

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ  
«БАРАНОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

# ГИДРОПРИВОД И ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА

Курс лекций  
для студентов инженерных специальностей  
высших учебных заведений

Рекомендовано к печати научно-методическим советом  
университета

Барановичи  
РИО БарГУ  
2009

УДК 62-82(042.4)

ББК 30.123

Г46

С о с т а в и т е л ь

*В. Ф. Барышников*

Р е ц е н з е н т ы:

*А. М. Якимович*, кандидат технических наук, доцент БНТУ;

*В. А. Дремук*, кандидат технических наук, доцент БарГУ

**Г46** **Гидропривод и гидропневмоавтоматика** [Текст] : курс лекций для студентов инженер. специальностей высш. учеб. заведений / сост. В. Ф. Барышников. — Барановичи : РИО БарГУ, 2009. — 175, [5] с. — 80 экз. — ISBN 978-985-498-268-7.

Рассмотрены два раздела: 1) «Основы гидравлики», в котором изложены этапы развития науки, основные физические свойства жидкости, силы, действующие на жидкость, кинематика и динамика жидкости, а также приводятся основные уравнения гидравлики для решения практических задач в статике и динамике; 2) «Основы гидропривода», где изложены темы по изучению назначения, устройства, принципа работы, порядка эксплуатации и расчетов основных гидравлических устройств: насосов, направляющей и регулирующей аппаратуры, гидродвигателей, гидролиний и вспомогательных элементов приводов.

Предназначен для студентов специальностей 1-36 01 01 Технология машиностроения, 1-36 01 03 Технологическое оборудование машиностроительного производства, 1-53 01 01 Автоматизация технологических процессов и производств БарГУ и других вузов.

УДК 62-82(042.4)

ББК 30.123

ISBN 978-985-498-268-7

© БарГУ, 2009

## СОДЕРЖАНИЕ

|  |    |
|--|----|
| <i>Введение</i> .....  | 6  |
| <b>Р а з д е л I. ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ</b> .....  | 9  |
| <b>Т е м а 1. ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ</b> .....   | 9  |
| 1.1 Гидростатическое давление.....   | 12 |
| 1.2 Приборы для измерения давления.....  | 14 |
| 1.3 Закон Архимеда. Плавание тел .....   | 16 |
| Контрольные вопросы .....  | 18 |
| <b>Т е м а 2. КИНЕМАТИКА. ДИНАМИКА ЖИДКОСТИ</b> .....  | 18 |
| 2.1 Понятие о линиях и трубках тока. Расход элементарной струйки<br>и расход через поверхность. Уравнение неразрывности в разных<br>формах ..... | 18 |
| 2.1.1 Уравнение расхода.....   | 21 |
| Контрольные вопросы .....  | 22 |
| <b>Т е м а 3. УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ ДЛЯ ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТРУЙКИ<br/>ИДЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ</b> .....   | 23 |
| Контрольные вопросы .....  | 28 |
| <b>Т е м а 4. УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ ДЛЯ ПОТОКА РЕАЛЬНОЙ (ВЯЗКОЙ)<br/>ЖИДКОСТИ</b> .....   | 29 |
| 4.1 Порядок вывода уравнения Бернулли .....  | 29 |
| 4.2 Гидравлические потери (общие сведения).....  | 33 |
| 4.3 Режимы течения жидкости в трубах .....   | 36 |
| Контрольные вопросы .....  | 38 |
| <b>Т е м а 5. МЕСТНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ</b> .....   | 38 |
| 5.1 Общие сведения о местных сопротивлениях .....  | 38 |
| 5.2 Внезапное расширение русла .....   | 39 |
| 5.3 Постепенное расширение русла (трубы).....  | 42 |
| 5.4 Внезапное сужение русла (трубы).....   | 46 |
| Контрольные вопросы .....  | 48 |

|   |           |
|---|-----------|
| Т е м а 6. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ.....                                      | 48        |
| 6.1 Истечение жидкости через малые отверстия в тонкой стенке при постоянном напоре.....           | 48        |
| 6.2 Истечение жидкости при несовершенном сжатии.....  | 52        |
| 6.3 Истечение жидкости под уровень.....   | 54        |
| 6.4 Истечение жидкости через насадки при постоянном напоре.....                                   | 55        |
| 6.5 Истечение жидкости через отверстия и насадки при переменном напоре (опорожнение сосудов)..... | 59        |
| Контрольные вопросы.....  | 60        |
| <br>  |           |
| Т е м а 7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ.....   | 61        |
| 7.1 Простой трубопровод постоянного сечения.....  | 61        |
| 7.2 Последовательное соединение простых трубопроводов.....  | 64        |
| 7.3 Параллельное соединение простых трубопроводов.....  | 65        |
| 7.4 Разветвленное соединение трубопроводов.....   | 67        |
| 7.5 Сложные трубопроводы.....   | 69        |
| 7.6 Трубопроводы с насосной подачей жидкости.....   | 69        |
| 7.7 Выбор трубопроводов.....  | 73        |
| Контрольные вопросы.....  | 76        |
| <br>  |           |
| Т е м а 8. НЕУСТАНОВИВШЕЕСЯ ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ТРУБАХ ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР.....                   | 76        |
| 8.1 Неустановившееся движение жидкости в жестких трубах.....                                      | 76        |
| 8.2 Гидравлический удар.....  | 79        |
| Контрольные вопросы.....  | 85        |
| <br>  |           |
| <b>Р а з д е л II. ОСНОВЫ ГИДРОПРИВОДА.....</b>   | <b>86</b> |
| <br>  |           |
| Т е м а 1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИНАХ (НАСОСАХ).....                              | 86        |
| 1.1 Основные понятия и общие свойства объемных гидромашин.....                                    | 88        |
| 1.2 Основные технические показатели объемных насосов.....   | 89        |
| 1.3 Поршневые насосы (гидромашины).....   | 91        |
| 1.3.1 Основные понятия.....   | 91        |
| 1.4 Диафрагменные насосы.....   | 97        |
| Контрольные вопросы.....  | 97        |
| <br>  |           |
| Т е м а 2. Объемные Гидродвигатели.....   | 97        |
| 2.1 Гидроцилиндры.....  | 98        |
| 2.1.1 Гидроцилиндры одностороннего действия.....  | 98        |
| 2.1.2 Гидроцилиндры двустороннего действия.....   | 100       |
| 2.2 Расчет гидроцилиндров.....  | 102       |
| 2.3 Поворотные гидродвигатели.....  | 105       |
| Контрольные вопросы.....  | 106       |

