орган; СП — система позиционирования; БП — блок питания

модвигателя определяется комбинаций выходных сигналов устройства управления, поступающих на входы блока упоров (БУ).

К разомкнутым позиционным приводам относятся также приводы с силовыми суммирующими элементами (см. рис. 7.4, *б*) и шаговые пневмоприводы.

Отличительным признаком пневмоприводов с силовыми суммирующими элементами является многопоршевой пневмодвигатель, обеспечивающий перемещение выходного звена на величину, равную сумме ходов одновременно включенных поршней. Принцип действия шаговых позиционных пневмоприводов заключается в подаче заданного количества пневматических импульсов на пневмодвигатель, который обеспечивает перемещение на один шаг при подаче каждого импульса.

В замкнутом позиционном приводе (см. рис. 7.4, *в*) энергией, подаваемой к пневмодвигателю (ПД) из блока кондиционирования (БК), управляет распределительное устройство (РУ) в соответствии с входными сигналами от устройства управления (УУ), поступающими на входы распределительного устройства через сравнивающее устройство (СУ). Последнее управляет распределительным устройством при наличии рассогласования между сиг-

налами управляющего устройства и датчиком обратной связи (ДОС), связанного с выходным звеном пневмодвигателя или рабочим органом (РО) ведомого механизма.

Для улучшения выходных характеристик позиционного пневмопривода в его состав вводят дополнительные системы позиционирования (СП), которые могут иметь свой блок питания (БП). Дополнительные системы позиционирования по сигналам от устройства управления обеспечивают торможение, фиксацию или стопорение пневмодвигателя или рабочего органа в заданной точке.

Реализовать пневматические и электронно-пневматические позиционные приводы можно, применяя серийные пневмоустройства, программируемые контроллеры, ЭВМ, специальные конструкции пневмодвигателей и электронных блоков управления.

#### 7.1.4. Поршневой пневмопривод одностороннего действия

*Поршневым пневмоприводом одностороннего действия* называется такой привод, у которого рабочий ход совершается под действием давления сжатого воздуха, а обратный — под действием сжатой пружины или силы тяжести перемещаемых деталей (рис. 7.5).

Рассмотрим работу поршневого пневмопривода. В изображеной на рис. 7.5 позиции распределителя поршневая полость соединена с атмосферой. Под действием пружины поршень находится в крайнем левом положении. При подаче управляющего воздействия на электромагнит ЭМ распределителя питающее давление  $p_0$

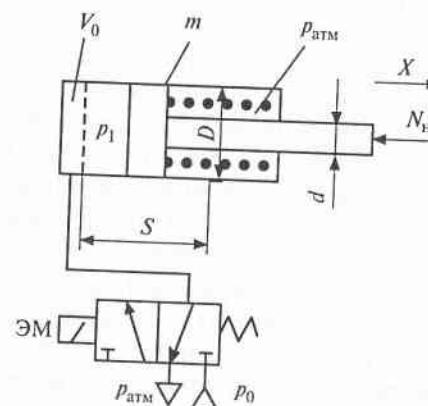


Рис. 7.5. Схема поршневого пневмопривода одностороннего действия:  
ЭМ — электромагнит;  $m$  — толщина поршня;  $S$  — ход поршня

в рабочую подпоршневую полость  $V_0$ . Поршень под действием втекающего в открывшееся отверстие сжатого воздуха начинает перемещаться вправо, сжимая пружину. Приложенная сила  $N_h$  может как помогать движению поршня, так и препятствовать ему. Все зависит от направления ее действия. В обратном направлении поршень привода перемещается под действием силы сжатой пружины. Движение в обратном направлении начинается после того, как рабочая полость пневмоцилиндра соединится с атмосферой после переключения распределителя. Двигаясь влево, поршень вытесняет воздух через распределитель в атмосферу. Здесь так же, как и в случае движения вправо, сила  $N_h$  может содействовать или противодействовать движению поршня. Нерабочая полость, в которой расположена пружина, сообщается с атмосферой через большое отверстие и поэтому при всех последующих расчетах принимаем давление в ней равным атмосферному.

Важными характеристиками поршневого пневмопривода являются статические характеристики — зависимость перемещения штока или поршня  $X$  от давления  $p_1$  в рабочей полости в статике, определяемого величиной нагрузки  $N_h$ . Аналитически эту характеристику можно определить из условия равенства движущей силы силам нагрузки и сопротивления на штоке:

$$(p_1 - p_{\text{атм}})F = cX_h + cX \pm N_h + N_{\text{тр}} \operatorname{sgn} \dot{X} \pm N_b, \quad (7.1)$$

где  $p_1$  — абсолютное давление в рабочей полости;  $p_{\text{атм}}$  — абсолютное атмосферное давление;  $F$  — площадь поршня;  $X_h$  — начальное сжатие пружины;  $c$  — жесткость пружины;  $N_h$  — приложенная к штоку сила нагрузки;  $X$  — текущее перемещение поршня;  $N_{\text{тр}}$  — сила трения;  $\dot{X} = \frac{dX}{dt}$  — скорость поршня;  $N_b$  — сила тяжести движущихся частей привода.

Найдем из уравнения (7.1) перемещение поршня:

$$\begin{aligned} X &= \frac{F}{c}(p_1 - p_{\text{атм}}) - \frac{cX_h \pm N_h + N_{\text{тр}} \operatorname{sgn} \dot{X} \pm N_b}{c} = \\ &= \frac{F}{c}(p_1 - p_{\text{атм}}) - \frac{N_0}{c}, \end{aligned}$$

где  $N_0 = cX_h \pm N_h + N_{\text{тр}} \operatorname{sgn} \dot{X} \pm N_b$ .

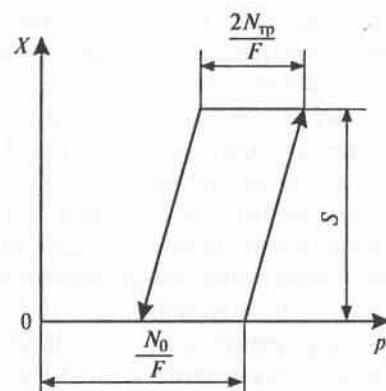


Рис. 7.6. Статическая характеристика пневмопривода одностороннего действия

Функция  $\operatorname{sgn} \dot{X}$  введена для того, чтобы учесть изменение направления силы трения  $N_{\text{тр}}$  при изменении направления движения поршня. В нашем случае при движении вправо перед силой трения будет знак «+», а при движении влево — знак «-». Знак перед силой нагрузки, которую преодолевает поршень пневмоцилиндра при движении, зависит от направления рабочего хода. Если направление силы  $N_h$  совпадает с направлением движения, то в формуле ставят знак «-», в противном случае — знак «+». Сила тяжести  $N_b$  движущихся частей привода учитывается, если поршень пневмоцилиндра движется вертикально. В этом случае при движении вверх перед  $N_b$  ставится знак «+», а при движении вниз — знак «-». В случае горизонтального движения сила тяжести  $N_b$  не учитывается.

Статическая характеристика пневмопривода одностороннего действия представлена на рис. 7.6.

Циклограмма работы пневмопривода, перемещение поршня во времени, иллюстрирует циклограмма, приведенная на рис. 7.7.

Движущей силой привода является произведение давления  $p_1$  на площадь поршня  $F$ , поэтому одновременно нужно рассматривать зависимости  $X = f(t)$  и  $p_1 = f(t)$ . Время от момента переключения распределителя до момента начала движения поршня называют подготовительным периодом. Время подготовительного периода  $t_1$  складывается из времени открытия распределителя  $t_1$ , времени распространения волны давления от распределителя до поршневой полости пневмоцилиндра  $t_2$  и времени  $t_3$  нарастания

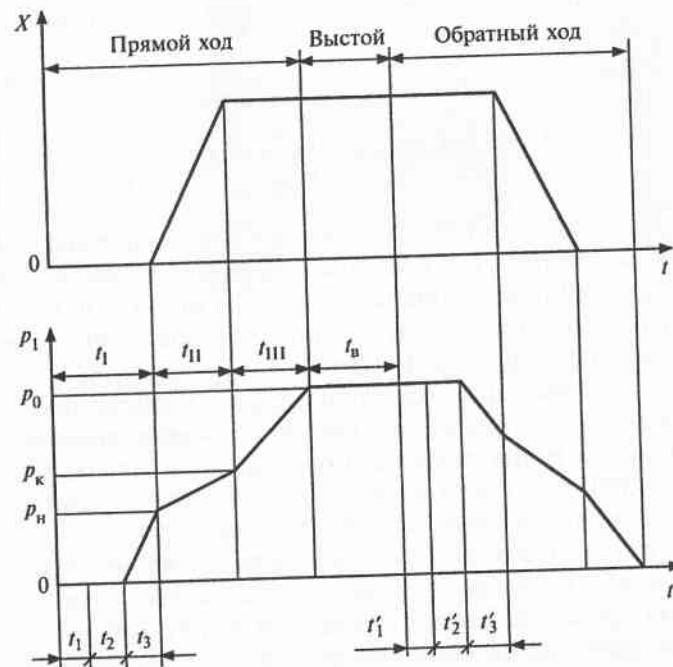


Рис. 7.7. Циклограмма работы пневмопривода одностороннего действия

давления в рабочей полости до значения, при котором поршень начинает двигаться. Время  $t_1$  определяют по паспорту распределителя: в зависимости от диаметра условного прохода оно составляет 0,05...0,2 с. Время  $t_2$  вычисляют по формуле

$$t_2 = \frac{l}{a},$$

где  $l$  — длина трубопровода от распределителя до пневмоцилиндра;  $a$  — скорость звука в воздухе.

Время  $t_3$  определяют по следующим формулам:

- для надкритического режима течения сжатого воздуха при

$$r_1 = \frac{p_1}{p_0} \leq 0,5$$

$$t_3 = \frac{V_0}{\mu f} \sqrt{\frac{2}{RT} (r_{1K} - r_{1H})};$$

- для докритического режима течения сжатого воздуха при

$$r_1 = \frac{p_1}{p_0} > 0,5$$

$$t_3 = \frac{V_0}{\mu f} \sqrt{\frac{2}{RT}} \left( \arctg \sqrt{\frac{r_{1K}}{1-r_{1K}}} - \arctg \sqrt{\frac{r_{1H}}{1-r_{1H}}} \right),$$

где  $r_{1H}$  и  $r_{1K}$  — соответственно начальное и конечное значения отношения давлений  $r_1$ ;  $f$  — площадь проходного сечения дросселя;  $V_0$  — начальный объем поршневой камеры при  $X = 0$ ;  $\mu$  — коэффициент расхода дросселя;  $R$  — универсальная газовая постоянная;  $T$  — абсолютная температура.

Разделение времени подготовительного периода на три диапазона не является строгим, так как уже в процессе переключения распределителя волна давления может пройти путь от распределителя до цилиндра и в то же время начаться заполнение рабочей полости. Иными словами, эти отрезки времени могут перекрывать друг друга. Необходимо иметь в виду, что время переходного периода мало и его целесообразно учитывать при расчетах короткоходовых приводов. После того как давление в рабочей полости достигнет значения  $p_{1H}$ , при котором усилие, создаваемое им на поршне, преодолеет силы сопротивления, поршень начнет движение. При перемещении поршня объем рабочей полости будет увеличиваться, поэтому темп роста давления  $p_1$  уменьшится. При давлении  $p_{1K}$  поршень достигнет крайнего положения, давление в рабочей полости будет расти, пока не достигнет значения давления питания. Таким образом, время прямого хода составит

$$T_{p,x} = t_1 + t_{II} + t_{III},$$

где  $t_{II}$  — время движения поршня, определяемое при расчете переходного процесса, определение времени движения поршня будет приведено ниже;  $t_{III}$  — время изменения давления в рабочей полости пневмоцилиндра от  $P_{1K}$  до  $P_0$ .

По истечении некоторого промежутка времени, называемого временем выстоя, срабатывает распределитель. При этом рабочая камера сообщается с атмосферой. Сжатый воздух через отверстие в распределителе начинает выходить в атмосферу. Давление  $p_1$  будет падать. Когда давление упадет до некоторой величины, поршень под действием пружины, сжатой при прямом ходе, начнет двигаться в обратном направлении. Таким образом, при обратном

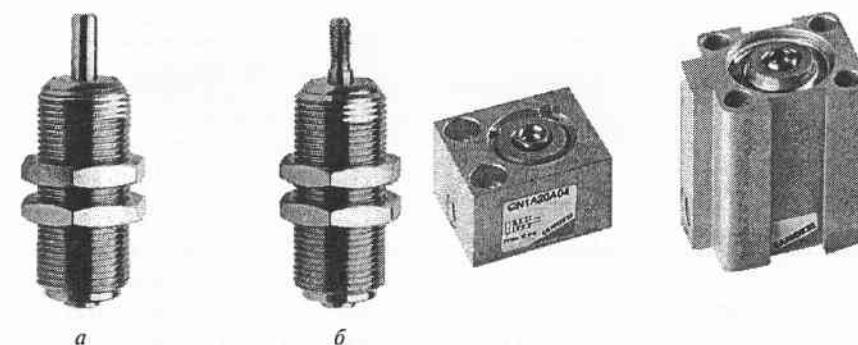


Рис. 7.8. Миницилиндр серии 14:  
а — с гладким штоком; б — с резьбой  
на конце штока

ходе рабочая полость превращается в камеру противодавления. При обратном ходе можно наметить точно такие же интервалы времени, как и при прямом ходе ( $t'_1$ ,  $t'_{II}$ ,  $t'_{III}$ ).

В пневмоприводе одностороннего действия используются различной конструкции пневмоцилиндры. Например, итальянская компания Camozzi S.p.a. через отделение в Москве (ООО «Камоци пневматика») предлагает ряд цилиндров для различных машин и областей применения.

На рис. 7.8 приведен компактный миницилиндр серии 14 одностороннего действия с пружинным возвратом. Конструкция цилиндра позволяет собирать их в блоки или вворачивать непосредственно в несущие элементы конструкции.

В задней стенке цилиндра имеется присоединительное отверстие. Цилиндры поставляются с гладким штоком или с резьбой на конце штока.

Величина ходов штоков, диаметры цилиндров и усилия пружин приведены в табл. 7.1.

Серия QN представлена короткоходовыми цилиндрами одностороннего действия (рис. 7.9).

Пневмоцилиндры предназначены для монтажа в ограниченном пространстве. Благодаря жесткости они используются в механизмах фиксации и зажима. Минимальное рабочее давление — 2 бар (0,2 МПа), максимальное — 10 бар (1,0 МПа). Крепятся цилиндры через отверстия в корпусе.

Таблица 7.1

Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Усилия пружин	
		в покое, Н	в сжатом состоянии, Н
6	5	1,45	3,6
	10	2,1	4,1
	15	1,0	4,1
10	5	4,0	5,6
	10	3,5	5,7
	15	2,4	5,7
16	5	9,3	12,0
	10	14,2	19,0
	15	12,0	19,0

Таблица 7.2

Параметр цилиндра	Диаметр цилиндра, мм											
	8	12	20	32	50	63	8	12	20	32	50	63
Ход, мм	4	4	10	4	10	5	10	25	10	25	10	25
Усилие пружины в покое, Н	3,2	3,7	2,7	9,1	13,4	23,2	17,8	10,8	35,3	18,6	49	40,2
Усилие сжатия пружины, Н	3,9	5,4	5	11,8	18,6	31,4	31,4	28,4	51	36,3	62,7	55,9

Усилие пружины на штоке цилиндра и величины его хода приведены в табл. 7.2.

В пневмоцилиндрах серии 60 положение поршня определяется магнитными датчиками положения, закрепленными на цилиндре (рис. 7.10).

Дополнительно цилиндры оснащены устройствами демпфирования в конце хода и устройством регулирования интенсивности торможения. Кроме того, цилиндры серии 60 имеют механизм, обеспечивающий безударный останов.

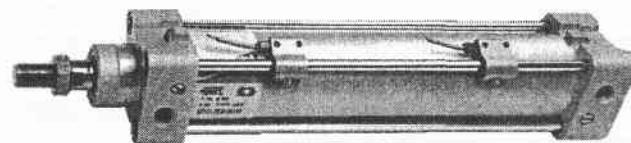


Рис. 7.10. Пневмоцилиндр серии 60 с магнитными датчиками положения

Характеристики цилиндров с фиксаторами его действия серии 60 представлены в табл. 7.3.

Пневмоцилиндры серии 90 выполнены из коррозионно-стойкой стали и предназначены для использования в экстремальных условиях окружающей среды. На поршне цилиндра установлен постоянный магнит, что позволяет контролировать его положение магнитными датчиками, закрепленными на корпусе цилиндра. Кроме того, поршень имеет полимерные шайбы, обеспечивающие бесшумную остановку в крайних положениях. Цилиндры серии 90 оснащены дополнительно устройствами демпфирования в конце хода поршня с регулировкой интенсивности торможения.

Таблица 7.3

Диаметр цилиндра, мм	Ход штока, мм	Усилие на штоке, Н	
		в покое	в сжатом состоянии пружины
32	25	48	57
	50	40	57
	75	31	57
40	25	42	57
	50	35	57
	75	60	57
60 и 63	25	100	115
	50	78	115
	75	60	115
80 и 100	25	117	133
	50	100	133
	75	84	133

Таблица 7.4

Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Усилие при давлении 0,6 МПа, Н	Усилие поршня в покое, Н (ход 75 мм)	Усилие сжатия пружины, Н
32	10–75	425	31	57
40		664	35	57
50		1037	60	115
60		1650	60	115
80		2660	84	133
100		4154	84	133

Характеристики одностороннего действия цилиндров серии 90 приведены в табл. 7.4.

#### 7.1.5. Поршневой пневмопривод двухстороннего действия

Принципиальная схема поршневого пневмопривода двухстороннего действия показана на рис. 7.11.