|   |     |
|---|-----|
| Т е м а 3. НАПРАВЛЯЮЩАЯ ГИДРОАППАРАТУРА.....  | 107 |
| 3.1 Общие сведения .....  | 107 |
| 3.2 Гидрораспределители.....  | 107 |
| 3.3 Виды гидрораспределителей.....  | 113 |
| 3.3.1 Гидрораспределители с плоским золотником .....  | 113 |
| 3.4 Обратные клапаны .....  | 115 |
| Контрольные вопросы .....   | 116 |
| Т е м а 4. РЕГУЛИРУЮЩАЯ ГИДРОАППАРАТУРА .....   | 116 |
| 4.1 Клапаны давления. Предохранительные и редукционные клапаны. Рекомендации по монтажу и эксплуатации .....                                      | 116 |
| 4.2 Редукционные гидроклапаны.....  | 121 |
| Контрольные вопросы .....   | 123 |
| Т е м а 5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДРОССЕЛИ.....   | 124 |
| Контрольные вопросы .....   | 130 |
| Т е м а 6. ДРОССЕЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДА. СПОСОБЫ УСТАНОВКИ. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО МОНТАЖУ И ЭКСПЛУАТАЦИИ .....                                | 130 |
| 6.1 Дроссельное регулирование при последовательном включении дросселя.....  | 130 |
| 6.2 Дроссельное регулирование гидропривода при параллельном включении дросселя .....  | 134 |
| Контрольные вопросы .....   | 136 |
| Т е м а 7. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОПРИВОДА.....   | 136 |
| 7.1 Устройства для очистки масла.....   | 136 |
| 7.1.1 Фильтры.....  | 137 |
| 7.2 Сепараторы.....   | 140 |
| 7.2.1 Центробежные очистители жидкости (центрифуги) .....   | 141 |
| 7.2.2 Тонкослойное центрифугирование.....   | 142 |
| 7.2.3 Электростатические очистители жидкости .....  | 143 |
| Контрольные вопросы .....   | 144 |
| Т е м а 8. УПЛОТНЕНИЯ НЕПОДВИЖНЫХ И ПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ С ПОМОЩЬЮ МАЛЫХ ЗАЗОРОВ СОПРЯЖЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ, НАБИВОК, МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОЛЕЦ И МАНЖЕТ ..... | 144 |
| 8.1 Уплотнения неподвижных соединений (стыков).....   | 147 |
| 8.1.1 Уплотнения приработкой деталей и прокладками .....  | 147 |
| 8.2 Уплотнения подвижных соединений .....   | 150 |
| 8.3 Уплотнение вращающихся валов.....   | 153 |
| 8.4 Металлические поршневые кольца .....  | 154 |
| 8.5 Щелевые (бесконтактные) уплотнения .....  | 155 |
| Контрольные вопросы .....   | 156 |

|  |     |
|--|-----|
| Т е м а 9. ТРУБОПРОВОДЫ (ГИДРОЛИНИИ) .....   | 156 |
| 9.1 Жесткие металлические трубопроводы.....  | 156 |
| 9.2 Соединение труб. Соединительная арматура .....                                 | 157 |
| 9.3 Поворотные (шарнирные) соединения труб.....                                    | 159 |
| 9.4 Гибкие (эластичные) трубопроводы.....  | 159 |
| 9.5 Последовательность расчета трубопровода .....                                  | 160 |
| Контрольные вопросы .....  | 164 |
| Т е м а 10. РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ГИДРОПРИВО-<br>ДАХ. ГИДРОЕМКОСТИ ..... | 164 |
| 10.1 Требования к рабочим жидкостям.....   | 165 |
| 10.2 Основные характеристики жидкостей.....  | 166 |
| 10.3 Невоспламеняющиеся (огнестойкие) жидкости.....                                | 167 |
| 10.4 Высокотемпературные жидкости .....  | 167 |
| 10.5 Гидроемкости .....  | 168 |
| 10.6 Пневмогидравлические аккумуляторы.....  | 168 |
| 10.7 Расчет резервуара цилиндрической формы.....                                   | 169 |
| 10.7.1 Расчет толщины стенки резервуара.....                                       | 169 |
| Контрольные вопросы .....  | 171 |
| Т е м а 11. РАЗРАБОТКА ПНЕВМОПРИВОДОВ .....  | 171 |
| 11.1 Общая часть.....  | 171 |
| 11.2 Проектирование пневмопривода .....  | 174 |
| Контрольные вопросы .....  | 176 |
| Список источников .....  | 177 |

## *Введение*

Предметом изучения данной дисциплины являются гидравлика и гидроаппаратура, входящая в гидропневмоприводы.

Гидравлика — прикладная наука о законах равновесия и движения жидкостей, широко используемая в различных областях техники, так как дает методы расчета и проектирования разнообразных гидротехнических сооружений, гидромашин, а также других гидравлических устройств.

Одним из первых научных трудов по гидравлике является трактат Архимеда (287—212 гг. до н. э.) «О плавающих телах», в котором впервые были сформулированы основные законы о равновесии плавающих тел.

Значительным вкладом в развитие гидростатики явились исследования Б. Паскаля (1623—1662), в которых он изложил закон о передаче давления внутри жидкости. Большой вклад в развитие гидравлики внесли французские ученые Шези, Базен, Дарси и др. Начальному развитию гидродинамики послужили работы Галилея (1564—1642) и Ньютона (1643—1727). Дальнейшее развитие она получила в трудах Д. Бернулли (1700—1782) и Л. Эйлера (1707—1783).

Закономерностям движения жидкостей в условиях ламинарных и турбулентных режимов посвящены труды О. Рейнольдса, Л. Прандтля и Т. Кармана.

Профессор Н. Е. Жуковский (1847—1921) разработал теорию гидравлического удара в жестких трубах. Большую роль в развитии гидравлики сыграли работы академика Н. Н. Павловского (1848—1937), решившего многие основные вопросы равномерного и неравномерного движения жидкости.

Большой вклад в развитие гидромеханики внесли крупнейшие математики и механики XVIII в., члены Российской Академии наук Л. Эйлер и Д. Бернулли.

В конце XIX — начале XX в. начинается взаимный обмен методами прикладной гидравлики и гидромеханики.

В настоящее время гидравлика использует мощный математический аппарат гидромеханики, экспериментально полученные зависимости и коэффициенты в случаях, когда теоретические исследования явлений затруднены. В любой области промышленности проводятся гидравлические расчеты процессов, устройств и механизмов.

Особенно велико значение гидравлики в машиностроении, где приходится иметь дело с напорными трубопроводами и с давлением, отличным от атмосферного.

Гидросистемы, состоящие из насосов, трубопроводов, различных гидроаппаратов, широко используются в машиностроении в качестве систем жидкостного охлаждения, подачи топлива, смазочных и др.

В современных машинах широко применяются гидropередачи для передачи механической энергии и преобразования движения посредством жидкости, так как они по сравнению с передачами других видов (ременных, цепных, зубчатых и т. п.) имеют ряд существенных преимуществ: простоту преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное, возможность плавного (бесступенчатого) изменения соотношения скоростей входного и выходного звеньев, компактность конструкций и малую массу гидромашин при заданной мощности по сравнению, например, с электромашинами и др.

Гидropередачи, снабженные системами автоматического или ручного управления, образуют гидropриводы, которые благодаря перечисленным преимуществам широко используют в машиностроении.

Для повышения уровня комплексной механизации и автоматизации производства применяются различные гидравлические устройства, гидropневмоавтоматика и гидropриводы.

Книга построена таким образом, чтобы каждый студент мог самостоятельно, без помощи преподавателя, ликвидировать пробелы, которые есть в его знаниях. Некоторые явления, крайне трудно поддающиеся теоретическому анализу из-за сложности, исследуются экспериментальным путем, а результаты представляются в виде эмпирических формул.

В конце издания приводится список источников, которым студент может воспользоваться при более углубленном изучении определенных теоретических вопросов по данному курсу.

Пособие может быть полезно всем, кто интересуется проблемами гидropривода и гидropневмоавтоматики. Рекомендовано студентам инженерных специальностей высших учебных заведений.

# Раздел I

## ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ

### Тема 1. ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ

В целях упрощения теоретического изучения движения жидкости создано понятие воображаемой, идеальной жидкости, обладающей абсолютной подвижностью (текучестью) при отсутствии вязкости и абсолютной несжимаемостью. В идеальной жидкости слагающие ее частицы свободно перемещаются относительно друг друга из-за отсутствия сил сцепления между ними. Очевидно, что как при равновесии, так и при движении идеальной жидкости возникающие между ее частицами внутренние силы не могут быть растягивающими или касательными, а могут быть только сжимающими.

В природе реальные жидкости до некоторой степени сжимаемы и не характеризуются абсолютной подвижностью, они оказывают сопротивление касательным (сдвигающим) усилиям из-за наличия вязкости.

Жидкости в природе делятся на капельные и газообразные, легко изменяющие свою форму под действием сил самой незначительной величины. Капельные жидкости трудно поддаются сжатию. При изменении давления и температуры их объем изменяется весьма незначительно.

Газообразные жидкости (газы) обладают большой сжимаемостью, не оказывают сопротивления ни растягивающим, ни касательным усилиям и имеют малую вязкость, которая с повышением температуры увеличивается. Газы обладают значительной сжимаемостью.

Несмотря на это различие, законы движения капельных жидкостей и газов при определенных условиях можно считать одинаковыми. Основным из этих условий является малая скорость течения газа по сравнению со скоростью распространения в нем звука. Следовательно, сжимаемостью газа можно пренебречь.

Основными *характеристиками* жидкости являются: плотность  $\rho$ , удельный вес  $\gamma$ , температурное расширение  $\beta_t$  и вязкость ( $\nu$ ,  $\mu$ ).

**Плотность** — единица массы  $m$ , заключенная в единице объема  $V$ , кг / м<sup>3</sup>:

$$\rho = m / V.$$

**Удельный вес** — единица веса  $G$ , заключенная в единице объема  $V$ , Н / м<sup>3</sup>:

$$\gamma = G / V.$$

Плотность и удельный вес жидкости связаны между собой известным соотношением  $\gamma = \rho g$ , так как  $G = mg$ , Н.

Сжимаемость, или свойство жидкости изменять свой объем под действием давления, характеризуется коэффициентом  $\beta_v$ , м<sup>2</sup> / Н, объемного сжатия, который представляет собой относительное изменение объема, приходящееся на единицу давления, т. е.

$$\beta_v = -\frac{dV}{dP} \frac{1}{V}. \quad (1.1)$$

Для воды  $\beta_v = 1 / 21\,000$  м<sup>2</sup> / кН.

Знак «минус» в формуле обусловлен тем, что положительному приращению давления соответствует отрицательное приращение объема.

Рассматривая конечные превращения  $\Delta P = P - P_1$ ,  $\Delta V = V - V_1$  и считая  $\beta_v$  постоянным, получим

$$V \cong V_1(1 - \beta_v \Delta P).$$

Величина, обратная коэффициенту  $\beta_v$ , представляет собой модуль упругости  $E$ , МПа. Через модуль  $E$  и конечные разности формулу (1.1) можно переписать в виде зависимости

$$\frac{\Delta V}{V} = -\frac{\Delta P}{E},$$

которую называют *обобщенным законом Гука*.

Для капельных жидкостей модуль  $E$  несколько уменьшается с повышением температуры и увеличивается с повышением давления. Для воды при атмосферном давлении модуль  $E$  равен 2 000 МПа.

**Вязкость жидкости** — свойство жидкости сопротивляться сдвигу (скольжению) ее слоев. Данное свойство проявляется в том, что в жидкости при определенных условиях возникают касательные напряжения  $\sigma_\tau$ . Вязкость — свойство, противоположное текучести. Более вязкие жидкости (глицерин, смазочные масла и др.) являются менее текучими, а вода, бензин, керосин, спирт — более текучими.

Профиль скорости при течении вязко-стей жидкости изображен на рисунке 1.1.

Чем ближе к стенке, тем скорость жидкости меньше за счет трения (вязкости) между частицами жидкости и о стенки, вплоть до скорости  $v$ , равной 0.

Согласно гипотезе, высказанной впервые И. Ньютоном в 1686 году, а затем экспериментально обоснованной профессором Н. П. Петровым в 1883 году, касательное напряжение в жидкости  $\tau$ , Н / м<sup>2</sup>, зависит от ее рода и характера течения и при слоистом течении изменяется прямо пропорционально так называемому поперечному градиенту скорости:

$$\tau = \pm \mu \frac{dv}{dy} = \frac{T}{S}, \quad (1.2)$$

где  $\mu$  — коэффициент пропорциональности, получивший название

коэффициента динамической вязкости, Па · с (П — пуаз);

$dv$  — разность скоростей движения соседних слоев жидкости, м / с;

$dy$  — расстояния между осями соседних слоев, м;

$T$  — сила внутреннего трения, Н;

$S$  — площадь поверхности соприкосновения слоев, м<sup>2</sup>.

Из выражения (1.2) вытекает, что  $\mu = \tau \frac{dy}{dv}$ .

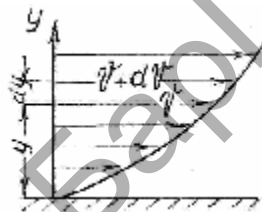


Рисунок 1.1 — Профиль скоростей при течении вязкой жидкости вдоль стенки

В практике гидравлических расчетов часто оперируют отношением динамической вязкости к плотности жидкости, называемым **кинематической вязкостью**,  $\nu$ , Ст ( $1 \text{ Ст} = 1 \text{ см}^2 / \text{с}$ ):

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

Одна сотая доля стокса называется сантистоксом (сСт).

## 1.1 Гидростатическое давление

**Гидростатика** — раздел гидравлики, в котором рассматриваются законы равновесия жидкостей и погруженных в них тел с целью применения этих законов для решения практических задач.

Вследствие текучести (подвижности частиц) в жидкости действуют силы не сосредоточенные, а непрерывно распределенные по ее объему или поверхности.

Жидкость, находящаяся в состоянии покоя, испытывает воздействие двух видов внешних сил: массовых (объемных) и поверхностных. Массовые силы приложены к каждой частице рассматриваемого объема и пропорциональны массе жидкости. К этим силам относятся силы тяжести и силы инерции. Поверхностными силами являются силы, действующие на поверхности рассматриваемого объема жидкости и при равномерном их распределении пропорциональные площади этой поверхности. Как следует из третьего закона Ньютона, с такими же силами, но в противоположном направлении жидкость действует на соседние с ней тела (рис. 1.2).



Рисунок 1.2 — Схема поверхностных сил

В общем случае поверхностная сила  $\Delta R$ , действующая на площадке  $\Delta S$ , направлена под некоторым углом к ней. Эту силу можно разложить на нормальную силу давления  $\Delta F$ , Н, и тангенциальную силу трения  $\Delta T$ , Н.

Как массовые, так и поверхностные силы в гидромеханике рассматривают обычно в виде единичных сил, отнесенных к соответствующим единицам.

Нормальное напряжение (напряжение силы давления) называется *гидромеханическим* (в случае покоя — гидростатическим) давлением, или просто давлением, обозначается буквой  $P$ , Н / м<sup>2</sup> (Па), рассчитывается по формуле

$$P = \Delta F / \Delta S .$$

Если давление отсчитывают от абсолютного нуля, то его называют *абсолютным*  $P_{\text{абс}}$ , а если отсчитывают от атмосферного давления, т. е. условного нуля, то его называют *избыточным*  $P_{\text{изб}}$  или манометрическим (рис. 1.3).