У поршневого пневмопривода двухстороннего действия прямой и обратный ход совершаются под действием давления сжатого воздуха. Работает он следующим образом. В изображенной

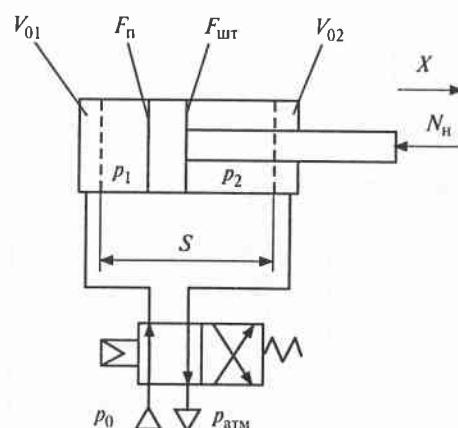


Рис. 7.11. Поршневой пневмопривод двухстороннего действия

позиции распределителя поршневая полость сообщена с линией питания  $p_0$ , а штоковая — с атмосферой  $p_{\text{атм}}$ . При переключении распределителя штоковая полость соединяется с линией питания  $p_0$ , а поршневая — с атмосферой  $p_{\text{атм}}$ . При этом необходимо иметь в виду, что движение в обратную сторону начнется после того, как поршневая полость разрядится до некоторой величины давления, а в штоковой полости давление возрастет до такой величины, что равнодействующая всех сил будет направлена в сторону движения.

Вследствие наличия сил трения в уплотнениях поршня, штока и узлах трения в приводимом в движение механизме статическая характеристика этого привода характеризуется наличием гистерезиса.

На рис. 7.12 представлена циклографма работы поршневого пневмопривода двухстороннего действия.

Время подготовительного периода рассчитывается таким же образом, как и для привода одностороннего действия. Особенностью поршневого пневмопривода является необходимость совместного рассмотрения изменения давления в поршневой  $p_1$  и штоковой  $p_2$  полостях. В начальный момент времени в поршневой полости пневмоцилиндра атмосферное давление  $p_{\text{атм}}$ , а в штоковой — давление питания  $p_0$ . По истечении времени  $t_1 + t_2$  давление в поршневой полости возрастает, а в штоковой падает. Перемещение поршня начнется, когда будет выполнено условие

$$p_1 F_n - p_2 F_{\text{шт}} = R,$$

где  $F_n$ ,  $F_{\text{шт}}$  — соответственно площади поршня со стороны наполнения и опорожнения;  $R$  — нагрузка на привод.

При этом объем полости наполнения увеличивается, а полости опорожнения уменьшается. Это сопровождается некоторым уменьшением давления  $p_1$  и увеличением давления  $p_2$ . К моменту завершения прямого хода давление в поршневой полости возрастает до значения питания  $p_0$ , а в штоковой уменьшается до атмосферного  $p_{\text{атм}}$ .

В качестве пневмодвигателя пневмопривода двухстороннего действия могут быть использованы цилиндры двухстороннего действия, например, компании VESTA Automation SRL. Пневматические цилиндры серии TTM имеют профилированный корпус, пневматическое демпфирование с регулировкой и магнитный поршень. Диаметры поршня, мм: 32, 40, 50, 63, 80, 100. Ход штока, мм,

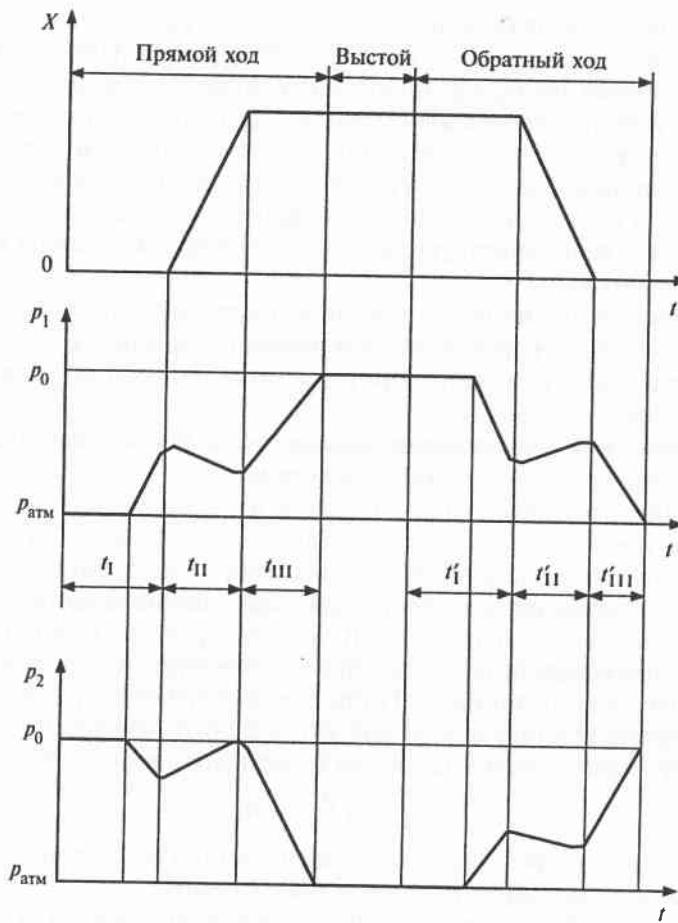


Рис. 7.12. Циклографма работы поршневого пневмопривода двухстороннего действия

25...1000. Шток изготовлен из коррозионно-стойкой стали X20Cr13, а уплотнения — из полиуретана и нитрилбутадиена.

Пневмоцилиндры серии SK имеют магнитный поршень различных диаметров: 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80 и 100 мм. Ход штока 5...250 мм.

Компания CAMOZZI S.p.a. предлагает пневмоцилиндры, например, серии 27 двухстороннего действия, магнитные с диаметром поршня: 20, 25, 32, 40, 50 и 63 мм. Такие цилиндры характе-

ризуются минимальными габаритными размерами. Применяются в оборудовании с повышенными гигиеническими требованиями. Гильза и шток изготовлены из коррозионно-стойкой стали, а крышки — алюминиевые.

В цилиндрах серии 27 применяется встроенное механическое демпфирование в конце хода. Это исключает большие ударные нагрузки и уменьшает шум. Положение поршня контролируется магнитными датчиками. Для всех диаметров поршня ход составляет 10...1000 мм. Рабочее давление 0,1...10 МПа. Скорость перемещения штока (без нагрузки): минимальная — 10 мм/с, максимальная — 1000 мм/с.

Короткоходовые цилиндры серии QP — QPR двухстороннего действия с магнитным поршнем и противоповоротной платформой поставляются различных диаметров: 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80 и 100 мм. Используются главным образом для фиксации и прижима. На корпусе цилиндра крепятся магнитные датчики положения.

Цилиндры серии QPR представляют собой законченный модуль линейного перемещения, обеспечивающий строгую пространственную ориентацию закрепленного на встроенной платформе инструмента, оснастки и др. Кроме того, встроенная платформа с направляющими увеличивает нагрузочную способность цилиндра при радиальных нагрузках и крутящих моментах на штVOKE.

Особый интерес представляют цилиндры серии 31 двухстороннего действия, тандемная версия с 2, 3 или 4 секциями. Это позволяет развить усилие на штVOKE в 2, 3 или 4 раза больше, чем стандартный цилиндр аналогичного диаметра при том же давлении (рис. 7.13).

Многопозиционный пневмоцилиндр серии 31 позволяет получить три фиксированных положения штока. На рис. 7.14 представлена мультипозиционная модель многопозиционного пневмоцилиндра.

На рис. 7.15. представлен общий вид короткоходовых цилиндров серии 31.

Тандем-цилиндр серии 61 представлен на рис. 7.16.

Диаметры поршня тандем-цилиндра: 32, 40, 50, 63, 80, 100 и 125 мм. Ход штока соответственно: 80, 85, 90, 100, 110, 115 и 130 мм.

Пневмоцилиндры двухстороннего действия, магнитные, с направляющими серии QCTF — QCBF выпускаются четырех раз-

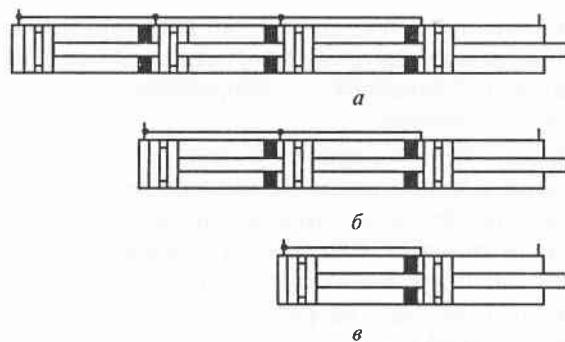


Рис. 7.13. Цилиндр серии 31, версия тандем:  
а — четыре секции; б — три секции; в — две секции

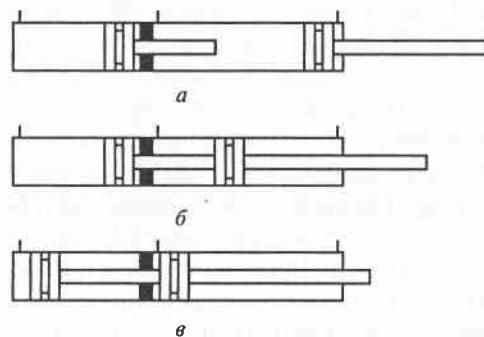


Рис. 7.14. Мультипозиционная модель многопозиционного пневмоцилиндра:  
а — крайнее правое положение штока; б — среднее положение штока; в — крайнее  
левое положение

личных размеров поршня: 20, 25, 32 и 4,0 мм. Они способны воспринимать повышенную радиальную нагрузку и крутящий момент. Причем цилиндры серии QCTF предназначены для восприятия высоких изгибающих нагрузок на шток цилиндра, а цилиндры серии QCBF рекомендуется применять в установках, реализующих высокую точность прямолинейного движения.

Все цилиндры серии QCTF — QCBF (модуль линейного перемещения) выпускаются в трех вариантах: механическое демпфирование, с двумя гидроамортизаторами на корпусе и с одним гидроамортизатором на задней платформе (рис. 7.17).

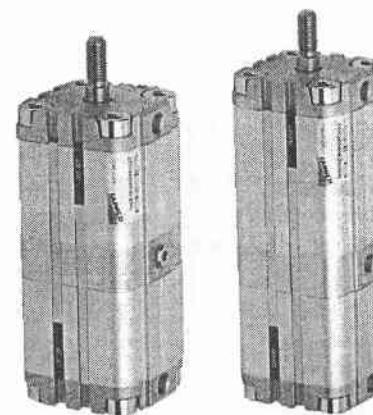


Рис. 7.15. Пневмоцилиндры серии 31

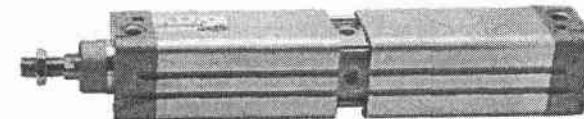


Рис. 7.16. Тандем-цилиндр

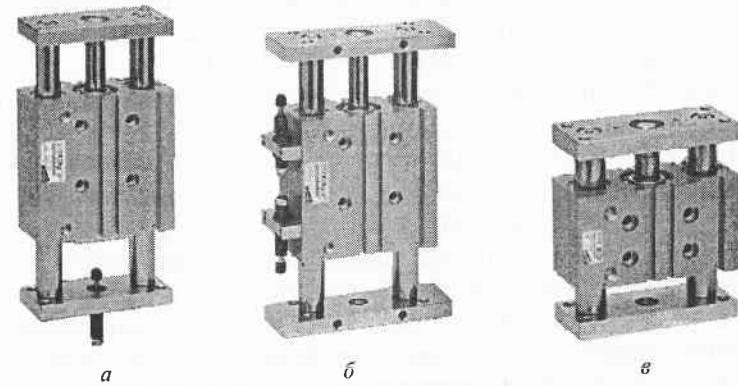


Рис. 7.17. Модуль линейного перемещения серии QCTF — QCBF:  
а — с одним гидроамортизатором на задней платформе; б — с двумя гидроамортизаторами на корпусе; в — с механическим демпфированием (стандарт)

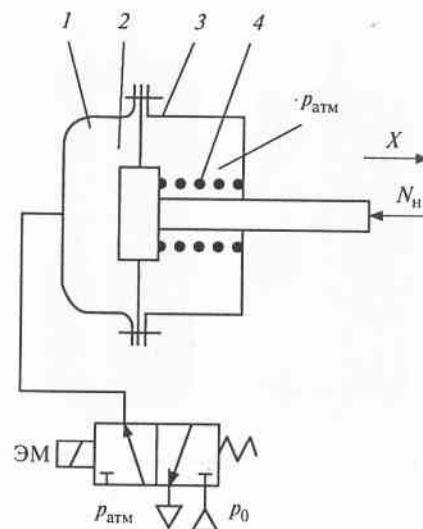


Рис. 7.18. Принципиальная схема мембранных пневмоприводов одностороннего действия:  
1, 3 — мембранные коробки; 2 — мембрана; 4 — пружина; ЭМ — электромагнит

Цилиндры с гидроаммортизаторами применяются для управления механизмов с большими инерционными массами. На поршнях цилиндра закреплен магнит, что позволяет, установив на корпусе магнитные датчики, контролировать его положение. Для управления цилиндрами используется чистый воздух с распыленным маслом с рабочим давлением 0,1...10 МПа.

На рис. 7.18 представлена принципиальная схема мембранных пневмоприводов одностороннего действия — разновидность поршневого пневмопривода.

Мембранный пневмопривод двухстороннего действия используют гораздо реже. Мембранный привод одностороннего действия содержит мембранные коробки 1 и 3, мембрану 2 с жестким центром и пружину 4. Мембранные могут быть эластичные (из резины, резинотканевых и синтетических материалов) и металлические (из специальных сортов стали, бронзы, латуни с толщиной листа 0,2...1,5 мм). В пневмоприводах станков, прессов и других технологических машин применяют, как правило, эластичные мембранны, которые в зависимости от формы поперечного сечения разделяют на плоские и фигурные.

Таким образом, мембранный привод отличается от поршневого тем, что в нем в качестве разделительного тела полостей наполнения и опорожнения используется мембрана. Мембранный привод применяют в зажимах, фиксирующих, переключающих, тормозных, прессующих устройствах станков, прессов, сварочных и других технологических машинах, в приводах с тяжелыми условиями работы, обусловленными загрязненностью окружающей среды, низким качеством очистки воздуха от механических частиц и влаги.

Преимущества мембранных приводов: малая трудоемкость их изготовления, высокая герметичность рабочей полости, отсутствие необходимости подачи распыленного минерального масла и низкие эксплуатационные расходы. Недостатки мембранных приводов: малая величина хода, непостоянство усилия по ходу, относительно низкая долговечность мембран.

#### 7.1.6. Расчет основных параметров поршневого привода

Расчет пневмоцилиндра разделяют на проектный расчет и поверочный расчет. При проектном расчете по заданной нагрузке, магистральному давлению, массе перемещаемых деталей, скорости перемещения поршня определяют диаметры поршня, штока и подводящих отверстий, расход воздуха и пропускную способность пневмолинии. При поверочном расчете определяют время срабатывания пневмоцилиндра и возможность торможения поршня.

Пневмоцилиндры в зависимости от характера их применения условно разделяют на группы:

- зажимные цилиндры (подпружинивающие, фиксирующие, прижимные и др.), которые обеспечивают передачу заданного усилия после завершения хода или при весьма малых перемещениях поршня с «ползучей» скоростью;
- транспортирующие цилиндры, развивающие требуемое усилие на всем пути перемещения поршня.

Диаметр поршня зажимных цилиндров без учета их быстродействия определяют исходя из заданного усилия (при зажиме).

Результирующая сила, преодолеваемая силами давления, в общем случае равна сумме значений вредного  $R_1$  (сила трения), полезного  $R_2$  сопротивления, веса поршня  $R_3$  и перемещаемых

частей привода (при вертикальном положении цилиндра), а также силы  $R_0$  предварительного натяжения пружины:

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + R_0.$$

Диаметр поршня зажимного цилиндра одностороннего действия без пружины вычисляют по следующей формуле:

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{R_1 + R_2 + R_3}{0,9p_m - p_{atm}}},$$

где  $p_m$  — абсолютное давление в магистрали;  $p_{atm}$  — атмосферное давление.

Диаметр поршня зажимного цилиндра одностороннего действия с пружинным возвратом определяют по формуле

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{R_1 + R_2 + R_3 + R_0 + c_n S}{0,9p_m - p_{atm}}},$$

где  $c_n$  — жесткость пружины;  $S$  — ход поршня.

Здесь для создания запаса принято, что усилие зажима создается при давлении  $0,9p_m$ .

Иногда силу трения учитывают коэффициентами, как это будет показано ниже при расчете транспортирующих пневмоцилиндров.

Однако силу трения в уплотнениях поршня и штока можно рассчитать более точно. Для манжет, предназначенных для уплотнения возвратно-поступательного движения, изготовленных в соответствии с ГОСТ 6678—72 и РТМ 2Г97-1—76 силу трения манжеты поршня со стороны полости наполнения вычисляют по формуле

$$R_{tp,n} = \pi D h (p_k + p_1) f,$$

а для манжеты поршня со стороны полости выхлопа

$$R_{tp,v} = \pi D h (p_k + p_2) f,$$

где  $D$  — диаметр поршня;  $h$  — ширина активной части манжеты, для манжет диаметром менее 90 мм  $h = 2$  мм, более 90 мм —  $h = 3$  мм;  $p_k$  — контактное давление, обусловленное деформацией манжеты при ее монтаже;  $p_1$ ,  $p_2$  — соответственно давления в полостях наполнения и выхлопа, среднее давление в полости выхло-

па составляет 0,12...0,14 МПа;  $f$  — коэффициент трения манжеты о зеркало цилиндра, в расчетах принимают  $f = 0,1...0,12$ .

Уплотнение штока обычно обеспечивают кольцами по ГОСТ 9883—73. Силу трения в уплотнениях штока вычисляют по выражению

$$R_{tp,sh} = \pi d q,$$

где  $d$  — диаметр штока;  $q$  — удельное давление уплотнения,  $q = 5...15$  Н/м.

Диаметр поршня транспортирующего цилиндра определяют по следующим формулам:

- для горизонтально расположенных цилиндров

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{R_2}{\chi p_m (1 - K_{tp})}};$$

- для вертикально расположенных цилиндров

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{R_2 + R_3}{\chi p_m (1 - K_{tp})}},$$

где  $\chi$  — безразмерный параметр нагрузки;  $K_{tp}$  — коэффициент, учитывающий потери на трение в цилиндре;  $D$  — диаметр поршня цилиндра.

Ориентировочные значения  $K_{tp}$  для различных величин полезной нагрузки при уплотнении манжетами по ГОСТ 6678—72 и магистральном давлении 0,5...0,6 МПа приведены в табл. 7.5.