Абсолютное давление  $P_{\text{абс}}$  рассчитывается по формуле

$$P_{\text{абс}} = P_{\text{атм}} + P_{\text{изб}} .$$

Избыточное давление равно

$$P_{\text{изб}} = \rho gh = \gamma h .$$

За единицу давления в Международной системе единиц (СИ) принят паскаль (Па):

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

В технике продолжает применяться система единиц МКГСС (метр, килограмм-сила, секунда), в которой за единицу давления принимается 1 кгс / м<sup>2</sup>. Используют также внесистемные единицы — техническую атмосферу и бар:

$$1 \text{ атм} = 1 \text{ кгс} / \text{см}^2 = 10\,000 \text{ кгс} / \text{м}^2 = 0,1 \text{ МПа} = 10 \text{ м вод. ст.};$$

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па} = 1,02 \text{ атм}; 1 \text{ Па} = 0,102 \text{ кгс} / \text{м}^2, \text{ или } 1 \text{ кгс} / \text{м}^2 = 9,81 \text{ Па} .$$

На практике бывают случаи, когда гидростатическое давление в жидкости меньше атмосферного. Например, во всасывающей трубе насоса давление разреженного воздуха бывает меньше атмосферного, благодаря чему и происходит всасывание жидкости в рабочую камеру насоса. Та область, где гидростатическое давление меньше атмосферного, называется **областью вакуума**. Величина вакуума  $P_{\text{вак}}$  (вакууметрическое давление) определяется разностью между атмосферным  $P_{\text{атм}}$  и абсолютным давлением  $P_{\text{абс}}$  в жидкости:

$$P_{\text{вак}} = P_{\text{атм}} - P_{\text{абс}} .$$

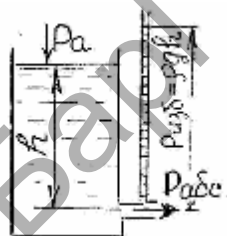


Рисунок 1.3 — Схема измерения абсолютного давления

Высота столба жидкости, измеряющая вакуумметрическое давление, называется *вакуумметрической высотой*, которая определяется по формуле

$$h_{\text{вак}} = P_{\text{вак}} / \gamma.$$

## 1.2 Приборы для измерения давления

Для измерения давления применяют различные приборы, тип и конструкция которых зависит от величины измеряемых давлений.

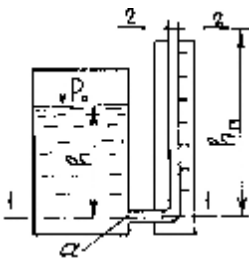


Рисунок 1.4 — Пьезометр

Все приборы для измерения давления могут быть разделены на следующие группы: пьезометры, жидкостные манометры, вакуумметры; механические манометры.

*Пьезометры* обычно представляют собой открытую сверху прямую стеклянную трубку диаметром более 6...8 мм, помещенную на измерительной шкале (рис. 1.4).

Высота столба жидкости между уровнями 1-1 и 2-2 соответствует пьезометрической высоте  $h_{\text{п}}$ , которая может быть определена из уравнения равновесия жидкости относительно плоскости 1-1:

$$P_0 + \gamma h = P_{\text{атм}} + \gamma h_{\text{п}},$$

$$h_{\text{п}} = \frac{P_0 - P_{\text{атм}}}{\gamma + h}. \quad (1.3)$$

Если пьезометр установлен в открытом сосуде, то уравнение (1.3) примет следующий вид:

$$h_{\text{п}} = h.$$

В *жидкостных манометрах* используется жидкость большей плотности, например ртуть, удельный вес  $\gamma_{\text{рт}}$  которой равен 13 600 кгс / м<sup>3</sup> (133 300 Н / м<sup>3</sup>).

Простейшим типом жидкостного манометра является U-образный ртутный манометр (рис. 1.5).

Избыточное давление на уровне 1-1 (в точке *a*) измеряется пьезометрической высотой  $h_{п}$ , а в закрытом сосуде на уровне 2-2 (точка *в*) равно

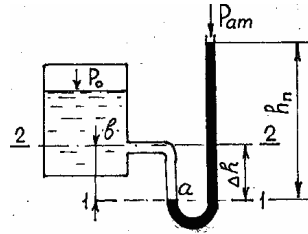


Рисунок 1.5 — Ртутный манометр

$$P = \gamma_{рт} (h_{п} - \Delta h),$$

где  $\Delta h$  — глубина понижения уровня ртути в левом колене трубки.

Например, если  $h_{п} - \Delta h = 0,9$  м, то  $P = 0,122$  МПа = 1,22 атм.

*Вакуумметры* служат для измерения давления, которое меньше атмосферного, и измеряют вакуум, т. е. недостаток давления до атмосферного (рис. 1.6).

Для измерения давления газа в сосуде 4 можно воспользоваться формулой

$$P_{атм} = P + \gamma_{рт} h_{рт},$$

откуда

$$P = P_{атм} - \gamma_{рт} h_{рт}.$$

Высота столба ртути, соответствующая вакууму, равна

$$h_{вак} = (P_{атм} - P) / \gamma_{рт}$$

или

$$P_{вак} = P_{атм} - P.$$

Приборы жидкостного типа применяются для измерения сравнительно небольших давлений, так как 0,1 МПа = 10 м вод. ст. (поэтому для измерения больших давлений нужны были бы трубки огромной высоты).

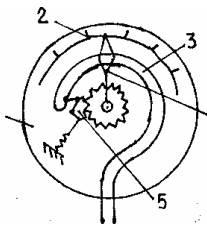


Рисунок 1.7 — Пружинный манометр:

- 1 — корпус;
- 2 — шкала;
- 3 — пружина (латунная трубка);
- 4 — стрелка;
- 5 — передаточный механизм

Механические манометры (пружинные и мембранные) используются для измерения больших давлений (рис. 1.7).

Пружинный манометр состоит из полый тонкостенной изогнутой латунной трубки (пружины) 3, один конец которой запаян и соединен с помощью тяги с передаточным механизмом 5, второй — открытый конец трубки — сообщается с сосудом, в котором замеряется давление. Под действием давления пружина частично распрямляется и через зубчатый механизм приводит в движение стрелку 4, по отклонению которой судят о величине давления. Такие манометры снабжают градуированной шкалой, показывающей избыточное давление, а иногда оборудуют самописцами, контактными сигнальными устройствами и др.

Распространены также мембранные манометры, в которых жидкость воздействует на тонкую металлическую (или из прорезиненной материи) пластинку-мембрану. Возникающая при этом деформация мембраны через систему рычагов передается стрелке, указывающей величину давления [2].

### 1.3 Закон Архимеда. Плавание тел

Твердое тело, полностью погруженное в жидкость, испытывает ее всестороннее давление, результирующая сила которого определяется по закону Архимеда: погруженное в покоящейся жидкости тело находится под действием вертикальной подъемной силы, равной весу жидкости, вытесненной этим телом.

Для доказательства данного закона представим некоторое тело цилиндрической формы (рис. 1.8), погруженное в жидкость и находящееся в равновесии.

Все горизонтальные силы, действующие на поверхность тела, взаимно уравновешиваются, поскольку каждой горизонтальной произвольно

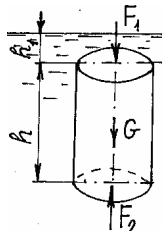


Рисунок 1.8 — К доказательству закона Архимеда

взятой силе давления всегда соответствует другая, действующая на цилиндрическую поверхность с противоположной стороны и равная первой.

Следовательно, остается рассмотреть лишь силы давления, действующие на нижнее и верхнее основания цилиндра площадью  $S$  в вертикальном направлении.