Большие значения  $K_{tp}$  принимают для меньших диаметров пневмоцилиндров.

Безразмерный параметр нагрузки  $\chi$  определяют по формуле

$$\chi = \frac{R}{p_m F},$$

где  $F$  — площадь поршня.

Таблица 7.5

Параметр	Значения			
	До 0,6	0,6—6	6—25	25—60
$R_2, \text{кН}$				
$K_{tp}$	0,5—0,2	0,2—0,12	0,12—0,08	0,08—0,05

Таблица 7.6

Параметр	Значения			
$p_m$ , МПа	0,3	0,4	0,5	0,6–1
$\chi$	0,6	0,65	0,7	0,75

Для транспортирующих пневмоцилиндров оптимальное значение  $\chi = 0,4...0,5$ , при  $\chi > 0,5$  время срабатывания значительно возрастает, малые значения  $\chi = 0,1...0,2$  свидетельствуют о неэффективности использования пневмоцилиндра, однако их можно использовать для получения максимальной скорости срабатывания.

Максимально допустимые значения  $\chi$  в зависимости от давления питания приведены в табл. 7.6.

Расчетное значение диаметра поршня округляют до ближайшего по действующему стандарту значения. Рекомендуется округлять в большую сторону, однако, если расчетный диаметр поршня отличается от стандартного не более чем на 5 %, то можно принимать меньшее значение. По полученному расчетному диаметру и в соответствии со стандартом определяют основные конструктивные параметры пневмоцилиндра.

При расчете специальных пневмоцилиндров основные конструктивные параметры выбирают следующим образом. Ход поршня определяется в основном требуемым перемещением рабочего органа, но при выборе максимального хода следует учитывать технологичность изготовления гильзы и штока, устойчивость штока в максимально выдвинутом положении и др. Максимальное значение хода пневмоцилиндров двухстороннего действия рекомендуется ограничивать 8...10 диаметрами поршня.

Если требуется ход, значение которого превышает 10 диаметров поршня, то необходимо рассчитать шток на устойчивость, определив по формуле Эйлера критическую силу, выводящую шток из устойчивого состояния:

$$R_{kp} = \frac{\pi^2 E J_{min}}{(\mu l)^2},$$

где  $E$  — модуль упругости материала штока;  $J_{min}$  — минимальный момент инерции сечения штока;  $l$  — максимальная длина выдвинутой части штока;  $\mu$  — коэффициент приведенной длины, зависящий от способа закрепления стержня и места приложения сжимающей нагрузки.

Если шток не соединен с нагрузкой, то он работает как стержень, жестко закрепленный одним концом. В этом случае  $\mu = 2$ . При соединении штока с нагрузкой, перемещающейся по направляющим,  $\mu = 0,5...2$  в зависимости от способа закрепления конца штока и вида направляющих.

Диаметр штока определяют исходя из условий его прочности в наиболее опасном сечении и возможного выхода его из устойчивого состояния:

$$d_{sh} = \sqrt{\frac{R}{[\sigma_p]}},$$

где  $R$  — максимально возможное усилие на штоке;  $[\sigma_p]$  — допускаемое напряжение материала штока на разрыв.

Если шток нагружен поперечными силами, например, в модуле перемещения руки промышленного робота, то его необходимо проверить на допустимый прогиб по следующей формуле:

$$\Delta = \frac{R_n l^3}{3EJ},$$

где  $R_n$  — максимальная поперечная нагрузка.

Определив диаметр штока в наиболее опасном сечении, конструктивно выбирают способ крепления и посадочный диаметр под поршень. Искомый диаметр штока принимают несколько большим посадочного диаметра, округляя его до ближайшего значения в соответствии с действующим стандартом.

Диаметр присоединительных отверстий цилиндров определяется скоростью перемещения поршня, объемным расходом, размером фланцев и т. п. Существуют рекомендации по выбору  $d_n$  этих отверстий в зависимости от диаметра поршня  $D$ . Для максимальной скорости поршня 0,3...0,5 м/с принимают  $d_n = 0,1D$ .

Из условия допустимых скоростей сжатого воздуха в трубопроводе диаметр подводящего присоединительного отверстия можно вычислить по формуле

$$d_n = D \sqrt{\frac{v_y}{v_b}},$$

где  $v_y$  — установившаяся скорость поршня;  $v_b$  — скорость потока воздуха в воздухопроводе. Для расчетов можно принимать  $v_b = 6...12$  м/с.

Расход воздуха, приведенный к нормальным условиям, определяют по следующим формулам:

- для цилиндра одностороннего действия с бесштоковой рабочей полостью

$$Q = 0,785 D^2 S \frac{p_m}{p_{atm}} n_{дв.x};$$

- для цилиндра двухстороннего действия

$$Q = 0,785(2D^2 - D_{шт}^2)S \frac{p_m}{p_{atm}} n_{дв.x},$$

где  $n_{дв.x}$  — число двойных ходов.

#### 7.1.7. Расчет основных параметров мембранных приводов

Разделительным телом в мембранных приводах является мембрана с жестким центром (рис. 7.19).

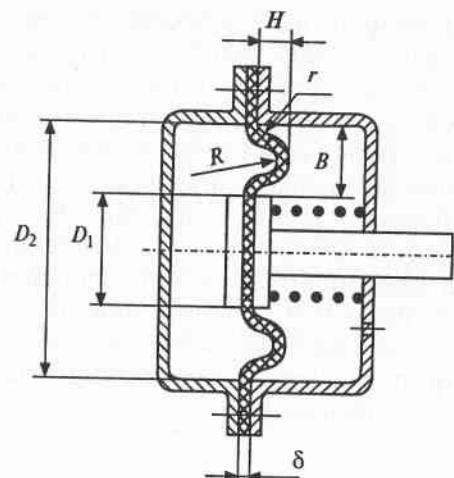


Рис. 7.19. Расчетная схема мембранных приводов:

$B$  — ширина гофра мембранны;  $D_1$  — диаметр заделки;  $D_2$  — диаметр жесткого центра;  $H$  — высота гофра;  $R$  — радиус гофра;  $\delta$  — толщина плоской резиновой мембранны;  $r$  — радиус сопряжения гофра с плоской частью мембранны

Основными параметрами мембранны являются  $D_1$  — диаметр заделки и  $D_2$  — диаметр жесткого центра. По этим параметрам вычисляют эффективную площадь мембранны:

$$F_{\text{эфф}} = \frac{\pi}{12} (D_1^2 + D_2^2 + D_1 D_2).$$

Величина эффективной площади существенно зависит от положения мембранны относительно начального положения, за которое принимают совпадение плоскости заделки мембранны и жесткого центра.

Диаметр мембранны (в месте заделки) определяют по следующим формулам:

- при толкающем усилии

$$D_1 = 1,95 \sqrt{\frac{R}{(1 + \beta + \beta^2)p_m}};$$

- при тянувшем усилии

$$D_1 = 1,95 \sqrt{\frac{R + 0,785 p_m D_{шт}^2}{(1 + \beta + \beta^2)p_m}},$$

где  $R$  — заданная нагрузка на штоке мембранны;  $p_m$  — давление питания в магистральном трубопроводе;  $D_{шт}$  — диаметр штока ( $R$  и  $D_{шт}$  определяют так же, как и для поршневых цилиндров);  $\beta = \frac{D_2}{D_1}$  — коэффициент, обычно  $\beta = 0,6 \dots 0,8$ . При меньших значениях  $\beta$  усилие, развиваемое мембранным цилиндром, распределяется более равномерно в пределах хода штока, но эффективная площадь мембранны и развиваемое усилие на штоке уменьшаются.

Ширина гофра мембранны определяют из соотношения

$$B = \frac{D_1 - D_2}{2}.$$

Высота гофра и его ширина связаны следующей зависимостью:

$$H = \left( \frac{1}{4} \dots \frac{1}{5} \right) B.$$

Радиус гофра равен

$$R_r = \frac{\left(\frac{D_1 - D_2}{4}\right)^2 + (H - r)^2 - r^2}{2H},$$

где  $r$  — радиус сопряжения гофра с плоской частью мембраны,  $r = 0,3 \dots 1,2$  мм.

Толщина плоских резиновых мембран без гофра определяется по следующей формуле:

$$\delta = 0,175 \frac{p_m D_1 (1 - \beta^2)}{[\tau_{cp}]},$$

где  $[\tau_{cp}]$  — допустимое напряжение на срез.

Для листовой резины с прочностью на разрыв 5 МПа при использовании ее с одной тканевой прокладкой в зависимости от толщины резиновых мембран можно принимать значения  $[\tau_{cp}]$  в соответствии с данными табл. 7.7.

Величину хода штока определяют в зависимости от допустимого прогиба плоской мембранны. Чрезмерное увеличение прогиба приводит к снижению усилия на штоке и уменьшению срока службы мембранны. В табл. 7.8 приведены рекомендуемые значения максимального хода штока мембранных цилиндров с плоскими мембранными в зависимости от избыточного магистрального давления.

Таблица 7.7

Параметр	Значение		
$\delta$ , мм	2,7	5,0	7,0
$[\tau_{cp}]$ , МПа	3,0	2,4	2,1

Таблица 7.8

Мембранный двигатель	Ход штока при магистральном давлении, МПа			
	0,4	0,5	0,6	0,8
Одностороннего действия	$0,08D_1$	$0,1D_1$	$0,12D_1$	$0,15D_1$
Двухстороннего действия	$0,06D_1$	$0,08D_1$	$0,1D_1$	$0,12D_1$

Для плоских штампованных мембран с гофром максимальное значение прогиба рекомендуется принимать не более  $(0,2 \dots 0,25)D_1$ .

#### 7.1.8. Динамика пневматического привода

Целью расчета динамических характеристик привода является аналитическое определение времени перемещения и оценки плавности перемещения поршня, характера изменения давления и расхода в полостях наполнения и опорожнения, наличия ударов о фланцы цилиндров или упоры, эффективность использования внутренних или внешних тормозных устройств, определение настроек параметров, обеспечивающих удовлетворительную работу привода.

Для описания динамики пневматического привода необходимо разработать его математическую модель, основу которой составляют дифференциальные уравнения движения поршня, состояния сжатого воздуха в полостях наполнения и опорожнения.

Масса воздуха в поршневой полости при движении поршня может быть определена по отношению

$$M = \rho(V_0 + V) = \frac{p_1}{RT}(V_0 + F_n X),$$

где  $M$  — масса воздуха в поршневой полости;  $F_n$  — площадь поршневой полости;  $\rho$  — плотность воздуха в поршневой полости;  $V_0$  — неизменяемая часть объема, определяемая произведением  $F_n X'_0$ ;  $X'_0$  — длина балластного объема;  $V$  — изменяемая часть объема;  $X$  — перемещение поршня;  $p_1$  — давление в поршневой полости;  $R$  — универсальная газовая постоянная;  $T$  — абсолютная температура воздуха в поршневой полости.

Продифференцировав последнее уравнение, получим:

$$\frac{dM}{dt} = \frac{1}{RT} \frac{dp_1}{dt} (V_0 + F_n X) + \frac{p_1}{RT} F_n \frac{dX}{dt},$$

где  $\frac{dM}{dt} = G_1$  — массовый расход воздуха в поршневую полость.

Если  $\frac{p_1}{p_0} \geq 0,5$ , то режим течения воздуха докритический и массовый расход воздуха определяется следующей формулой:

$$G_1 = \mu_1 F_1 p_0 \sqrt{\frac{2}{RT} \left[ \frac{p_1}{p_0} \left( 1 - \frac{p_1}{p_0} \right) \right]},$$

где  $\mu_1$  — коэффициент расхода обратного клапана (отверстия наполнения);  $F_1$  — площадь обратного клапана (отверстия наполнения);  $p_0$  — абсолютное давление питания.

Если  $\frac{p_1}{p_0} < 0,5$ , то режим течения воздуха надкритический и массовый расход воздуха равен

$$G_1 = \mu_1 F_1 p_0 \sqrt{\frac{1}{2RT}}.$$

С учетом вышеизложенного состояние воздуха в поршневой полости описывается уравнением

$$\frac{RT}{F_n} G_1 = \frac{dP_1}{dt} (X'_0 + X) + p_1 \frac{dX}{dt},$$

$$\text{где } X'_0 = \frac{V_0}{F_n}.$$

Выполнив аналогичные преобразования, получим уравнение состояния сжатого воздуха в штоковой полости:

$$-\frac{RT}{F_{шт}} G_2 = \frac{dP_2}{dt} (X''_0 + S - X) + p_2 \frac{dX}{dt},$$

где  $G_2$  — массовый расход воздуха из штоковой полости. Знак «» в левой части уравнения указывает на убывание массы воздуха в штоковой полости.

Если  $\frac{p_{атм}}{p_2} \geq 0,5$ , то режим течения воздуха докритический и массовый расход воздуха определяется следующей формулой:

$$G_2 = \mu_2 F_2 P_2 \sqrt{\frac{2}{RT} \left[ \frac{p_{атм}}{p_2} \left( 1 - \frac{p_{атм}}{p_2} \right) \right]},$$

где  $\mu_2$  — коэффициент расхода регулируемого дросселя (отверстия опорожнения);  $F_2$  — площадь отверстия регулируемого дросселя (отверстия опорожнения).

Если  $\frac{p_{атм}}{p_2} < 0,5$ , то режим течения воздуха надкритический и

массовый расход воздуха равен

$$G_2 = \mu_2 F_2 p_2 \sqrt{\frac{1}{2RT}}.$$

Движение поршня описывается следующим уравнением:

$$\frac{d^2X}{dt^2} = \frac{1}{m} (R_{дв} - R_{сопр}),$$

где  $m$  — масса подвижных частей пневмопривода;  $R_{дв}$  — движущая сила привода,  $R_{дв} = p_1 F_n - p_2 F_{шт}$ ;  $R_{сопр}$  — суммарная нагрузка (сопротивление) на привод.

Математическая модель существенно нелинейна и не может быть проинтегрирована в конечном виде. Для ее решения необходимо использовать численные методы интегрирования, например метод Рунге—Кутта.

В качестве примера рассмотрим динамику пневмопривода двухстороннего действия с торможением в конце хода гидравлическими амортизаторами при следующих исходных данных:

$D_n = 0,065$  м — диаметр поршня;

$D_{шт} = 0,03$  м — диаметр штока;

$d_{др} = 0,0025$  м — диаметр дросселя;

$d_{о.к} = 0,004$  м — диаметр обратного клапана;

$S = 0,63$  мм — ход поршня;

$D_{ра} = 0,02$  м — диаметр плунжера гидроамортизатора;

$L_{ра} = 0,02$  м — длина хода плунжера гидроамортизатора;

$d_{др.ра} = 0,003$  м — диаметр дросселя гидроамортизатора;

$m = 25$  кг — масса подвижных частей пневмопривода.

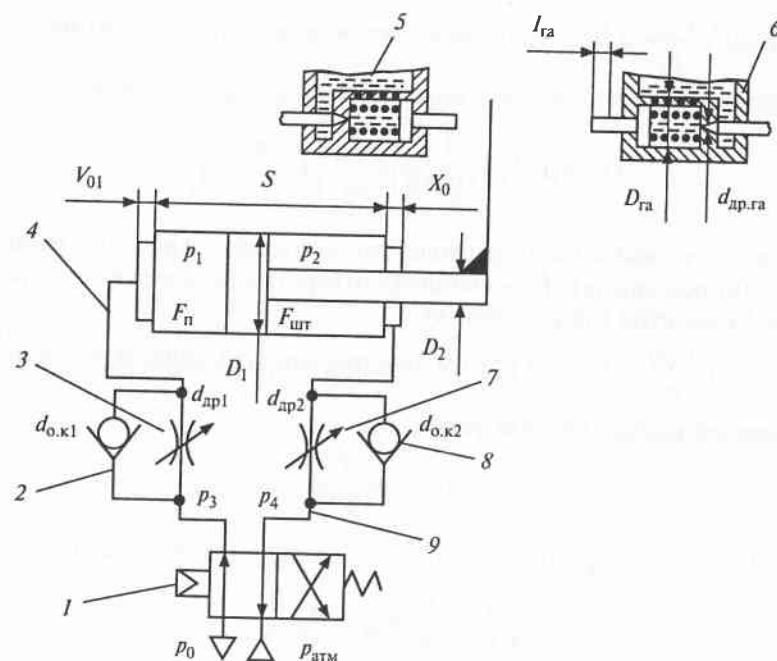


Рис. 7.20. Расчетная схема пневмопривода двухстороннего действия:  
1 — двухпозиционный четырехлинейный электропневматический распределитель; 2, 8 — обратный клапан; 3, 7 — регулируемый дроссель; 4 — пневмоцилиндр двухстороннего действия; 5, 6 — гидроамортизатор; 9 — трубопровод

Расчетная схема пневмопривода двухстороннего действия представлена на рис. 7.20.

Исследуемый пневмопривод состоит из двухпозиционного четырехлинейного пневмораспределителя 1, который управляет пневмоцилиндром двухстороннего действия 4. В состав пневмопривода так же входят: два обратных клапана 2 и 8, два регулируемых дросселя 3 и 7, два гидроамортизатора 5, 6 и трубопровод 9. Рассмотрим работу данной схемы.

В момент переключения пневмораспределителя 1 в положение, в котором воздух с давлением питания  $p_0$ , проходя через обратный клапан 2 диаметром  $d_{OK1}$  и регулируемый дроссель 3 диаметром  $d_{dp1}$ , поступает в поршневую полость пневмоцилиндра 4. В это время воздух в штоковой полости пневмоцилиндра соединяется с атмосферой, проходя через регулируемый дроссель 7

диаметром  $d_{dp2}$ . Между поршневой и штоковой полостями создается разность давлений, которая приводит в движение поршень пневмоцилиндра 4. Поршень перемещается вправо. В момент, когда разность между ходом поршня и его текущим положением становится меньше хода плунжера правого гидроамортизатора 6 происходит гашение скорости поршня пневмоцилиндра и его последующая остановка за счет преобразования кинетической энергии движения поршня в потенциальную энергию рабочей жидкости гидроамортизатора.

При переключении пневмораспределителя 1 в другое положение в штоковую полость подводится воздух рабочего давления, а поршневая полость соединяется с атмосферой. Вследствие разности давлений поршень начинает движение влево. Если текущее положение поршня будет меньше хода левого гидроамортизатора 5, произойдет гашение скорости и остановка поршня пневмоцилиндра за счет преобразования энергии в левом гидроамортизаторе.