Сила  $F_1$ , Н, гидростатического давления, действующая на верхнее основание, равна

$$F_1 = \gamma h_1 S = \rho g h_1 S = P_1 S.$$

Сила  $F_2$ , Н, гидростатического давления, действующая на нижнее основание цилиндра, определяется по формуле

$$F_2 = \gamma h_2 S = \rho g h_2 S = P_2 S.$$

Кроме этих сил давления на погруженное тело будет оказывать воздействие сила его веса, равная

$$G = \gamma_r (h_2 - h_1) S = \gamma_r h S.$$

Тогда уравнение равновесия сил можно представить в следующем виде:

$$F_2 - F_1 - G = 0. \quad (1.4)$$

В данном выражении разность сил  $F_2 - F_1$  соответствует весу жидкости в объеме погруженного цилиндра:

$$F_2 - F_1 = \gamma (h_2 - h_1) S = h \gamma S.$$

Если  $F_2 - F_1 = F$ , то выражение (1.4) примет вид

$$F - G = 0.$$

Сила  $F$  называется *подъемной силой*, которая приложена в центре тяжести вытесненного объема жидкости, называемого *центром водоизмещения*, и направлена вертикально вверх.

Таким образом,

$$F = \gamma h S = \gamma V.$$

В зависимости от соотношения между весом  $G$  плавающего тела и подъемной силой возможны следующие три состояния тела, погруженного в жидкость:

1) если  $F > G$ , то  $F - G = R$ , т. е. равнодействующая направлена снизу вверх; в этом случае равнодействующая сила будет вынуждать тело всплывать вверх до тех пор пока сила  $F$  не станет равной  $G$  и  $R = 0$  (надводное плавание тела);

2) если сила  $F < G$ , то равнодействующая  $R$  будет направлена сверху вниз, поэтому тело будет погружаться в жидкость (тонуть);

3) если  $F = G$ , то  $R = 0$  и тело будет плавать в погруженном состоянии (подводное плавание тел).

### Контрольные вопросы

1. Что изучает гидравлика?
2. Что понимается в гидромеханике под термином «жидкость»?
3. Какими путями шло развитие механики жидкостей?
4. Какие силы действуют на объемы жидкости?
5. В чем проявляется вязкость жидкостей?
6. От чего зависит касательное напряжение в жидкости?
7. Какова задача кинематики жидкости?
8. Назовите основные свойства жидкостей.
9. Какие приборы применяются для измерения давления?
10. В чем физическая сущность закона Архимеда о плавании тел?

## Т е м а 2. КИНЕМАТИКА. ДИНАМИКА ЖИДКОСТИ

### 2.1 Понятие о линиях и трубках тока. Расход элементарной струйки и расход через поверхность. Уравнение неразрывности в разных формах

Кинематика жидкости существенно отличается от кинематики твердого тела, так как отдельные частицы в жидкой движущейся среде не связаны между собой жестко и движутся одна относительно другой.

Скорость в данной точке пространства, занятого движущейся жидкостью, является функцией координат этой точки, а иногда и времени. Таким образом, задачей кинематики жидкости является определение скорости в любой точке жидкой среды, т. е. нахождение поля скоростей.

Сначала рассмотрим движение так называемой идеальной жидкости, т. е. такой воображаемой жидкости, которая совершенно лишена вязкости. В такой невязкой жидкости (как и в неподвижных реальных жидкостях) возможен лишь один вид напряжений — нормальные напряжения сжатия, т. е. гидромеханическое давление, или просто давление.

Давление в движущейся идеальной жидкости обладает теми же свойствами, что и в неподвижной жидкости, т. е. на внешней поверхности жидкости оно направлено по внутренней нормали, а в любой точке внутри жидкости — по всем направлениям одинаково.

Течение жидкости может быть установившимся (стационарным) или неустойчивым (нестационарным).

**Установившимся** называется течение жидкости, неизменное по времени, при котором давление  $P$  и скорость  $\mathbf{v}$  являются функциями только координат, но не зависят от времени:  $P = f_1(x, y, z)$ ;  $\mathbf{v} = f_2(x, y, z)$ .

Пример установившегося течения — истечение жидкости из сосуда, в котором поддерживается постоянный уровень, или движение жидкости в трубопроводе, создаваемое центробежным насосом с постоянной частотой вращения вала.

**Неустановившимся** называется течение жидкости, все характеристики которого (или некоторые из них) изменяются по времени в точках рассматриваемого пространства:  $P = f_1(x, y, z, t)$ ;  $\mathbf{v} = f_2(x, y, z, t)$ .

Пример неустановившегося течения — быстрое опорожнение сосуда через отверстие в дне или движение во всасывающей или напорной трубе поршневого насоса (при возвратно-поступательном движении).

В дальнейшем будем рассматривать установившиеся течения и лишь некоторые частные случаи неустановившегося течения.

Траектории частиц жидкости при установившемся течении являются неизменными во времени. При неустановившемся течении

траектории различных частиц, проходящих через данную точку пространства, могут иметь разную форму.

Поэтому для рассмотрения картины течения, возникающей в каждый данный момент времени, вводится понятие линии тока (рис. 1.9).

**Линией тока** называется кривая, в каждой точке которой вектор скорости  $\mathcal{U}$  в данный момент времени направлен по касательной.

Очевидно, что в условиях установившегося течения линия тока совпадает с траекторией частицы и не изменяет своей формы с течением времени.

Если в движущейся жидкости взять бесконечно малый замкнутый контур и через все его точки провести линии тока, то образуется трубчатая поверхность, называемая **трубкой тока**. Часть потока, заключенная внутри трубки тока, называется **элементарной струйкой** (рис. 1.10).

При стремлении поперечных размеров струйки к нулю она в пределе стягивается в линию тока.

В любой точке трубки тока, т. е. боковой поверхности струйки, векторы скорости направлены по касательной, а нормальные к этой поверхности скорости отсутствуют. Следовательно, при установившемся движении ни одна частица жидкости ни в одной точке трубки тока не может проникнуть внутрь струйки или выйти наружу.

Таким образом, трубка тока является как бы непроницаемой стенкой, а элементарная струйка представляет собой самостоятельный элементарный поток.

Потоки конечных размеров рассматриваются как совокупность элементарных струек, т. е. предполагается течение струйным. Из-за различия скоростей соседние струйки будут скользить одна по другой, но не будут перемешиваться одна с другой.

**Живым сечением**, или сечением потока, называется в общем случае поверхность в пределах потока, проведенная нормально к линии тока.



Рисунок 1.9 — Линия тока



Рисунок 1.10 — Струйка

Различают напорные и безнапорные течения жидкости.

*Напорные* течения жидкости — течения в закрытых руслах (трубах) без свободной поверхности, *безнапорные* — течения со свободной поверхностью.

При напорных течениях давление  $P$  вдоль потока обычно переменное, а в безнапорном — постоянное (чаще атмосферное).

В данном курсе рассматриваются напорные течения.

### 2.1.1 Уравнение расхода

**Расходом** называется количество жидкости, протекающее через живое сечение потока (струйки) в единицу времени. Это количество измеряется в единицах объема ( $\text{м}^3 / \text{с}$ ), в весовых единицах ( $\text{Н} / \text{с}$ ) или в единицах массы ( $\text{кг} / \text{с}$ ).