Регулировка скорости движения поршня пневмоцилиндра осуществляется с помощью настройки дросселей 3 и 7 диаметрам  $d_{dp1}$  и  $d_{dp2}$ . Переключение пневмораспределителя 1 осуществляется электромагнитом. Жесткость гидроамортизаторов обеспечивается с помощью настройки встроенных дросселей диаметром  $d_{dr.gr}$ .

Для составления математической модели примем следующие допущения:

- $p_0 = \text{const}$ ;
- все процессы рассматриваются как квазистационарные, во всех точках объема постоянные  $p$ ,  $\rho$ ,  $T$ ;
- процессом теплообмена пренебрегают.

Математическая модель включает в себя следующие основные уравнения:

- 1) уравнение баланса сил;
- 2) уравнения состояния газа (воздуха) в поршневой и штоковой полостях;
- 3) уравнение скорости.

Чтобы составить модель, необходимо вычислить ряд величин.

Площадь поршня,  $\text{м}^2$ , в поршневой полости

$$F_n = \frac{\pi D_n^2}{4},$$

где  $D_n$  — диаметр поршня, м.

Площадь поршня, м<sup>2</sup>, в штоковой полости

$$F_{\text{шт}} = \frac{\pi(D_{\text{п}}^2 - D_{\text{шт}}^2)}{4},$$

где  $D_{\text{шт}}$  — диаметр штока, м.

Площадь, м<sup>2</sup>, проходного сечения дросселя 1

$$F_{\text{др1}} = \frac{\pi d_{\text{др1}}^2}{4},$$

где  $d_{\text{др1}}$  — диаметр дросселя 1, м.

Площадь, м<sup>2</sup>, проходного сечения дросселя 2

$$F_{\text{др2}} = \frac{\pi d_{\text{др2}}^2}{4},$$

где  $d_{\text{др2}}$  — диаметр дросселя 2, м.

Площадь, м<sup>2</sup>, проходного сечения обратного клапана 1

$$F_{\text{o.k1}} = \frac{\pi d_{\text{o.k1}}^2}{4},$$

где  $d_{\text{o.k1}}$  — диаметр обратного клапана 1, м.

Площадь, м<sup>2</sup>, проходного сечения обратного клапана 2

$$F_{\text{o.k2}} = \frac{\pi d_{\text{o.k2}}^2}{4},$$

где  $d_{\text{o.k2}}$  — диаметр обратного клапана 2, м.

Площадь, м<sup>2</sup>, проходного сечения дросселя гидроамортизатора

$$F_{\text{др.ra}} = \frac{\pi d_{\text{др.ra}}^2}{4},$$

где  $d_{\text{др.ra}}$  — диаметр дросселя гидроамортизатора, м.

Площадь, м<sup>2</sup>, плунжера гидроамортизатора

$$F_{\text{ra}} = \frac{\pi D_{\text{ra}}^2}{4},$$

где  $D_{\text{ra}}$  — диаметр плунжера гидроамортизатора, м.

Сила трения, Н, манжеты в поршневой полости

$$R_{\text{tp1}} = \pi D_{\text{п}} h(p_1 + p_k) f,$$

где  $p_1$  — давление в поршневой полости, Па;  $p_k$  — давление контакта манжеты, Па;  $f$  — коэффициент трения.

Сила трения, Н, манжеты в штоковой полости

$$R_{\text{tp2}} = \pi D_{\text{п}} h(p_2 + p_k) f,$$

где  $p_2$  — давление в штоковой полости, Па.

Сила трения, Па, уплотнения по штоку

$$R_{\text{tp3}} = \pi D_{\text{шт}} q,$$

где  $q$  — удельное давление на единицу длины, Н/м.

Сила удара, Н, о правый фланец

$$R_{\text{уд1}} = C(X - S) + AX\sqrt{Cm},$$

где  $C$  — жесткость фланца, Н/м;  $A$  — коэффициент диссиликативных потерь;  $m$  — приведенная масса.

Сила удара, Н, о левый фланец

$$R_{\text{уд2}} = C|X| + AX\sqrt{Cm}.$$

Сила, Н, со стороны гидроамортизатора

$$R_{\text{ra}} = \frac{\rho}{2} \left( \frac{\dot{X} F_{\text{ra}}}{\mu_{\text{ра}} f_{\text{ра}} u_{\text{др.ra}}} \right),$$

где  $\rho$  — плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $u_{\text{др.ra}}$  — параметр регулирования дросселя гидроамортизатора.

Уравнение движения поршня, м/с<sup>2</sup>,

$$\ddot{X} = \frac{1}{m}(p_1 F_{\text{п}} - p_2 F_{\text{шт}} - R_{\text{tp}} - R),$$

где  $R_{\text{tp}} = F_{\text{tp1}} + F_{\text{tp2}} + F_{\text{tp3}}$  — суммарная сила трения, Н;  $R = R_{\text{уд1}} + R_{\text{уд2}} + R_{\text{ra}}$  — суммарная нагрузка на приводе, Н.

Уравнения состояния воздуха в поршневой и штоковой полостях:

$$\frac{RT}{F_{\text{п}}} G_1 = \dot{P}_1(X_{01} + X) + p_1 \dot{X};$$

$$-\frac{RT}{F_{\text{шт}}} G_2 = \dot{P}_2(S - X + X_{01}) + p_2 \dot{X}.$$

Составим уравнения расхода воздуха. Для этого рассмотрим состояние, когда распределитель находится в позиции, при которой давление  $p_0$  подается в поршневую полость.

Обозначим:  $t$  — текущее время, с;  $T_{\text{п.р}}$  — время переключения распределителя, с.

Если  $t \leq T_{\text{п.р}}$ , то  $p_3 = p_0$  и  $p_4 = p_{\text{атм}}$ .

**Поршневая полость.** При  $p_3 > p_1$ , если  $\frac{p_1}{p_3} \geq 0,5$  (докритический режим течения воздуха)

$$G_1 = \mu_{o.k1} F_{o.k1} \sqrt{\frac{2}{RT}} (p_3 - p_1) p_1.$$

При  $p_3 < p_1$ , если  $\frac{p_1}{p_3} < 0,5$  (надкритический режим течения воздуха)

$$G_1 = \mu_{dp1} F_{dp1} P_1 \sqrt{\frac{1}{2RT}}.$$

**Штоковая полость.** При  $p_4 > p_2$ , если  $\frac{p_2}{p_4} \geq 0,5$  (докритический режим течения воздуха)

$$G_2 = \mu_{o.k2} F_{o.k2} \sqrt{\frac{2}{RT}} (p_4 - p_2) p_2,$$

При  $p_4 < p_2$ , если  $\frac{p_4}{p_2} < 0,5$  (надкритический режим течения воздуха)

$$G_2 = \mu_{dp2} F_{dp2} p_2 \sqrt{\frac{1}{2RT}}.$$

При отключении управляющего сигнала шток пневмораспределителя под действием пружины занимает положение, в котором в штоковую полость подается давление питания.

Если  $t > T_4$ , то  $p_3 = p_{\text{атм}}$  и  $p_4 = p_0$ .

**Поршневая полость.** При  $p_3 > p_1$ , если  $\frac{p_1}{p_3} \geq 0,5$  (докритический режим течения воздуха)

$$G_1 = \mu_{o.k1} F_{o.k1} p_1 \sqrt{\frac{1}{2RT}} (p_3 - p_1) p_1.$$

При  $p_3 < p_1$ , если  $\frac{p_1}{p_3} < 0,5$  (надкритический режим течения воздуха)

$$G_1 = \mu_{dp1} F_{dp1} p_1 \sqrt{\frac{1}{2RT}}.$$

**Штоковая полость.** При  $p_4 > p_2$ , если  $\frac{p_2}{p_4} \geq 0,5$  (докритический режим течения воздуха)

$$G_2 = \mu_{o.k2} F_{o.k2} \sqrt{\frac{2}{RT}} (p_4 - p_2) p_2.$$

При  $p_4 < p_2$ , если  $\frac{p_4}{p_2} < 0,5$  (надкритический режим течения воздуха)

$$G_2 = \mu_{dp2} F_{dp2} P_2 \sqrt{\frac{1}{2RT}}.$$

Графики переходных процессов в исследуемом пневмоприводе представлены на рис. 7.21—7.27.

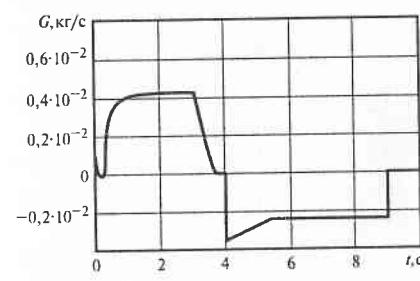


Рис. 7.21. Зависимость расхода в поршневой полости от времени

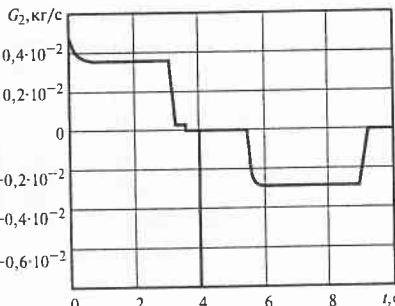


Рис. 7.22. Зависимость расхода в штоковой полости от времени

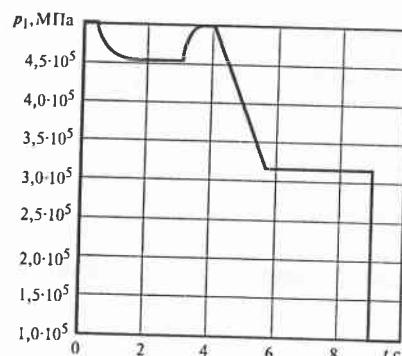


Рис. 7.23. Зависимость изменения давления в поршневой камере от времени

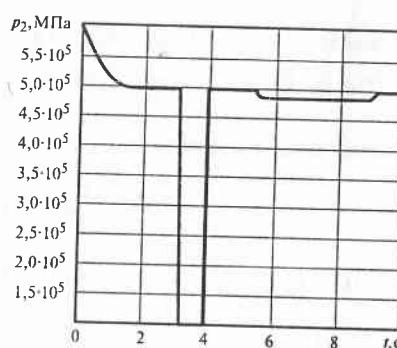


Рис. 7.24. Зависимость изменения давления в штоковой камере от времени

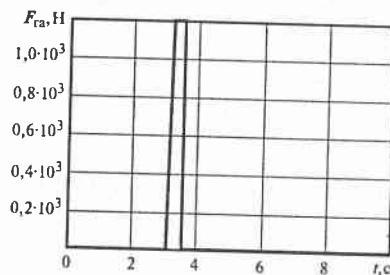


Рис. 7.25. Зависимость изменения усилия со стороны правого гидроаммортизатора от времени

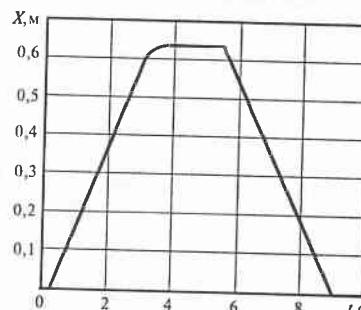


Рис. 7.26. Зависимость перемещения поршня от времени

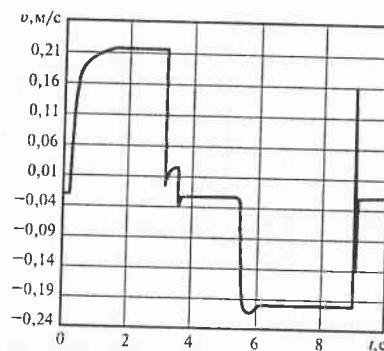


Рис. 7.27. Скорость поршня

## Тема 7.2. Управляющая, регулирующая и вспомогательная аппаратура пневмоприводов

### 7.2.1. Пневматические распределители, обратные клапаны, клапаны быстрого выхлопа, последовательности, логические клапаны и клапаны выдержки времени

Направляющая пневмоаппаратура предназначена для изменения направления потока сжатого воздуха путем полного открытия или закрытия рабочего проходного сечения. К направляющей пневмоаппаратуре относятся: пневмораспределители, обратные пневмоклапаны, пневмоклапаны быстрого выхлопа, последовательности, выдержки времени, логические (ИЛИ, И).

Пневмораспределители предназначены для изменения направления или пуска и останова потока сжатого воздуха в двух или более внешних пневмолиниях в зависимости от внешнего воздействия.

Под внешними пневмолиниями понимают воздухопроводы и каналы для течения сжатого воздуха (в том числе и отверстия для связи с атмосферой), соединяемые в определенных сочетаниях при различных положениях распределительного органа.

Число внешних линий определяет линейность распределителя. Применяют в основном двух-, трех-, четырех- и пятилинейные распределители.

По числу фиксированных положений распределительного органа различают двух-, трех- и многопозиционные распределители. Наибольшее применение нашли двухпозиционные распределители. Распределительный элемент трехпозиционных распределителей при отсутствии управляющего воздействия занимает среднее положение.

Двухпозиционные пневматические распределители могут иметь одностороннее и двухстороннее управление (трехпозиционные — только двухстороннее управление).

Под односторонним понимают такой вид управления, при котором для переключения распределительного элемента управляющее воздействие прикладывается к одному чувствительному элементу и в одном направлении, а возврат в исходное положение происходит после снятия управляющего воздействия под действием силы механической или пневматической пружины.

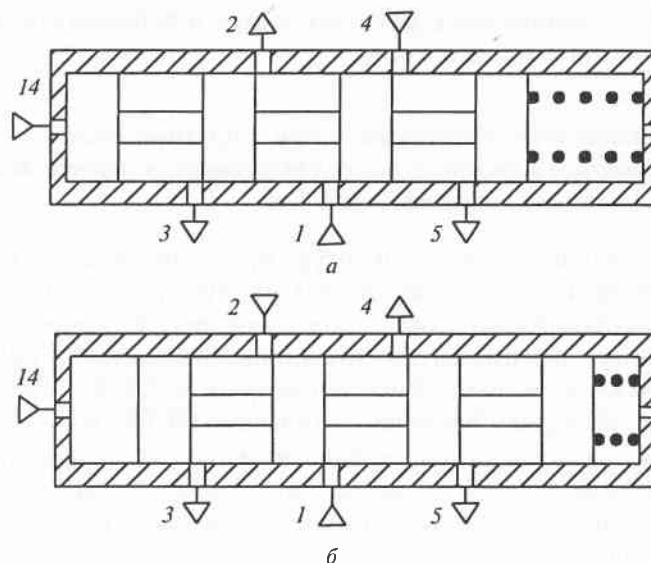


Рис. 7.28. Схема пятилинейного двухпозиционного распределителя с односторонним управлением:  
а — исходное положение распределителя; б — положение поршня при подаче управляющего сигнала

При двухстороннем управлении для приведения распределительного элемента в заданное состояние необходимо приложить управляющее воздействие к соответствующему чувствительному элементу или изменить направление воздействия.

На рис. 7.28 приведена схема пятилинейного двухпозиционного распределителя с односторонним управлением. Управляющее отверстие обозначается двумя цифрами. Вторая цифра указывает канал, который будет соединен с каналом 1 при подаче единичного сигнала к управляющему каналу.

К двух- и трехлинейным распределителям с односторонним управлением относятся нормально закрытые (рис. 7.29), т. е. сжатый воздух не проходит к выходному каналу распределителя, и нормально открытые (рис. 7.30), в которых сжатый воздух при отсутствии управляющего сигнала беспрепятственно проходит через распределитель.

Компания CAMOZZI S.p.a. предлагает различные распределители, включая трехлинейные 3/2 лин/поз. Н.З. (нормально за-

крытие), двухпозиционные 3/2 лин/поз. Н.О. (нормально открыты) и пятилинейные двухпозиционные 5/2 лин/поз.

Распределители, например, с механическим управлением серии 1 и 3 (рис. 7.31) снабжены тремя типами переключателей: плунжер (в), ролик/рычаг (б), ролик с ломающимся рычагом (а). Возврат переключателя в исходное положение осуществляется механической пружиной.

Важным функциональным признаком распределителей является вид управления. Схема классификации основных видов управления представлена на рис. 7.32. Условные обозначения соответствуют ГОСТ 2.721—74.



Рис. 7.29. Графическое обозначение нормально закрытых распределителей:  
а — двухлинейный; б — трехлинейный; 1-3 — каналы



Рис. 7.30. Графическое обозначение нормально открытых распределителей:  
а — двухлинейный; б — трехлинейный; 1-3 — каналы

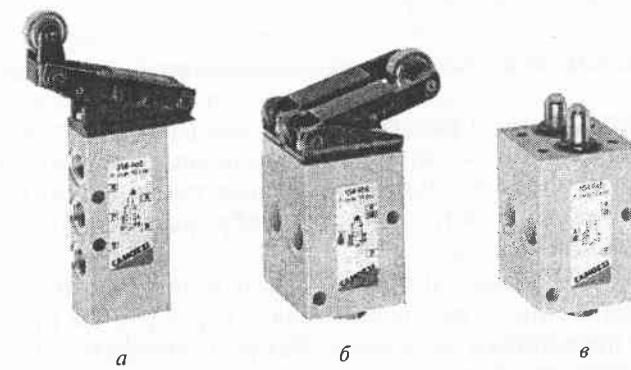


Рис. 7.31. Распределители с механическим управлением:  
а — ролик с ломающимся рычагом; б — ролик/рычаг; в — плунжер

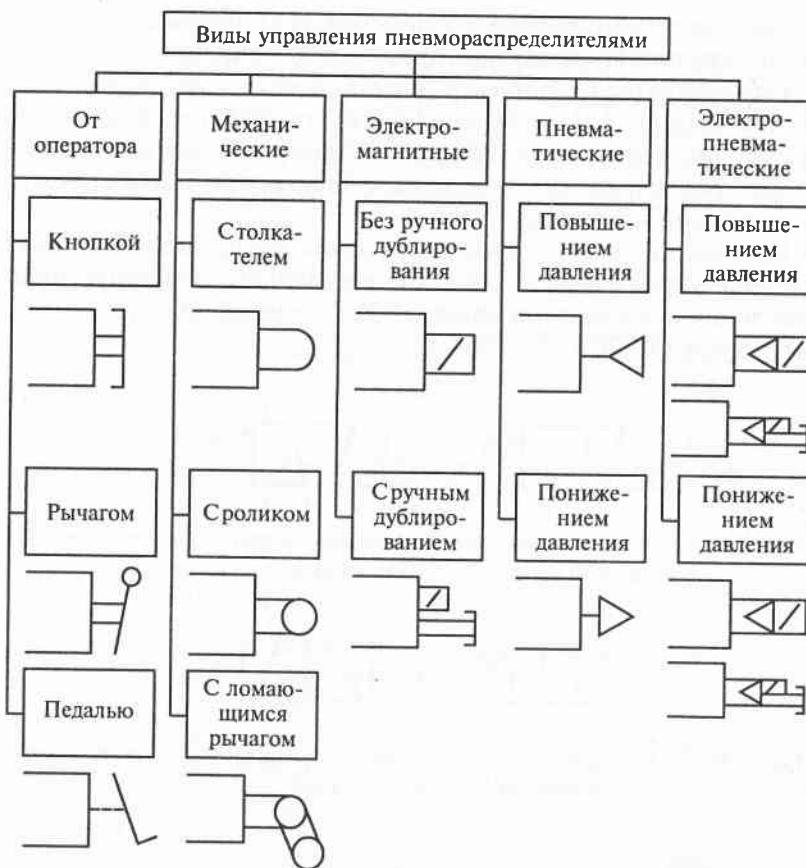


Рис. 7.32. Классификация видов управления распределителями

При изображении распределителя сначала чертят позиции в виде прямоугольников, затем в каждой позиции указывают каналы и стрелки, определяющие направление течения сжатого воздуха, справа и слева крайних позиций изображают вид привода распределительного органа.

На рис. 7.33 приведен пример изображения двухпозиционного четырехлинейного распределителя с управлением от электромагнита и пружинным возвратом. На принципиальных пневматических схемах распределители изображают в таком положении, когда привод находится в исходном положении. Для того чтобы

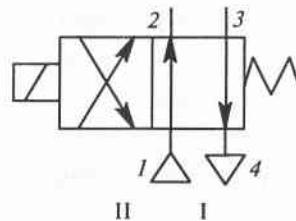


Рис. 7.33. Пример изображения двухпозиционного четырехлинейного распределителя с управлением от электромагнита и пружинным возвратом:  
I, II — позиции; 1—4 — каналы

представить себе состояние выходов распределителя при наличии управляющего воздействия, необходимо мысленно сместить позиции распределителя, оставив линии связи на прежнем месте.

В позиции I к каналу 1 подведено питание, и это же давление питания действует на выходе 2. В то же время выход 3 соединен с каналом 4 и атмосферой. Электромагнит обесточен и позицию фиксирует пружина. При подаче сигнала управления на электромагнит рабочей становится позиция II. При этом давление питания из канала 1 подается на вход 3, а выход 2 сообщается с каналом 4 и атмосферой.

Наибольшее распространение в промышленной практике получили следующие типы распределительных устройств: клапанные, с цилиндрическим золотником, с плоским золотником и крановые. Все эти распределители выполняются как для навесного монтажа, так и для стыкового монтажа.

Наибольшую сложность при проектировании пневматических систем представляет выбор распределителей с требуемыми расходными характеристиками и быстродействием. Для приближенного выбора пропускной способности распределителя, управляющего работой пневмоцилиндра при постоянном коэффициенте нагрузки на штоке и минимальном сопротивлении потоку в трубопроводах и их соединениях, можно воспользоваться формулой

$$K_V = \frac{127 F S p}{t_s \sqrt{\Delta p(p - \Delta p)}},$$

где  $K_V$  — пропускная способность распределителя;  $F$  — площадь поршня;  $S$  — ход поршня;  $t_s$  — заданное время перемещения поршня;  $p$  — абсолютное давление питания;  $\Delta p$  — перепад давление на распределителе.

При этом предполагается, что площадь поршня выбрана из условия

$$\chi = \frac{R}{\Delta F} = 0,5,$$

где  $\chi$  — безразмерная нагрузка;  $R$  — постоянная сила сопротивления перемещению поршня.

Для определения  $K_V$  значение  $\Delta p$  в большинстве случаев следует принимать  $\Delta p = 0,03$  МПа; если уменьшение размера и массы имеют первостепенное значение, можно увеличить  $\Delta p$  до 0,08 МПа, если  $K_V$  выбирают с запасом — уменьшить до 0,015 МПа. Обычно пропускную способность распределителя выбирают с некоторым запасом, особенно при высоких и средних скоростях движения поршня, когда требуется его торможение в конце хода, и при длинных трубопроводах.

На рис. 7.34 представлен обратный клапан серии VNR компании CAMOZZI S.p.a.

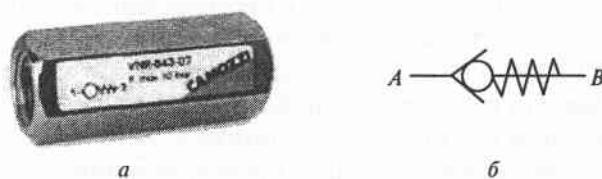


Рис. 7.34. Обратный клапан серии VNR:

а — внешний вид; б — графическое обозначение клапана на корпусе

Такие клапаны предназначены для пропускания сжатого воздуха только в одном направлении. Конструкция клапанного типа с пружиной позволяет работать при малых перепадах давления на входе-выходе.

Данные о моделях обратных клапанов серии МТК сведены в табл. 7.9.

По исполнению запорного элемента пневмоклапаны выпускают с конусным, плоским и сферическим элементом. Пневмоклапаны с плоским и сферическим элементами обеспечивают меньшее гидравлическое сопротивление потоку сжатого воздуха, но более трудоемки в изготовлении. Подъем запорного элемента обычно выполняют в пределах, обеспечивающих  $(0,6...1)F_t$ , где

Таблица 7.9

Модель	Присоединение	Номинальный расход воздуха, Нл/мин*
VNR-205 — M5	M5	150
VNR-210 — 1/8	G1/8	600
VNR-843 — 07	G1/4	1400

\*  $H$  — номинальные условия, когда  $Q_n$  определен при давлении 0,6 МПа и  $\Delta p = 0,1$  МПа.

$F_t$  — площадь сечения присоединяемого трубопровода. Обратные пневмоклапаны без пружины в целях уменьшения аэродинамического сопротивления обычно используют для больших проходных сечений ( $D_y > 25$  мм). Их рекомендуется устанавливать вертикально седлом запорного элемента вниз.

Пневмоклапаны быстрого выхлопа служат для повышения быстродействия пневмопривода путем уменьшения сопротивления выходной линии, а также для быстрого сброса давления из емкостей, заполненных сжатым воздухом.

На рис. 7.35 представлен клапан быстрого выхлопа серии VSO компании CAMOZZI S.p.a.

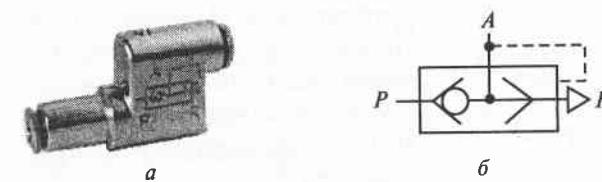


Рис. 7.35. Клапан быстрого выхлопа:

а — общий вид VSO 426-04; б — графическое обозначение

Конструкция клапанов позволяет крепить их на электромагнитных распределителях со встроенным соединением Ø 4 или в разрыв пневматического трубопровода. В выходное отверстие А рекомендуется устанавливать глушитель (см. рис. 7.35).

Технические характеристики моделей клапанов сведены в табл. 7.10.

Таблица 7.10

Модель клапана	Присоединение	Номинальный расход, Нл/мин		Рабочее минимальное давление, МПа
		из Р → А	из А → Р	
VSO 425 — M5	M5	50	100	0,1
VSO 426 — 04	Ø 4			
VSC 588 — 1/8	G 1/8	650	1000	0,05
VSC 544 — 1/4	G 1/4	1100	1900	0,03
VSC 522 — 1/2	G 1/2	4500	6300	0,02

Схема применения пневмоклапана быстрого выхлопа представлена на рис. 7.36.

Пневмоклапан обеспечивает увеличение скорости втягивания штока пневмоцилиндра 1 под действием пружины. При включении пневмораспределителя 5 сжатый воздух проходит через клапан быстрого выхлопа 3, который беспрепятственно пропускает его в поршневую полость цилиндра по трубопроводу 2, обеспечивая перемещение поршня вправо. При выключении пневмораспределителя 5 давление в трубопроводе 4 падает, клапан быстрого выхлопа 3 переключается, обеспечивая быстрый выпуск воздуха из полостей пневмоцилиндра в атмосферу, минуя трубопровод 4 и пневмораспределитель 5.

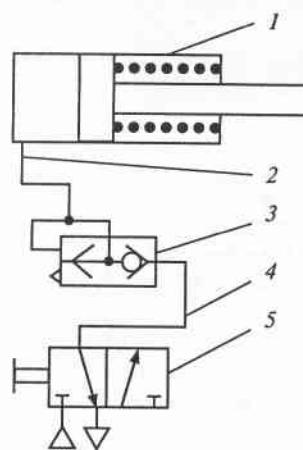


Рис. 7.36. Пример применения пневмоклапана быстрого выхлопа:

1 — пневмоцилиндр; 2, 4 — трубопроводы; 3 — клапан быстрого выхлопа; 5 — пневмораспределитель

Пневмоклапаны последовательности предназначены для контроля рабочего цикла по давлению (разности давлений) в пневматических системах управления путем выдачи пневматического сигнала при возрастании контролируемого давления (разности давлений) до заданной величины.

Возвратно-поступательное движение механизмов широко используется

в производстве. Один из возможных вариантов управления рабочим органом механической ножовки может быть осуществлен пневмоцилиндром. Схема управления пневмоцилиндром с использованием клапанов последовательности представлена на рис. 7.37.

Блок управления цилиндром состоит из трехлинейного двухпозиционного распределителя с фиксатором 1, двух клапанов последовательности 2 и 4, четырехлинейного двухпозиционного распределителя 5.

В исходном положении шток цилиндра 3 втянут (крайнее правое положение). Воздух с рабочим давлением питания  $p_{\text{пит}}$  поступает через распределитель 5 в штоковую полость цилиндра 3 и клапан 2. Давление в штоковой полости при останове поршня растет до значения, превышающего усилие пружины клапана 2. При этом клапан 2 открывается, а воздух из системы управления  $p_y$  поступает в пневмораспределитель 1.

В момент переключения пневмораспределителя 1 в положение «в» воздух с давлением управления  $p_y$  через распределитель 1 переключает пневмораспределитель 5 в положение «в». При этом штоковая полость цилиндра сообщается с атмосферой, а в поршневую часть цилиндра 3 подается рабочее давление. Шток перемещается влево до упора. В момент остановки штока давление

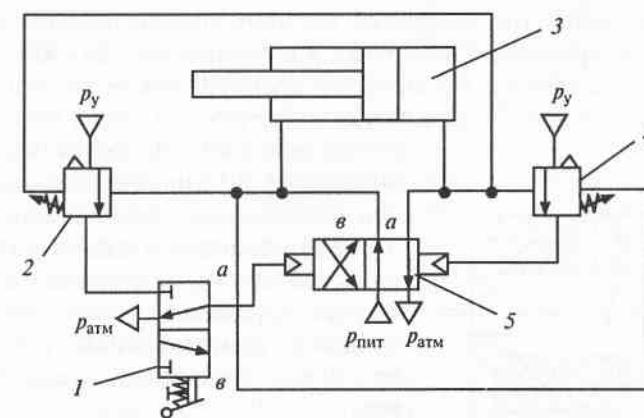


Рис. 7.37. Принципиальная схема управления пневмоцилиндром:  
1 — распределитель трехлинейный двухпозиционный с фиксатором; 2, 4 — клапаны последовательности; 3 — цилиндр двухстороннего действия; 5 — двухпозиционный четырехлинейный распределитель

повышается до значения, превосходящего сопротивление пружины клапана переключателя 4. Клапан срабатывает, воздух от устройства управления  $p_y$  переключает пневмораспределитель 5 в положение «а». Поршневая полость сообщается с атмосферой, рабочее давление подается в штоковую полость. Цикл повторяется.

Для остановки механизма необходимо распределитель 1 установить в положение «а».

Логический пневмоклапан ИЛИ предназначен для выдачи выходного пневматического сигнала при подаче одного или двух входных сигналов. Логический клапан И предназначен для выдачи выходного пневматического сигнала при наличии только двух входных сигналов.

В промышленности нашли применение пневмоклапаны с распределительными элементами шарикового, клапанного, золотникового и мембранных типов.

На рис. 7.38 представлен пневмоклапан ИЛИ с шариковым запорным элементом, выполненным из резины.

При подаче сжатого воздуха к каналу *B* шарик прижимается к седлу, отсекая отверстие *A* от выхода (канал *B*). Канал *B* при этом беспрепятственно сообщается с каналом *A*, находящимся под давлением. При подаче сжатого воздуха к каналу *A* и сообщении канала *B* с атмосферой шарик займет крайнее правое положение. Сжатый воздух в этом случае пройдет от канала *A* к каналу *B*.

Пневмоклапаны выдержки времени предназначены для изменения направления или пуска и останова потока сжатого воздуха через заданный промежуток времени после подачи управляющего сигнала. Современные конструкции таких пневмоклапанов содержат инерционное звено, состоящее из пневматической емкости и дросселя, пневмоклапана последовательности и пневматического распределителя, встроенных с общий корпус. Существуют конструкции, в которых пневмоклапан последовательности и распределитель отсутствуют.

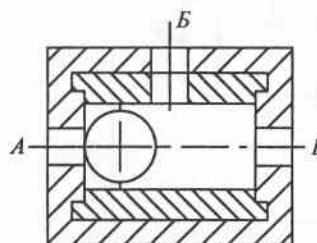


Рис. 7.38. Пневмоклапан ИЛИ с шариковым запорным элементом:

*A, B, В' — каналы*

Инерционное звено позволяет регулировать темп изменения давления путем настройки проходного сечения дросселя или объема пневмоемкости.

Постоянная времени инерционного звена определяется по соотношению

$$T_n = \frac{V}{\alpha R \Theta},$$

где  $T_n$  — постоянная времени;  $V$  — объем пневмоемкости;  $\alpha$  — проводимость дросселя;  $R$  — универсальная газовая постоянная;  $\Theta$  — абсолютная температура сжатого воздуха.

### 7.2.2. Пневматические дроссели, редукционные и предохранительные пневмоклапаны

Регулирующая пневмоаппаратура предназначена для изменения давления и расхода сжатого воздуха путем изменения величины открытия проходного сечения. К этой группе пневмоаппаратуры относятся: пневмодроссели, редукционные и предохранительные пневмоклапаны.

Пневматические дроссели применяют для изменения расхода путем создания местного сопротивления потоку сжатого воздуха. Различают дроссели постоянные (нерегулируемые), сопротивление которых (величина проходного сечения, форма и длина канала) не может быть изменена в процессе эксплуатации, и переменные (регулируемые), сопротивление которых можно изменять. Пневмодроссели используют главным образом для регулирования скорости пневмодвигателей и скорости заполнения и опорожнения емкостей с целью создания временных задержек.

Пневмодроссели обычно выполняют в виде отдельных регулируемых устройств и часто снабжают обратным клапаном, установленным параллельно дросселю. В последнем случае эти устройства называют пневмодросселями с обратным клапаном. Они дросселируют поток только в одном направлении, а поток воздуха противоположного направления протекает с небольшим сопротивлением, создаваемым обратным клапаном.

Например, пневмодроссель серии MCU/SCU (CAMOZZI S.p.a.) устанавливается непосредственно на цилиндре. Скорость двухстороннего цилиндра регулируется за счет свободного пропускания воздуха в полость цилиндра и дросселирующими выхлопом из него. Дроссели модели MVU/SVU могут располагаться на распределителе. Тип дросселя выбирается по расходным характе-

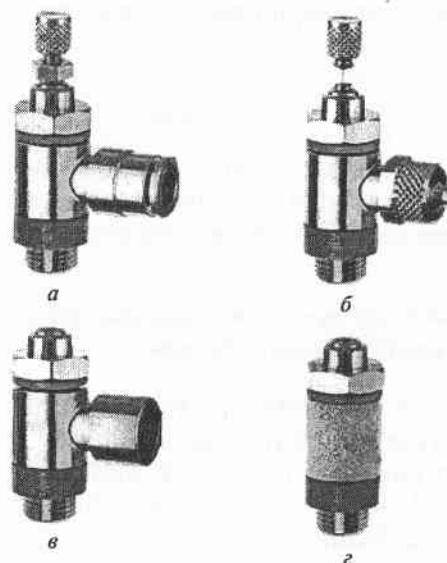


Рис. 7.39. Общий вид пневмодросселей:

*a* — серия NCU/6610, MVU, MCO; *б* — серия MCO/1670, MVO, MCO; *в* — серия SCU/2023; *г* — серия SCO/2905 (с глушителем)

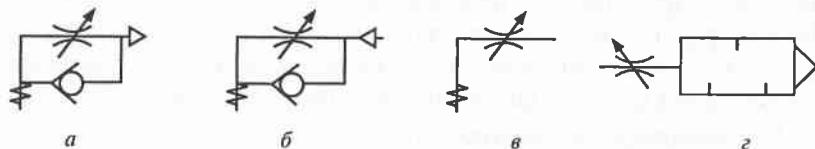


Рис. 7.40. Графические обозначения пневмодросселя (CAMOZZI S.p.a.):

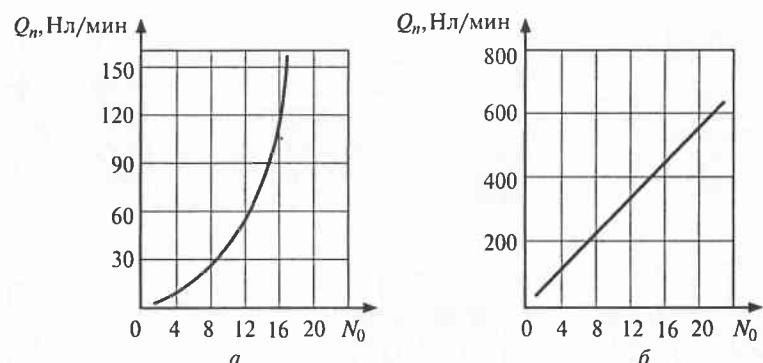
*а* — серия SCU; *б* — серия SVU; *в* — серия SCO; *г* — серия RSW

ристикам с учетом объема полости цилиндра и времени движения поршня цилиндра.