Для элементарной струйки, имеющей бесконечно малые площади сечений, можно считать истинную скорость одинаковой во всех точках каждого сечения. Следовательно, для этой струйки:

– объемный расход  $dQ_v$ ,  $\text{м}^3 / \text{с}$ , равен  $dQ_v = v dS$ ;

– массовый расход  $dQ_m$ ,  $\text{кг} / \text{с}$ , равен  $dQ_m = \rho dQ_v = \rho v dS$ ;

– весовой расход  $dQ_G$ ,  $\text{Н} / \text{с}$ , равен  $dQ_G = \rho g dQ_v$ .

Для потока конечных размеров в общем случае скорость  $v$  имеет различное значение в разных точках сечения, поэтому расход  $Q$  надо определять как сумму  $\sum$  элементарных расходов струек:

$$Q = \int_s v dS .$$

Обычно в рассмотрение вводят среднюю по сечению скорость  $v_{cp}$ , равную:

$$v_{cp} = Q / S ,$$

откуда

$$Q = v_{cp} S .$$

На основании закона сохранения вещества, на предположении о неразрывности течения и на свойстве «непроницаемости» трубки

тока для установившегося течения несжимаемой жидкости можно утверждать, что объемный расход во всех сечениях элементарной струйки один и тот же:

$$dQ = v_1 dS_1 = v_2 dS_2 = \text{const.}$$

Это уравнение называется *уравнением объемного расхода элементарной струйки*.

Аналогичное уравнение можно составить и для потока конечных размеров, ограниченного непроницаемыми стенками. Только вместо истинных скоростей следует ввести среднюю скорость  $v_{\text{cp}}$  :

$$Q = v_{\text{cp}1} S_1 = v_{\text{cp}2} S_2 = \text{const.}$$

Из данного уравнения следует, что средняя скорость в потоке несжимаемой жидкости обратно пропорциональна площадям сечений:

$$\frac{v_{\text{cp}1}}{v_{\text{cp}2}} = \frac{S_2}{S_1}.$$

Уравнение расхода является следствием общего закона сохранения вещества для частных условий, в частности для условий неразрывности течения.

### **Контрольные вопросы**

1. Дайте определение понятия «линия тока».
2. Что понимается под элементарной стружкой?
3. В чем сущность закона сохранения вещества?

### Т е м а 3. УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ ДЛЯ ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТРУЙКИ ИДЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ

Рассмотрим установившееся течение идеальной жидкости, находящейся под действием лишь одной массовой силы — силы тяжести, и выведем для этого случая основное уравнение, связывающее между собой давление  $P$  в жидкости и скорость  $v$  ее движения.

Возьмем одну из элементарных струек, составляющих поток, и выделим сечениями 1 и 2 участок этой струйки произвольной длины (рис. 1.11).

Для сечения 1:  $dS_1$  — площадь,  $v_1$  — скорость,  $P_1$  — давление,  $Z_1$  — высота центра тяжести. Для сечения 2:  $dS_2$  — площадь,  $v_2$  — скорость,  $P_2$  — давление,  $Z_2$  — высота центра тяжести.

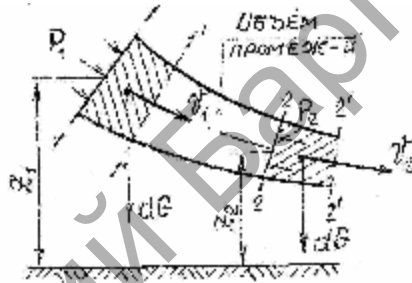


Рисунок 1.11 — Схема для вывода уравнения Бернулли

За бесконечно малый отрезок времени  $dt$  выделенный участок струйки переместится в положение 1' - 2'.

Применим к массе жидкости в объеме  $V$  участка струйки теорему механики о том, что работа сил, приложенных к телу, равна приращению кинетической энергии этого тела.

Таковыми силами являются силы давления, действующие нормально к поверхности, и сила тяжести.

Подсчитаем работу сил давления, силы тяжести и изменение кинетической энергии участка струйки за время  $dt$ .

Работа сил давления  $A_d$  в сечении 1 положительна, так как направление силы совпадает с направлением перемещения и выражается как произведение силы  $P_1 dS_1$  на путь  $v_1 dt$ :  $P_1 dS_1 v_1 dt$ .

Работа сил давления  $A_d$  в сечении 2 имеет знак «минус», так как направление силы прямо противоположно направлению перемещения:  $-P_2 dS_2 v_2 dt$ .

Силы давления, действующие на боковые поверхности отрезка струйки, работы не производят, так как они нормальны к этой поверхности, а следовательно, нормальны и к перемещениям.

Поэтому работа сил давления  $A_d$  будет равна

$$A_d = P_1 v_1 dS_1 dt - P_2 v_2 dS_2 dt. \quad (1.5)$$

Работа силы тяжести  $A_T$  равна изменению потенциальной энергии положения участка струйки, поэтому надо из энергии положения жидкости в объеме 1-2 вычесть энергию положения жидкости в объеме 1'-2'. При этом энергия положения промежуточного объема 1'-2 сократится и останется лишь разность энергий элементов 1-1' и 2-2'.

Если учесть уравнение расхода

$$dQ = v_1 dS_1 = v_2 dS_2 = \text{const},$$

то нетрудно заметить, что объемы и силы тяжести заштрихованных элементов 1-1' и 2-2' равны между собой:

$$dG = \rho g v_1 dS_1 dt = \rho g v_2 dS_2 dt. \quad (1.6)$$

Тогда работа силы тяжести  $A_T$  выразится как произведение разности высот на силу тяжести  $dG$ :

$$A_T = (Z_1 - Z_2) dG. \quad (1.7)$$

Чтобы получить приращение кинетической энергии рассматриваемого участка струйки за время  $dt$ , необходимо из кинетической энергии объема 1'-2' вычесть кинетическую энергию объема 1-2.

При вычитании кинетической энергии промежуточного объема 1'-2 сократится. Останется лишь разность кинетических энергий элементов 2-2' и 1-1', сила тяжести каждого равна  $dG$ .

Таким образом, приращение кинетической энергии равно

$$\Delta E = \frac{(v_2^2 - v_1^2) dG}{2g}. \quad (1.8)$$

Сложив работу сил давления (1.5) с работой силы тяжести (1.7) и приравняв эту сумму приращению кинетической энергии (1.8), получим

$$P_1 dS_1 v_1 dt - P_2 dS_2 v_2 dt + (Z_1 - Z_2) dG = \frac{(v_2^2 - v_1^2) dG}{2g}. \quad (1.9)$$

Разделим это уравнение на  $dG$  (1.6) и, произведя сокращения, получим

$$\frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_2}{\rho g} + Z_1 - Z_2 = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g}.$$

Сгруппируем члены, относящиеся к сечению 1, в левой части уравнения, а члены, относящиеся к сечению 2, в правой. Тогда получим

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}, \quad (1.10)$$

где  $Z$  — геометрическая высота, или геометрический напор, м;

$\frac{P}{\rho g}$  — пьезометрическая высота (пьезометрический напор), м;

$\frac{v^2}{2g}$  — скоростная высота (скоростной напор), м.

Полученное уравнение называется *уравнением Бернулли для элементарной струйки идеальной несжимаемой жидкости*. Оно было выведено Даниилом Бернулли в 1738 году.

Трехчлен  $Z + \frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = H$ , м, называется полным напором —

Const. Данное уравнение справедливо для любого другого сечения.

Для идеальной движущейся жидкости сумма трех напоров (геометрического, пьезометрического, скоростного) есть величина постоянная вдоль струйки. Это положение изображено на рисунке 1.12.