На рис. 7.39 представлены дроссели с обратным клапаном и без него.

Отсутствие в обозначении серии символа «U» свидетельствует о том, что дроссель данной модели не имеет обратного клапана.

На рис. 7.40 представлены графические обозначения пневмодросселя.

Рис. 7.41. Расходные характеристики дросселя с диаметром отверстия:  
*а* — 2,0 мм; *б* — 7,0 мм

Регулировка расхода воздуха в пневмодросселе (см. рис. 7.39, *а*, *б*) осуществляется винтом, а в других моделях (см. рис. 7.39, *в*, *г*) — отверткой.

В качестве примера на рис. 7.41 приведены зависимости расхода воздуха  $Q_n$  и количества оборотов винта  $N_0$ .

Регулируемые пневмодроссели бывают с ручным и механическим управлением. В пневмодросселях с механическим управлением (тормозной дроссель) расход воздуха зависит от величины перемещения управляющего элемента (штока, ролика), определяемого обычно профилем копира или кулачка, установленного на выходном звене пневмодвигателя.

По виду течения сжатого воздуха дроссели классифицируют на ламинарные и турбулентные. Ламинарные дроссели — это дроссели типа капилляра, а турбулентные — типа жиклера.

На рис. 7.42 представлены типы дросселей.

Для дросселей типа жиклера (см. рис. 7.42, *б*, *ж*, *з*, *и*) массовый расход сжатого воздуха вычисляют по формулам:

- для докритического режима течения при  $\frac{p_2}{p_1} \geq 0,528$

$$G = \mu F p_1 \sqrt{\frac{2}{RT} \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]},$$

где  $p_1$ ,  $p_2$  — соответственно давление до и после дросселя;  $\mu$  — коэффициент расхода дросселя;  $F$  — геометрическая площадь дрос-

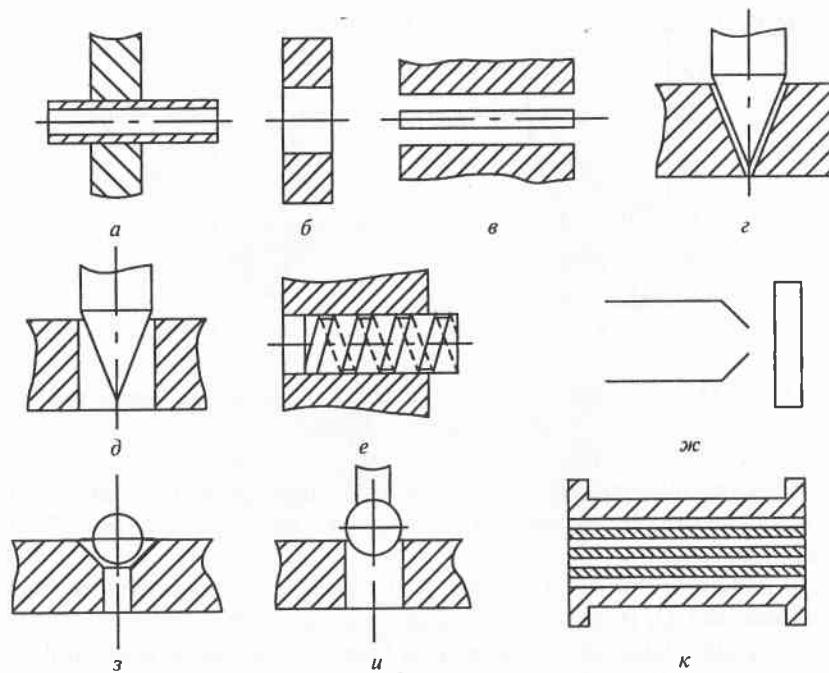


Рис. 7.42. Типы пневматических дросселей:

а — капилляр; б — жиклер; в — щелевой цилиндрический дроссель, г — конус—конус; д — конус—цилиндр; е — дроссель с переменной длиной канала; ж — сопло—заслонка; з — шарик—конус; и — шарик—цилиндр; к — сотовый дроссель

селя;  $k$  — показатель адиабаты (для воздуха  $k = 1,4$ );  $R$  — универсальная газовая постоянная;  $T$  — абсолютная температура сжатого воздуха;

- для надкритического режима при  $\frac{p_2}{p_1} < 0,528$

$$G = \mu F p_1 \sqrt{\frac{2}{RT} \frac{k}{k+1} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}}.$$

Представленные формулы для расчета массового расхода сжатого воздуха являются точными. Если допустима погрешность расчета расхода примерно в 3 %, то можно пользоваться более простыми формулами:

- при  $\frac{p_2}{p_1} \geq 0,528$

$$G = \mu F \sqrt{\frac{2}{RT} (p_1 - p_2) p_2};$$

- при  $\frac{p_2}{p_1} < 0,528$

$$G = \mu F p_1 \sqrt{\frac{1}{2RT}}.$$

Редукционный пневмоклапан предназначен для поддержания постоянного давления на выходе. Редукционные пневмоклапаны различают по следующим основным признакам: по типу нагрузочного элемента (пружина, давление с управлением от вспомогательного регулятора); по степени разгруженности редуцирующего клапана (со сбалансированной и не сбалансированной площадью клапана); по возможности сброса избыточного выходного давления воздуха (с клапаном сброса и без клапана сброса); по виду уплотнения редуцирующего клапана по седлу (с эластичными пружинами, с металлическими уплотняющими поверхностями); по типу чувствительного элемента (мембранные и поршневые).

При выборе редукционного пневмоклапана следует учитывать: давление воздуха в сети, необходимый диапазон регулирования выходного давления и его допустимые колебания; диапазон изменения расхода воздуха; возможность повышения давления воздуха сверх заданного значения и необходимость перенастройки с большего давления на меньшее путем сброса сжатого воздуха через редукционный пневмоклапан; необходимость дистанционного управления.

Наибольшее применение получили редукционные пневмоклапаны с пружинным нагрузочным элементом с диаметром условного прохода не более 25 мм. Редукционные пневмоклапаны с нагрузкой давлением сжатого воздуха имеют условные проходы 16...40 мм и более и обеспечивают лучшую стабилизацию давления, чем пневмоклапаны с пружинным нагрузочным устройством.

Редукционные пневмоклапаны с несбалансированным редуцирующим клапаном наиболее просты, и их применяют при относительно постоянном давлении в сети. Редукционные пнев-

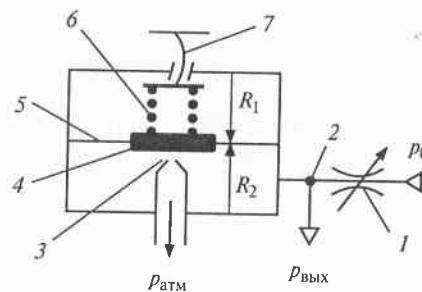


Рис. 7.43. Принципиальная схема редукционного пневмоклапана:

1 — входной дроссель; 2 — участок пневмолинии; 3 — дроссель сопла; 4 — заслонка (жесткий центр); 5 — мембрана; 6 — пружина; 7 — регулировочный винт

моклапаны со сбалансированным редуцирующим клапаном обеспечивают большую точность выходного давления при изменении выходного давления.

На рис. 7.43 представлена принципиальная схема редукционного пневмоклапана.

Все редукционные пневмоклапаны построены по принципу компенсации сил. При сжатии пружины создается заданное усилие  $R_1$ , с которым жесткий центр прижимается к соплу 3. Входной дроссель 1, участок пневмолинии 2 и выходной дроссель сопло—заслонка 3 представляет собой проточную камеру с постоянным дросселем на входе 1 и переменным на выходе 3. Жесткий центр мембранны при этом герметизирует сопло, и проточная камера превращается в глухую, заполнение которой осуществляется от линии питания с давлением  $p_0$ . Наступает момент, когда выходное давление, умноженное на эффективную площадь, создает усилие  $R_2$ . При этом  $R_1 = R_2$ . Неравенства этих сил не происходит потому, что если  $R_1 > R_2$ , то сопло закрывается и давление в глухой камере возрастает; если  $R_2 > R_1$ , то мембра поднимается вверх и глухая камера становится проточной, т. е. сообщается с атмосферой.

Предохранительные пневмоклапаны предназначены для защиты пневматической сети от перегрузки. Обычно пневмосеть предприятия предохраняют путем установки необходимых устройств на компрессорной станции, однако в ряде случаев это требуется и на отдельных участках сети. Принцип действия пневмоклапана основан на уравновешивании усилием пружины (или

весом груза) давления воздуха, действующего на запорно-чувствительный элемент.

Применяемые в пневмосистемах предохранительные пневмоклапаны различают по следующим основным признакам: по виду нагрузочного элемента — пружинного или грузового типа; по исполнению запорного элемента — с шариковым, коническим, плоским, мембранным элементом; по характеру управления открытием клапана — клапаны прямого действия, в которых запорный элемент выполняет роль чувствительного элемента, и клапаны с сервоуправлением, в которых основной клапан открывается по сигналу вспомогательного клапана, воспринимающего давление в пневмосистеме. Условный проход предохранительных клапанов прямого действия не превышает 25 мм. Устанавливают предохранительные клапаны параллельно линии нагнетания. Высокая надежность срабатывания является обязательным условием при оценке пригодности предохранительного клапана.

Величину настройки предохранительного клапана устанавливают на максимальное избыточное давление для сосудов: при рабочем давлении до 0,3 МПа —  $p_{\max} \leq p + 0,05$  МПа; от 0,3 до 6 МПа —  $p_{\max} \leq 1,15p$  МПа; при рабочем давлении выше 6 МПа —  $p_{\max} \leq 1,1p$  МПа.

## Тема 7.3. Принципиальные схемы пневмоприводов

### 7.3.1. Типовые схемы реверса пневмодвигателей

На рис. 7.44 представлены типовые схемы реверса пневмодвигателей.

На рис. 7.44, а приведен односторонний цилиндр, управляемый трехлинейным двухпозиционным распределителем. В изображенной позиции поршневая полость соединена с атмосферой, шток втянут под действием пружины. При переключении распределителя поршневая полость соединяется с источником питания и совершается рабочий ход поршня.

На рис. 7.44, б—г представлен дифференциальный пневмопривод двухстороннего действия. При левой позиции распределителя (рис. 7.44, б), правой позиции (рис. 7.44, в) и средней позиции распределителя (рис. 7.44, г) давление питания подается

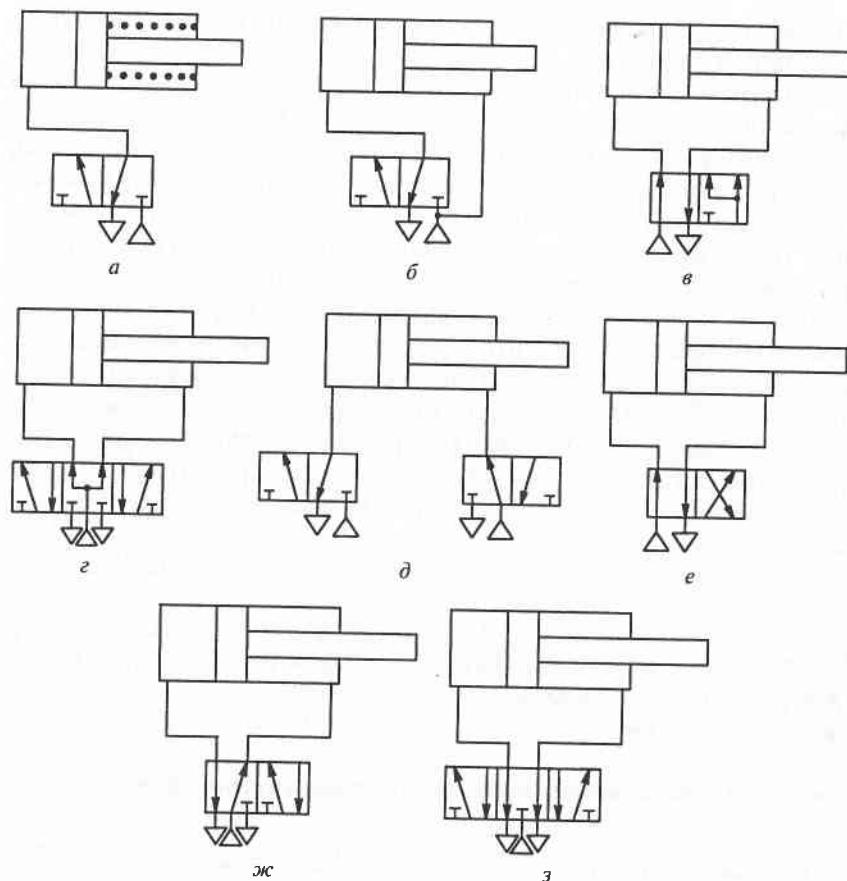


Рис. 7.44. Типовые схемы реверса пневмодвигателей:

*а* — односторонний пневмопривод; *б—з* — пневмопривод двухстороннего действия

одновременно в поршневую и штоковую полости. Вследствие разности площадей поршневой и штоковой полостей совершается ход вправо. Это, как правило, рабочий ход. Одновременное различие давления в поршневой и штоковой полостях создает жесткость приводу при знакопеременной нагрузке. При переключении упомянутых распределителей осуществляется возврат поршня в исходное положение. Особенность схемы, изображенной на рис. 7.44, *г* состоит в том, что для хода вправо можно ис-

пользовать две позиции: крайнюю левую и центральную. В первом случае поршневая полость соединена с питанием, а штоковая — с атмосферой, во втором случае обе полости соединены с питанием.

Широкими возможностями обладает схема, представленная на рис. 7.44, *д*. Оба распределителя имеют по две фиксированные позиции. Таким образом, существует четыре комбинации позиций распределителей, обеспечивающих перемещение поршня.

На схемах рис. 7.44, *е*, *ж* реверс пневмодвигателей осуществляется соответственно двухпозиционными четырех- и пятилинейными распределителями. Отличие схем состоит в том, что для регулирования скорости в схеме, приведенной на рис. 7.44, *е*, необходимы дроссели с обратными клапанами, а в схеме, приведенной на рис. 7.44, *ж*, — только выхлопные дроссели.

Схема, представленная на рис. 7.44, *з*, в центральной позиции при аварийной ситуации позволяет «обесточить» привод, т. е. одновременно соединить штоковую и поршневую полости с атмосферой.

### 7.3.2. Способы регулирования скорости пневмодвигателей

Скорости пневмодвигателей регулируют следующими способами:

- с использованием дросселей постоянного и переменного сечения, встроенных в пневмодвигатель, встроенных в напорную и выхлопную линии, управляемых по ходу перемещения привода;
- регулированием давления в напорной линии, выхлопной линии, в напорной и выхлопной линиях;
- перекрытием выхлопной полости на участке торможения без отключения рабочей полости от линии питания, с отключением рабочей полости от линии питания, с отключением от линии питания и сообщением рабочей полости с атмосферой на участке торможения;
- подачей в выхлопную полость сжатого воздуха без отключения рабочей полости от линии питания, с отключением рабочей полости от линии питания, с отключением от ли-

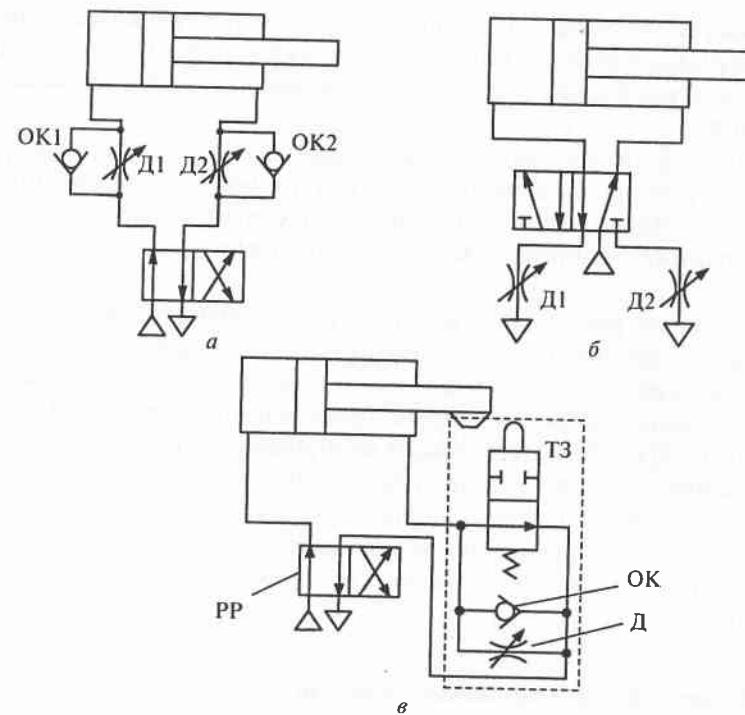


Рис. 7.45. Схемы регулирования скорости пневмодвигателей:  
ОК — обратный клапан; Д — дроссель; ТЗ — тормозной золотник; РР — реверсивный распределитель

ния питания и сообщением рабочей полости с выхлопной линией на участке торможения;

- с использованием пневмогидроцилиндров;
- с подключением емкости на входе без сброса в атмосферу, на выходе без отключения от линии питания, на входе с отключением от линии питания;
- с использованием амортизаторов механических (пружинных, резиновых), пневматических, гидравлических;
- комбинированные.

На рис. 7.45 показаны некоторые схемы регулирования скорости пневмодвигателей.

В схеме, приведенной на рис. 7.45, а, в линиях поршневой и штоковой полостей установлены дроссели с обратными клапана-

ми. В изображенной позиции распределителя наполнение поршневой полости осуществляется через обратный клапан ОК1, диаметр условного прохода которого, как правило, равен условному диаметру трубопровода, т. е. соединение напрямую. Разряжается штоковая полость через дроссель Д2, так как обратный клапан ОК2 закрывается. Таким образом, настройкой проводимости дросселя Д2 устанавливают скорость движения поршня вправо. Если изменить позицию распределителя, то штоковая полость наполняется через обратный клапан ОК2, а поршневая полость разряжается через дроссель Д1, которым и устанавливают скорость обратного хода.

На схеме, показанной на рис. 7.45, б, за счет использования пятилинейного распределителя можно использовать выхлопные дроссели Д1 и Д2. В этой схеме полость наполнения напрямую соединяется с линией питания, а полость выхлопа — с атмосферой через дроссель. Дроссель Д1 регулирует скорость влево, а дроссель Д2 — вправо.

В схеме, представленной на рис. 7.45, в, используется тормозной золотник ТЗ. Пока кулачок привода не достигнет тормозного золотника выхлоп осуществляется напрямую. При достижении тормозного золотника кулачком распределитель перебрасывается, отсекая пропускание воздуха через себя. При этом обратный клапан ОК закрывается, сжатый воздух проходит через дроссель Д и далее через реверсивный распределитель РР в атмосферу. Место расположения тормозного золотника и проводимость его дросселя обеспечивают время и интенсивность торможения. Если распределитель РР изменяет позицию, обратный клапан обеспечивает свободное наполнение штоковой полости. В пневмоприводе может быть установлено два тормозных золотника, что позволяет регулировать скорость прямого и обратного ходов.

### 7.3.3. Способы промежуточной остановки пневмодвигателей

В связи с сжимаемостью воздуха промежуточный останов пневмодвигателя является сложной задачей. На рис. 7.46 приведена схема останова одностороннего пневмопривода с реверсивным распределителем Р<sub>1</sub> и тормозным распределителем Р<sub>2</sub>. Если распределитель Р<sub>1</sub> обеспечивает подачу сжатого воздуха в порш-

невую полость и в пределах хода цилиндра его шток необходимо остановить, то для этого необходимо включить распределитель  $P_2$ , который заблокирует давление в поршневой полости и шток остановится. Конструкция требует высокой надежности и герметичности тормозного распределителя  $P_2$  и может быть использована для относительно небольших масс.

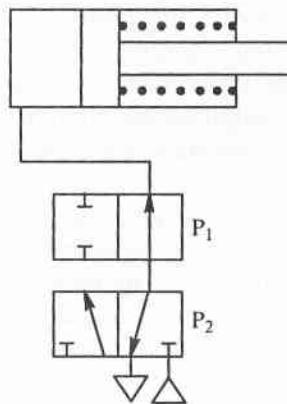


Рис. 7.46. Схема останова одностороннего пневмопривода:

$P_1$  — реверсивный распределитель;  $P_2$  — тормозной распределитель

Если инерция движущейся массы значительна и требуется высокая точность останова, используют схему, представленную на рис. 7.47. Для останова пневмодвигателя необходимо распределитель  $P_1$  установить в среднюю позицию, в результате чего поршневая и штоковая полости цилиндра Ц<sub>1</sub> будут сообщаться с атмосферой, а распределитель  $P_2$  установить в левую позицию. При этом штоковая полость тормозного цилиндра Ц<sub>2</sub> будет сообщаться с атмосферой, а сжатая пружина перемещать шток с антифрикционной накладкой Т тормозного цилиндра Ц<sub>2</sub>.

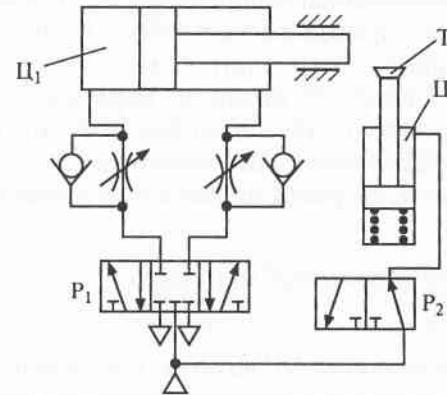


Рис. 7.47. Схема остановки пневмопривода со значительной инерцией движущейся массы:

$P_1$  и  $P_2$  — распределитель; Ц<sub>1</sub> и Ц<sub>2</sub> — пневмоцилиндр; Т — тормозная накладка

#### 7.3.4. Схема управления пневмодвигателями с контролем цикла по конечному положению

На рис. 7.48 представлена схема, обеспечивающая полуавтоматическую работу пневмопривода. Распределитель  $P_1$  обеспечивает реверс привода. При кратковременном нажатии на кнопку распределителя  $P_2$  его выходной сигнал достигает левой полости реверсивного распределителя  $P_1$ . В результате распределитель  $P_1$  занимает левую позицию. При этом поршневая полость пневмоцилиндра сообщается с линией питания, а штоковая — с атмосферой. Шток перемещается вправо и своим кулачком воздействует на шток распределителя  $P_3$ , который переключается и его выходной сигнал поступает в правую полость реверсивного распределителя  $P_1$ . В результате этого шток привода втягивается. При повторном нажатии на кнопку распределителя  $P_2$  цикл повторяется.

Для обеспечения автоматической работы пневмопривода можно рекомендовать схему, изображенную на рис. 7.49. Распределитель  $P_1$  управляет реверсом привода, распределитель  $P_2$  — пусковой, распределители  $P_3$  и  $P_4$  обеспечивают автоматическую работу привода. При этом управляющий сигнал через распределитель  $P_2$  и распределитель  $P_3$  подается в правый пневмоклапан распределителя  $P_1$ . Штоковая полость цилиндра Ц сообщается с атмосферой, и в поршневую полость подается воздух рабочего давления, шток перемещается вправо до распределителя  $P_4$ . В момент включения распределителя  $P_4$  управляющий сигнал подает-

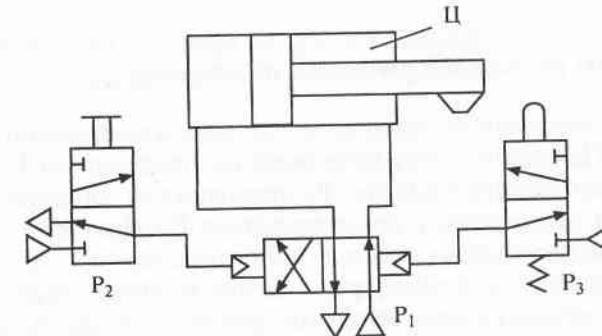


Рис. 7.48. Схема, обеспечивающая полуавтоматическую работу пневмопривода:

$P_1$ — $P_3$  — распределители; Ц — пневмоцилиндр

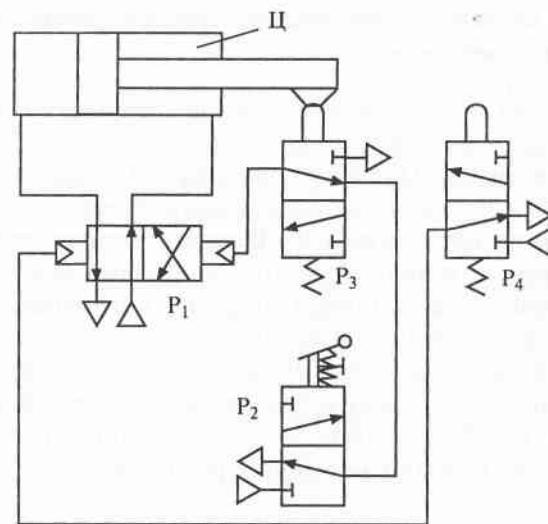


Рис. 7.49. Принципиальная пневматическая схема, обеспечивающая автоматическую работу привода:

P<sub>1</sub>—P<sub>4</sub> — распределители

ся в левый пневмоклапан распределителя P<sub>1</sub>, что приводит к его переключению. Штоковая полость подключается к рабочему давлению, а поршневая сообщается с атмосферой. Шток цилиндра Ц перемещается влево до переключателя P<sub>3</sub>, цикл повторяется. В автоматическом режиме привод работает до тех пор, пока включен распределитель P<sub>2</sub>.

### 7.3.5. Схемы управления приводом по времени

Схема управления приводом по времени представлена на рис. 7.50. При включении пускового распределителя P<sub>2</sub> сжатый воздух через распределитель P<sub>3</sub> поступает в правую полость управления реверсивного распределителя P<sub>1</sub>. При этом давление питания поступает в поршневую полость, штоковая полость при этом сообщается с атмосферой. Шток привода перемещается вправо и достигает своим кулачком распределителя P<sub>4</sub>, который перебрасывается.

Давление питания поступает на вход инерционного звена дроссель-емкость. В зависимости от значения емкости и прово-

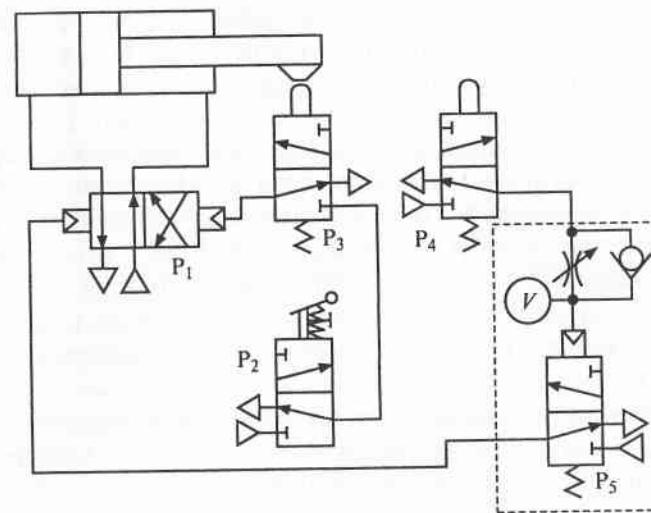


Рис. 7.50. Принципиальная пневматическая схема управления приводом по времени:

P<sub>1</sub>—P<sub>5</sub> — распределители

димости дросселя только через некоторое время давление на управляющем входе распределителя P<sub>5</sub> станет достаточным для его переключения. Таким образом на левом входе реверсивного распределителя P<sub>1</sub> управляющий сигнал появится с некоторой задержкой по времени.

### Тема 7.4. Расчет расхода воздуха и коэффициента суммарного сопротивления пневмопривода

Для нормального функционирования пневмопривода необходимо обеспечить соответствующее давление (обычно 0,4...0,6 МПа) и расход сжатого воздуха. Усилие, развиваемое приводом, пропорционально давлению, а скорость — расходу. Формулы для расчета расхода приводов одностороннего и двухстороннего действия приведены в разделе 7.1.6. Однако эти расчетные формулы описывают расход одного цилиндра. Если рассматривать систему приводов, то необходимо рассчитывать пропускную способность блока подготовки сжатого воздуха, обеспечивающего работу машины.

Для управления машинами-автоматами используются два типа систем управления: цикловая и контурная. В цикловой системе управления последующее движение выполняется после предыдущего. В этом случае необходимо оценить расход всех приводов и наибольший принять исходным для выбора элементов блока подготовки сжатого воздуха. Контурная система управления предполагает одновременное срабатывание двух или более приводов. В этом случае в соответствии с циклограммой работы машины-автомата необходимо выявить наиболее нагруженный по расходу тakt и величину этого расхода принять исходной для расчета и выбора элементов блока подготовки сжатого воздуха.

При движении сжатого воздуха по трубопроводам, арматуре и пневмоаппаратам наблюдаются потери давления. Общие потери давления оценивают по следующей формуле:

$$\Delta p = \Delta p_m + \Delta p_{\text{пут}},$$

где  $\Delta p$  — суммарные потери давления;  $\Delta p_m$  — местные потери давления;  $\Delta p_{\text{пут}}$  — путевые потери давления.

Местные потери давления имеют место при изменении направления движения воздуха (колено трубопровода, угольник, распределитель и т.д.), внезапном расширении и сжатии потока и рассчитываются по формуле

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

где  $\xi$  — коэффициент сопротивления;  $v$  — скорость воздуха.

Путевые потери давления — это потери на трение в системе трубопроводов. Они равны

$$\Delta p_{\text{пут}} = \xi_{\text{тр}} \frac{\rho v^2}{2},$$

где  $\xi_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d}$ ,  $\lambda$  — коэффициент трения,  $l$  и  $d$  — длина и диаметр трубопровода.

#### Вопросы для самопроверки

1. Перечислите достоинства и недостатки пневмоприводов.
2. Какие требования необходимо учитывать при выборе пневмоприводов?
3. Дайте определение пневматической системе.
4. Дайте классификацию пневмоприводов.
5. Опишите принцип работы пневмодвигателей.
6. Опишите классификацию пневмодвигателей.
7. Как классифицируют пневмодвигатели по виду управления?
8. Как работает пневмопривод одностороннего действия?
9. Опишите принцип работы поршневого пневмопривода двухстороннего действия.
10. Чем отличается мембранный привод от поршневого?
11. Какие параметры определяют при проектном расчете пневмоцилиндров?
12. Что определяют при поверочном расчете пневмоцилиндров?
13. На какие две группы подразделяют пневмоцилиндры?
14. Как определяют диаметр зажимных и транспортирующих пневмоцилиндров?
15. Как определяют параметры специальных пневмоцилиндров?
16. Опишите последовательность расчета мембранных пневмоцилиндра?
17. Что является целью расчета динамических характеристик привода?

## Раздел 8

### Комбинированные приводы

#### Тема 8.1. Принципиальные схемы комбинированных пневмоприводов

Пневмогидравлические приводы являются весьма перспективными, они наиболее удобны для получения больших усилий зажима, так как используется энергия сжатого воздуха нормального диапазона давлений цеховых магистралей.

По сравнению с электрогидроприводами пневмогидравлические приводы имеют следующие преимущества:

а) создают и поддерживают в течение длительного времени высокое давление масла без расхода пневматической энергии и образования теплоты в гидросистеме; воздух расходуется только при перемещении поршней гидроцилиндров приспособлений, т. е. в период зажима и разжима заготовок;

б) управление гидравлической системой осуществляется управлением пневматической системой, что исключает наличие дорогостоящей гидравлической распределительной и контрольно-регулирующей аппаратуры и, следовательно, уменьшает утечки масла в гидросистеме;

в) более просты и компактны;

г) отсутствуют вращающиеся части;

д) обладают низким уровнем шума.

Источники давления подразделяются на: пневмогидравлические усилители, нагнетающие масло из гидроцилиндра усилителя в гидродвигатели; приспособлений для подачи сжатого воздуха в поршневую полость пневмоцилиндра усилителя; пневмогидравлические насосы, беспрерывно нагнетающие масло из резервуара в гидродвигатели приспособлений как при прямом, так и при обратном ходе поршня пневматического цилиндра. Пневмогидравлические усилители в свою очередь делят на одноступенчатые (прямого действия) и двухступенчатые (последовательного действия).

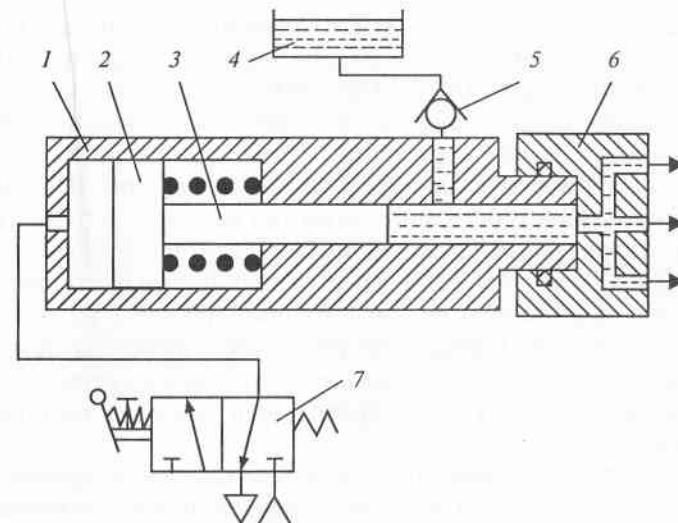


Рис. 8.1. Схема одноступенчатого пневмогидравлического усилителя:  
1 — корпус; 2 — поршень; 3 — шток; 4 — емкость; 5 — обратный клапан; 6 — коллектор; 7 — распределитель

На рис. 8.1 представлена схема одноступенчатого пневмогидравлического усилителя. В него входит корпус 1, в котором расположены поршень 2 пневматического цилиндра, шток 3, являющийся плунжером гидравлического цилиндра. Для компенсации утечек жидкости гидравлической ветви имеется емкость 4, выход которой соединен с гидроцилиндром через обратный клапан 5. Выход гидроцилиндра соединен с коллектором 6, к которому подходят трубопроводы исполнительных гидравлических цилиндров.

Работает усилитель следующим образом. При включении распределителя поршень пневмоцилиндра перемещается вправо, сжимая возвратную пружину, а шток нагнетает масло в гидросеть. При возвращении распределителя 7 в исходное состояние поршневая полость сообщается с атмосферой, сжатая пружина возвращает поршень и шток. Пневмогидравлический усилитель фирмы Spencer Franklin (Англия) имеет объем 65,5 см<sup>3</sup> и при давлении пневматического питания 0,5 МПа создает давление масла 15 МПа. Аналогичные усилители выпускают фирмы Narex (Чехия), Energraq (США), Power Jack (Англия), институт Оргстанкипром (Россия).

Одноступенчатые пневмогидравлические усилители применяют при небольшом рабочем объеме масла, т. е. при небольшом числе гидроцилиндров (1–3). При большем количестве цилиндров применяют двухступенчатые пневмогидравлические усилители (последовательного действия). Такие усилители состоят из двух гидроцилиндров высокого и низкого давления. Перемещение поршней гидроцилиндров зажимных устройств приспособления и предварительный зажим обрабатываемой заготовки осуществляется маслом, поступающим из цилиндра низкого давления, а окончательный зажим — маслом, поступающим из цилиндра высокого давления. Управление усилителем производится четырехходовым пневматическим распределительным краном. Усилитель работает по циклу: предварительный зажим — окончательный зажим — разжим.

Двухступенчатые усилители обеспечивают значительное увеличение рабочего объема масла без существенного увеличения габаритных размеров, поскольку расход масла при подводе зажимных элементов и предварительном зажиме равен расходу сжатого воздуха.

## Тема 8.2. Основы расчета и выбор комбинированных пневмоприводов

Размеры одноступенчатого пневмогидравлического усилителя определяются в зависимости от давления масла  $p_m$  в гидросистеме, давления сжатого воздуха  $p_b$  и требуемого объема масла  $V_m$ .

Уравнение равновесия поршня усилителя с пневмоцилиндром двухстороннего действия при поступлении воздуха в поршневую полость без учета утечки масла имеет следующий вид:

$$p_b F_1 - p_m F_2 - T = 0,$$

где  $F_1$  и  $F_2$  — площади поршня и шток-плунжера усилителя;  $T$  — сила трения уплотнений поршня и штока.