Линия изменения пьезометрических высот называется **пьезометрической**. Ее можно рассматривать как геометрическое место уровней в пьезометрах, установленных вдоль струйки.

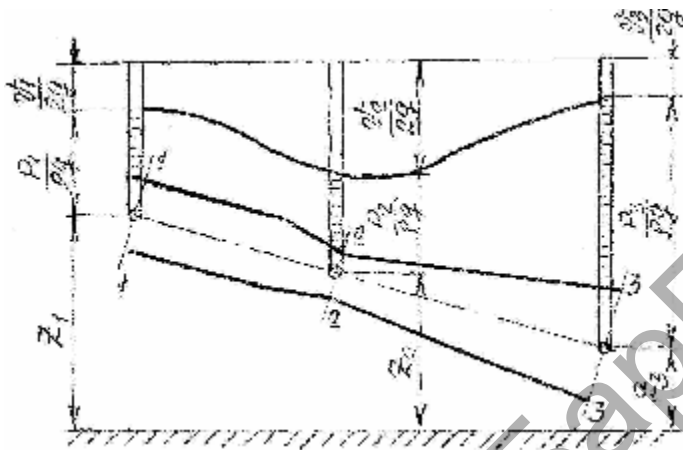


Рисунок 1.12 — Изменение пьезометрического и скоростного напоров вдоль струйки идеальной жидкости

*Вывод:* из уравнения Бернулли и уравнения расхода (для горизонтального участка струйки) следует, что если  $dS$  уменьшается, то скорость  $v$  увеличивается, а давление  $P$  уменьшается, и наоборот.

Уравнение Бернулли можно записать иначе.

Разделив выражение (1.9) на массу, получим

$$dm = v_1 dS_1 \rho dt = v_2 dS_2 \rho dt.$$

Преобразуем полученное уравнение подобно предыдущему и получим выражение

$$gZ_1 + \frac{P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = gZ_2 + \frac{P_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2}. \quad (1.11)$$

Рассмотрим энергетический смысл уравнения Бернулли (1.11). Условимся называть удельной энергией жидкости энергию, отнесенную к единице массы. Тогда члены этого уравнения являются различными формами удельной механической энергии:

$gZ$  — удельная энергия положения;

$\frac{P}{\rho}$  — удельная энергия давления движущейся жидкости;

$gZ + \frac{P}{\rho}$  — удельная потенциальная энергия жидкости;

$\frac{v^2}{2}$  — удельная кинетическая энергия жидкости.

Полная удельная механическая энергия движущейся жидкости равна

$$Hg = Zg + \frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2}.$$

Следовательно, уравнение Бернулли выражает закон сохранения механической энергии в идеальной жидкости.

Механическая энергия движущейся жидкости может иметь три формы: энергию положения, энергию давления и кинетическую энергию. Первая и третья формы механической энергии известны из механики и они в равной степени свойственны твердым и жидким телам.

Энергия давления является специфической для движущейся жидкости. В процессе движения идеальной жидкости одна форма энергии может превращаться в другую, однако полная удельная энергия остается без изменений.

Энергию давления легко преобразовать в механическую работу. Простейшее устройство для этого — цилиндр с поршнем (рис. 1.13).

Пусть площадь поршня —  $S$ , ход —  $L$ , м, избыточное давление в поршневой полости —  $P$ . Тогда суммарная сила давления жидкости  $F$ , Н, равна

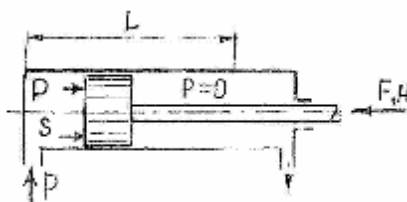


Рисунок 1.13 — Цилиндр с поршнем и штоком

$$F = PS,$$

а работа этой силы  $A$ , Дж, определяется по формуле

$$A = PSL.$$

Масса жидкости, которую необходимо подвести к цилиндру для совершения этой работы, равна массе жидкости  $m$ , кг, в объеме цилиндра:

$$m = SL\rho.$$

Следовательно, работа  $e$ , приходящаяся на 1 кг массы, равна:

$$e = \frac{A}{m} = \frac{P S L}{S L \rho} = \frac{P}{\rho}.$$

Уравнение Бернулли часто пишут еще и в другой форме. Разделив все члены уравнения (1.9) на объем  $dV = \frac{dG}{\rho g}$  и преобразовав, получим

$$\rho g Z_1 + P_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = \rho g Z_2 + P_2 + \frac{\rho v_2^2}{2}. \quad (1.12)$$

Теперь члены уравнения Бернулли имеют размерность давления (Па) и называются так:

$\rho g Z$  — весовое давление;

$P$  — гидромеханическое давление (или просто давление);

$\frac{\rho v^2}{2}$  — динамическое давление.

Члены уравнения (1.12) представляют собой различные виды механической энергии жидкости, отнесенные к единице ее объема  $V$ , а члены уравнения (1.10) — те же виды энергии, отнесенные к единице веса.

### Контрольные вопросы

1. В чем суть теоремы механики применительно к движущейся массе жидкости, находящейся в каком-то объеме?
2. Что связывает между собой уравнение Бернулли?
3. Какие силы действуют в струйке идеальной жидкости?
4. Почему работа сил давления в сечении 2 отрицательная (см. рис. 1.11)?

5. Что выражает уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости?  
6. Во что преобразуется энергия давления?

## Т е м а 4. УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ ДЛЯ ПОТОКА РЕАЛЬНОЙ (ВЯЗКОЙ) ЖИДКОСТИ

### 4.1 Порядок вывода уравнения Бернулли

В потоке реальной жидкости необходимо учесть неравномерность распределения скоростей по сечению, а также потери напора (энергии).

При движении вязкой жидкости в трубе происходит торможение потока вследствие влияния вязкости, а также из-за действия сил молекулярного сцепления между жидкостью и стенкой. Из-за напряжения трения (касательного напряжения) жидкости по трубе и скольжения (сдвига) одних слоев жидкости (струек) по другим возникает неравномерное распределение скоростей (рис. 1.14).

Наибольшего значения скорость  $v$  достигает в центральной части потока, а у стенок она приближается к нулю.

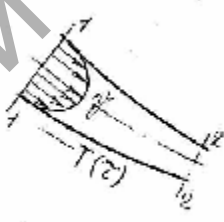


Рисунок 1.14 — Распределение скоростей в потоке реальной жидкости

Кроме того, движение вязкой жидкости часто сопровождается вращением частиц, вихреобразованием и перемешиванием. Все это требует затрат энергии, поэтому удельная энергия движущейся вязкой жидкости не остается постоянной (как для идеальной жидкости), а постепенно расходуется на преодоление сопротивлений, и следовательно, уменьшается вдоль потока.

Поэтому для сечения приходится вводить среднюю скорость  $v_{cp}$ , а также среднее значение удельной энергии жидкости в данном сечении.

До рассмотрения уравнения Бернулли сделаем следующее допущение: будем считать, что в пределах рассматриваемых попе-

речных сечений потока справедлив *основной закон гидростатики*, согласно которому гидростатический напор в пределах сечения есть величина, одинаковая для всех точек данного сечения:

$$Z + \frac{P}{\rho g} = \text{const.}$$

Предположим, что при движении жидкости отдельные струйки оказывают одна на другую в поперечном направлении такое же давление, как слои жидкости в неподвижном состоянии.