Давление масла определяется по формуле

$$p_m = \frac{p_b F_1 - T}{F_2} = \frac{p_b F_1}{F_2} (1 - A) = \frac{p_b F_1}{F_2} \eta,$$

## Тема 8.2. Основы расчета и выбор комбинированных пневмоприводов 305

или

$$\frac{p_m}{p_b} = \frac{F_1}{F_2} \eta = \frac{D^2}{d^2} \eta,$$

где  $A = \frac{T}{p_b F_1}$ ;  $\eta$  — КПД усилителя;  $D$  и  $d$  — диаметр поршня и шток-плунжера

При расчетах давление сжатого воздуха  $p_b$  принимают равным 0,4...0,5 МПа,  $\eta = 0,8$ —0,9, а диаметр шток-плунжера  $d = 30$ ...50 мм.

Диаметр поршня рассчитывают по формуле

$$D = d \sqrt{\frac{p_m}{p_b \eta}}.$$

Ход поршня определяется в соответствии с требуемым объемом масла в гидроцилиндре усилителя:

$$L = \frac{4V_m}{\pi d^2} = 1,27 \frac{V_m}{d^2},$$

где  $V_m$  — объем масла в гидравлическом цилиндре усилителя,

$$V_m \geq V_u + V'_m + \Delta V_m,$$

где  $V_u$  — объем масла, необходимый для заполнения гидроцилиндров приспособлений,

$$V_u = \frac{\pi}{4} \sum_{i=1}^n D_{ui}^2 L_{ui},$$

где  $n$  — количество цилиндров;  $D_{ui}$  — диаметр цилиндра;  $L_{ui}$  — ход поршня цилиндра;  $V'_m$  — объем масла, рекомендуемый на объемное расширение трубопроводов и шлангов, гидроцилиндров, деформацию зажимных механизмов и утечки;  $\Delta V_m$  — изменение объема масла вследствие его сжатия,

$$\Delta V_m = \frac{p}{E_m} V_0,$$

где  $E_m$  — модуль упругости масла;  $V_0$  — объем масла в замкнутой гидросистеме при атмосферном давлении,

$$V_0 = V_m + V_{tp} + V_p,$$

где  $V_{tp}$  и  $V_p$  — объем масла в трубопроводе и поршневых полостях гидроцилиндров.

Практически сжимаемость масла незначительна, однако при наличии в нем нерастворенного воздуха его сжимаемость значительно возрастает.

Введем обозначение  $\eta_{ob}$  — объемный КПД, который принимают равным 0,9...0,95, тогда

$$\eta_{ob} = \frac{V_u}{V_u + V'_m + \Delta V_m} = \frac{V_u}{V_m}.$$

Требуемый ход поршня усилителя равен

$$L = \frac{4V_u}{\pi d^2} \frac{1}{\eta_{ob}} = \frac{\pi L_u D_u^2}{d^2 \eta_{ob}} = (1,1 \dots 1,05) n L_u \frac{D_u^2}{d^2},$$

где  $n$  — количество цилиндров (при одинаковых диаметрах и ходах штоков).

При наличии резервуара для пополнения утечек масла ход поршня усилителя составит

$$L = \frac{4V_u}{\pi d^2 \eta_{ob}} + L_1,$$

где  $L_1$  — расстояние от крайнего положения шток-плунжера до положения, при котором перекрывается отверстие, соединяющее гидроцилиндр усилителя с резервуаром.

Объем масла в гидроцилиндре усилителя, а следовательно, и ход поршня следует предусматривать несколько больше расчетного, так как в противном случае заготовка может оказаться не зажатой в результате недостаточности объема масла из-за наличия нерастворенного воздуха, а также при применении гибких шлангов из-за их большого объемного расширения.

Рабочий объем сжатого воздуха  $V_b$  пневмоцилиндра усилителя связан с объемом масла  $V_m$  следующим соотношением:

$$\frac{V_b}{V_m} = \frac{F_1 L}{F_2 L} = \frac{D^2}{d^2} = \frac{p_m}{p_6 \eta}.$$

Требуемый объем сжатого воздуха при зажиме заготовки

$$V_b = V_m \frac{p_m}{p_6 \eta},$$

поскольку

$$\frac{p_{abc}}{p_{atm}} = \left( \frac{V_{atm}}{V_b} \right)^n,$$

где  $p_{abc}$ ,  $p_{atm}$  — абсолютное и атмосферное давление воздуха;  $V_{atm}$  — объем воздуха при атмосферном давлении.

Следовательно,

$$V_{atm}^n = \frac{V_b^n p_{abc}}{p_{atm}}.$$

Откуда

$$V_{atm} = V_b \left( \frac{p_{abc}}{p_{atm}} \right)^{\frac{1}{n}}.$$

При изотермическом процессе

$$V_{atm} = V_b \frac{p_{abc}}{p_{atm}} = V_b (p_b + 1),$$

следовательно, объем воздуха, засасываемого компрессором из атмосферы, составит

$$V_{atm} = (p_b + 1) V_m \frac{p_m}{p_b \eta}.$$

При давлении сжатого воздуха 0,5 МПа

$$V_{atm} = 6 V_m \frac{p_m}{p_b \eta}.$$

При разжиме заготовки, т. е. при обратном ходе поршня усилителя, объем сжатого воздуха равен

$$V_{b1} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} L.$$

Таким образом, расход сжатого воздуха за один двойной ход поршня усилителя в 1 ч составит

$$Q = (V_B + V_{B1})K,$$

где  $K$  — количество заготовок, обрабатываемых в течение часа.

Объем масла гидравлического цилиндра низкого давления двухступенчатого усилителя определяется исходя из требуемого объема масла гидроцилиндров приспособления:

$$V_1 \geq \sum_{i=1}^n V_{ui} = \frac{\pi}{4} \sum_{i=1}^n D_{ui}^2 L_{ui}.$$

Объем масла гидроцилиндра высокого давления усилителя рассчитывается по следующей формуле:

$$V_2 = V_m + \Delta V_m.$$

Требуемый ход поршня равен

$$L = \frac{4}{\pi} \frac{V_m + \Delta V_m}{d^2} = \frac{4}{\pi} \frac{V_u}{d^2} \left( \frac{1}{\eta_{об}} - 1 \right) = (0,127 \dots 0,06) \frac{V_u}{d^2}.$$

В конструкции усилителя последовательного действия с перекрываемым шток-плунжером отверстием, соединяющим гидроцилиндр низкого давления с гидроцилиндром высокого давления, ход поршня определяется по формуле

$$L = (0,127 \dots 0,06) \frac{V_u}{d^2} + L_1.$$

Объем сжатого воздуха при предварительном зажиме заготовки равен объему масла, вытесняемому в гидроцилиндры приспособления, т. е.

$$V_{в.пред.в} = V_u.$$

Объем сжатого воздуха при окончательном зажиме равен

$$V_B = (V_m + \Delta V_m) \frac{P_m}{P_B \eta}.$$

Следовательно, по сравнению с усилителями прямого действия усилители последовательного действия будут более экономичными, так как требуемый расход воздуха у последних значительно меньше.

#### Вопросы для самопроверки

- Назовите достоинства пневмогидроприводов.
- Как подразделяются источники давления в пневмогидроприводах?
- Опишите устройство одноступенчатого пневмогидравлического усилителя.
- Где применяются одноступенчатые пневмогидравлические усилители?
- Перечислите преимущества двухступенчатых пневмогидравлических усилителей.
- От каких параметров зависят размеры одноступенчатого пневмогидравлического усилителя?
- Как определяется давление масла?
- Как определяется объем масла гидравлического цилиндра низкого давления двухступенчатого усилителя?
- Какие усилители экономичнее: прямого или последовательного действия?

## Список литературы

1. Бражников В.В., Филин В.М. Примерная программа учебной дисциплины «Гидравлика, пневматика и термодинамика» по спец. 2101 «Автоматизация технологических процессов и производств» для среднего проф. образования. — М.: ИПР СПО Минобразования России, 2003.
2. Волосухин В.А., Тищенко А.И. История инженерных искусств. — Новочеркасск: НГМА, 2001.
3. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов. — М.: Машиностроение, 1975.
4. Гидравлика и гидропривод / В.Г. Гейер, В.С. Дулин, А.Г. Боруменский, А.Н. Заря. — М.: Недра, 1981.
5. Гиргидов А.Д. Техническая механика жидкости и газа. — СПб.: Изд-во СПб ГТУ, 1999.
6. Каталог Камоцци 2005–2006. — М.: Камоцци, 2005.
7. Косиченко Ю.М., Храпковский В.А. Лабораторный практикум по гидравлике. — Новочеркасск: НГМА, 2004.
8. Кремлевский П.П. Измерение расхода и количества жидкости, газа и пара. — М.: Изд-во стандартов, 1980.
9. Кудрявцев А.И., Пятидверный А.П., Рагулин Е.А. Монтаж, наладка и эксплуатация пневматических приводов и устройств. — М.: Машиностроение, 1990.
10. Нуждин В.Ф., Водяник М.Г. Теория и проектирование приводов автоматических манипуляторов. — Новочеркасск: Изд-во НПИ, 1987.
11. Нуждин В.Ф., Нуждин А.В. Расчет и конструирование пневматических рапределителей. — Новочеркасск: ЮРГТУ, 2002.
12. Пневматические устройства и системы в машиностроении: справочник / под ред. Герц Е.В. — М.: Машиностроение, 1981.
13. Справочник по гидравлике / В.А. Большаков, Ю.М. Константинов, В.Н. Попов и др. — Киев: Вища школа, 1984.
14. Филин В.М., Филин Д.В. Шелушение зерна крупяных культур. Совершенствование технологического оборудования. — М.: ООО «ДеЛи принт», 2002.
15. Филиппов Е.Г. Гидравлика гидрометрических сооружений для открытых потоков. — Л.: Гидрометеоиздат, 1990.
16. Чугаев Р.Р. Гидравлика. — Л.: Энергоиздат, 1982.
17. Штеренлихт Д.В. Гидравлика. — М.: Энергоатомиздат, 2004.
18. Штеренлихт Д.В., Алышев В.М., Яковлева Л.В. Гидравлические расчеты. — М.: Колос, 1992.
19. Яковлева Л.В. Практикум по гидравлике. — М.: Агропромиздат, 1990.

## Оглавление

---

<b>От авторов</b>	3
О задачах профессионального образования в подготовке специалистов	4
<b>Введение в дисциплину</b>	7
<b>Раздел 1. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ ГИДРОСТАТИКИ</b>	11
Тема 1.1. Основные физические свойства жидкостей	11
1.1.1. Основные определения	11
1.1.2. Физические свойства жидкости	12
1.1.3. Определение вязкости жидкостей	15
Тема 1.2. Основные требования, предъявляемые к рабочим жидкостям. Характеристики рабочих жидкостей и их выбор	17
1.2.1. Рабочие жидкости гидроприводов	17
1.2.2. Основные параметры рабочей жидкости	19
1.2.3. Подбор рабочих жидкостей	20
Тема 1.3. Теоретические основы гидростатики	23
1.3.1. Понятие гидростатического давления	23
1.3.2. Основное уравнение гидростатики. Закон Паскаля	25
1.3.3. Давление жидкости на плоскую стенку	28
1.3.4. Давление жидкости на криволинейную поверхность	32
1.3.5. Закон Архимеда	34
Тема 1.4. Приборы для измерения давления, принцип действия	36
Тема 1.5. Гидростатические машины	41
1.5.1. Гидравлический пресс	41

1.5.2. Гидравлический аккумулятор	42
1.5.3. Гидравлические мультипликаторы	44
Вопросы для самопроверки	44
<b>Раздел 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ГИДРОДИНАМИКИ</b>	46
Тема 2.1. Основные понятия и определения гидродинамики	46
2.1.1. Основные задачи и понятия гидродинамики	46
2.1.2. Уравнение неразрывности потока	51
2.1.3. Режимы движения жидкости	53
Тема 2.2. Уравнение Бернулли и его практическое применение	56
2.2.1. Энергетический смысл уравнения Бернулли	56
2.2.2. Геометрический смысл уравнения Бернулли	61
2.2.3. Практическое применение уравнения Бернулли	63
Тема 2.3. Гидравлические сопротивления в трубопроводах	68
Тема 2.4. Расчет простых трубопроводов	74
Тема 2.5. Гидравлический удар в трубопроводах	80
Вопросы для самопроверки	84
<b>Раздел 3. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ НАСОСОВ И ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ</b>	86
Тема 3.1. Классификация, основные параметры насосов	86
3.1.1. Классификация и область применения основных типов насосов	86
3.1.2. Основные параметры насосов	87
Тема 3.2. Центробежные насосы	91
Тема 3.3. Поршневые насосы и гидродвигатели	99
Тема 3.4. Шестеренные и винтовые насосы	105
3.4.1. Шестеренные насосы	106
3.4.2. Винтовые насосы	112
Вопросы для самопроверки	114

---

<b>Раздел 4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ</b>	115
Тема 4.1. Классификация, основные понятия, термины и определения гидравлических приводов	115
4.1.1. Гидродинамические приводы	117
4.1.2. Объемные гидроприводы. Характеристики и принцип действия объемных гидроприводов	123
4.1.3. Неисправности объемных гидроприводов и их причины	123
4.1.4. Применение объемного гидропривода	127
4.1.5. Рабочие жидкости для гидроприводов	136
4.1.6. Гидростатические приводы	137
Тема 4.2. Условные графические обозначения элементов гидравлических приводов	138
Тема 4.3. Управляющая и регулирующая аппаратура гидроприводов	145
4.3.1. Классификация гидроаппаратов	145
4.3.2. Направляющая аппаратура. Распределители жидкости	146
4.3.3. Регуляторы давления	150
4.3.4. Регуляторы расхода	154
Тема 4.4. Вспомогательная аппаратура гидропривода	157
4.4.1. Кондиционеры	158
4.4.2. Теплообменные аппараты	159
4.4.3. Гидроемкости	159
4.4.4. Гидролинии	160
Тема 4.5. Принципиальные схемы гидроприводов	161
Вопросы для самопроверки	164
<b>Раздел 5. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕРМОДИНАМИКИ</b>	166
Тема 5.1. Идеальные и реальные газы	166
5.1.1. Основные понятия и определения	166
5.1.2. Основные параметры газов	167

---

5.1.3. Уравнение состояния идеального газа	168
5.1.4. Законы идеального газа	171
Тема 5.2. Основные законы термодинамики	172
5.2.1. Состав воздуха. Абсолютная и относительная влажность воздуха	172
5.2.2. Задачи термодинамики	172
5.2.3. Теплоемкость и способы ее определения	173
5.2.4. Первый и второй законы термодинамики	176
5.2.5. Тепловое расширение и сжатие газа	177
5.2.6. Понятие об энталпии и энтропии	178
5.2.7. Способы переноса тепла	179
5.2.8. Теплообменники. Назначение и принцип работы	188
5.2.9. Расчет и обоснование выбора теплообменников	196
Тема 5.3. Основные термодинамические процессы	201
5.3.1. Изохорный процесс	201
5.3.2. Изобарный процесс	203
5.3.3. Изотермический процесс	204
5.3.4. Адиабатный процесс	205
5.3.5. Политропный процесс	207
5.3.6. Циклы. Прямой и обратный циклы Карно	209
Вопросы для самопроверки	214
<b>Раздел 6. РАБОЧАЯ СРЕДА ПНЕВМОПРИВОДОВ</b>	216
Тема 6.1. Основные требования к рабочей среде и способы ее подготовки	216
6.1.1. Основные физические параметры сжатого воздуха и законы его изменения	216
6.1.2. Классы чистоты сжатого воздуха и области его применения	219

Тема 6.2. Оборудование для подготовки рабочей среды пневмоприводов . . . . .	223
6.2.1. Подготовка сжатого воздуха высокого, нормального и низкого давления . . . . .	223
6.2.2. Схемы подготовки воздуха требуемого класса чистоты . . . . .	230
Вопросы для самопроверки . . . . .	235
<b>Раздел 7. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ . . . . .</b>	<b>236</b>
Тема 7.1. Основные понятия и структурный состав пневмоприводов . . . . .	236
7.1.1. Классификация пневмоприводов по источнику рабочей среды, характеру движения выходного звена, возможности регулирования и циркуляции рабочей среды . . . . .	237
7.1.2. Классификация пневмодвигателей . . . . .	238
7.1.3. Структурный состав пневмоприводов . . . . .	238
7.1.4. Поршневой пневмопривод одностороннего действия . . . . .	242
7.1.5. Поршневой пневмопривод двухстороннего действия . . . . .	250
7.1.6. Расчет основных параметров поршневого привода . . . . .	257
7.1.7. Расчет основных параметров мембранныго привода . . . . .	262
7.1.8. Динамика пневматического привода . . . . .	265
Тема 7.2. Управляющая, регулирующая и вспомогательная аппаратура пневмоприводов . . . . .	275
7.2.1. Пневматические распределители, обратные клапаны, клапаны быстрого выхлопа, последовательности, логические клапаны и клапаны задержки времени . . . . .	275
7.2.2. Пневматические дроссели, редукционные и предохранительные пневмоклапаны . . . . .	285

Тема 7.3. Принципиальные схемы пневмоприводов . . . . .	291
7.3.1. Типовые схемы реверса пневмодвигателей . . . . .	291
7.3.2. Способы регулирования скорости пневмодвигателей . . . . .	292
7.3.3. Способы промежуточной остановки пневмодвигателей . . . . .	295
7.3.4. Схема управления пневмодвигателями с контролем цикла по конечному положению . . . . .	297
7.3.5. Схемы управления приводом по времени . . . . .	298
Тема 7.4. Расчет расхода воздуха и коэффициента суммарного сопротивления пневмопривода . . . . .	299
Вопросы для самопроверки . . . . .	301
<b>Раздел 8. КОМБИНИРОВАННЫЕ ПРИВОДЫ . . . . .</b>	<b>302</b>
Тема 8.1. Принципиальные схемы комбинированных пневмоприводов . . . . .	302
Тема 8.2. Основы расчета и выбор комбинированных пневмоприводов . . . . .	304
Вопросы для самопроверки . . . . .	309
<b>Список литературы . . . . .</b>	<b>310</b>

# ГИДРАВЛИКА, ПНЕВМАТИКА И ТЕРМОДИНАМИКА

РОДОСЛОВНОЕ ОБРАЗОВАНИЕ

ГИДРАВЛИКА, ПНЕВМАТИКА И ТЕРМОДИНАМИКА

ISBN 978 5 8199 0158 2



9785819901582