Введем понятие мощности потока в данном сечении. Это полная энергия потока за единицу времени. В различных точках поперечного сечения потока частицы жидкости обладают различной энергией.

Сначала выразим элементарную мощность  $dN$  (струйки) в виде произведения полной удельной энергии жидкости в данной точке на элементарный массовый расход:

$$dN = gHdQ_m = \left( gZ + \frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} \right) \rho v dS. \quad (1.13)$$

Мощность  $N$  всего потока найдем как интеграл от выражения (1.13) по всей площади  $S$ :

$$N = \rho \int_S \left( gZ + \frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} \right) v dS$$

или

$$N = \rho \left( gZ + \frac{P}{\rho} \right) \int_S v dS + \frac{\rho}{2} \int_S v^3 dS.$$

Найдем среднее по сечению значение полной удельной энергии жидкости делением полной мощности  $N$  потока на массовый расход  $Q_\rho$ . Используя выражение

$$Q = \int_S v dS,$$

получаем

$$gH_{\text{ср}} = \frac{N}{Q\rho} = gZ + \frac{P}{\rho} + \frac{1}{2Q} \int_S v^3 dS.$$

Умножив и разделив последний член на  $v_{\text{ср}}^2$ , получим (переходя к напорам)

$$H_{\text{ср}} = Z + \frac{P}{\rho g} + \frac{\int_S v^3 dS}{v_{\text{ср}}^3 S} \frac{v_{\text{ср}}^2}{2g} = Z + \frac{P}{\rho g} + \alpha \frac{v_{\text{ср}}^2}{2g}, \quad (1.14)$$

где  $\alpha$  — безразмерный коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения скоростей и равный

$$\alpha = \frac{\int_S v^3 dS}{v_{\text{ср}}^3 S}.$$

Если умножить числитель и знаменатель на  $\frac{\rho}{2}$ , то нетрудно убедиться, что  $\alpha$  представляет собой отношение действительной кинетической энергии потока в данном сечении к кинетической энергии того же потока и в том же сечении, но при равномерном распределении скоростей.

Для обычного распределения скоростей (см. рис. 1.1) коэффициент  $\alpha$  всегда больше единицы, а при равномерном распределении скоростей  $\alpha$  равен 1.

Возьмем два сечения реального потока 1-1 и 2-2 и обозначим средние значения полного напора жидкости в этих сечениях соответственно  $H_{\text{ср}_1}$  и  $H_{\text{ср}_2}$ , м. Тогда

$$H_{\text{ср}_1} = H_{\text{ср}_2} + \sum h_{\text{н}}, \quad (1.15)$$

где  $\sum h_{\text{н}}$  — суммарная потеря полного напора на участке между рассматриваемыми сечениями, м.

Используя формулу (1.14) для среднего значения полного напора жидкости  $H_{\text{ср}}$ , уравнение (1.15) можно переписать следующим образом:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_{\text{ср}1}^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_{\text{ср}2}^2}{2g} + \sum h_{\text{п}}. \quad (1.16)$$

Это и есть *уравнение Бернулли для потока вязкой жидкости*.

От уравнения для элементарной струйки идеальной жидкости полученное уравнение отличается последним членом (потерей полного напора) и коэффициентами  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , учитывающими неравномерность распределения скоростей, которые являются средними по сечениям.

Умножив уравнение (1.16) на  $g$ , получим вторую форму записи уравнения, где члены выражают виды энергии, отнесенные к единице массы, а член  $g\sum h_{\text{п}}$  — потерю удельной энергии жидкости.

Умножив уравнение (1.16) на  $\rho g$ , получим третью форму записи уравнения Бернулли, где член  $\rho g \sum h_{\text{п}}$  выражает потерю энергии, отнесенную к единице объема жидкости.

Уравнение (1.16) применимо и для газов при условии, что скорость их меньше скорости звука.

Графически это уравнение можно представить диаграммой (подобно идеальной жидкости), но с учетом потери напора (рис. 1.15). Последняя является некоторой высотой, которая неуклонно возрастает вдоль потока.

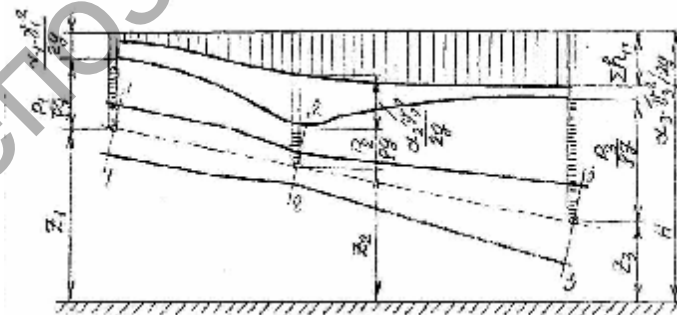


Рисунок 1.15 — Графическая иллюстрация уравнения Бернулли для реального потока

Если для струйки идеальной жидкости уравнение Бернулли представляет собой закон сохранения механической энергии, то для потока реальной жидкости оно является уравнением баланса энергии с учетом потерь.

Теряемая энергия не исчезает бесследно, а лишь превращается в другую — тепловую. Так как удельная теплоемкость жидкостей обычно велика по сравнению с потерями удельной энергии (с другой стороны тепловая энергия непрерывно рассеивается), повышение температуры часто бывает практически незаметным.

Этот процесс преобразования механической энергии в тепловую является необратимым.

Уменьшение среднего значения полной удельной энергии жидкости вдоль потока, отнесенное к единице его длины, называется **гидравлическим уклоном**.

Изменение удельной потенциальной энергии жидкости, отнесенное к единице длины, называется **пьезометрическим уклоном**. Очевидно, что в трубе постоянного диаметра с неизменным распределением скоростей указанные уклоны одинаковы.

## 4.2 Гидравлические потери (общие сведения)

Потери удельной энергии (напора), или гидравлические потери, зависят от формы, размеров русла, скорости течения и вязкости жидкости, а иногда и от абсолютного давления в ней.

Вязкость жидкости, хотя и является первопричиной всех гидравлических потерь, но далеко не всегда оказывает существенное влияние на их величину.

Как показывают опыты, во многих случаях, но не во всех, гидравлические потери приблизительно пропорциональны квадрату скорости  $v^2$  течения жидкости, поэтому в гидравлике принят следующий общий способ выражения гидравлических потерь  $h_n$ , м, полного напора в линейных единицах:

$$h_n = \xi \frac{v_{cp}^2}{2g}.$$

Так как  $P_{\Pi} = \rho g h_{\Pi}$ , то в единицах давления  $P_{\Pi}$ , МПа, равно

$$P_{\Pi} = \xi \rho \frac{v_{\text{ср}}^2}{2},$$

где  $\xi$  — коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом потерь или коэффициентом сопротивления, значение которого для данного русла (в первом грубом приближении) является постоянным и определяется как отношение потерянному напору к скоростному.

Гидравлические потери обычно разделяют на местные потери и потери на трение по длине.

*Местные потери энергии* обусловлены так называемыми местными гидравлическими сопротивлениями, т. е. местными изменениями формы и размера русла, вызывающими деформацию потока. При протекании жидкости через местные сопротивления изменяется ее скорость и обычно возникают крупные вихри. Последние образуются за местом отрыва потока от стенок и представляют собой области, в которых частицы жидкости движутся в основном по замкнутым кривым или близким к ним траекториям. Примеры местных сопротивлений, отрывы потока и вихреобразование показаны на рисунке 1.16.

Местные потери напора  $h_{\text{м}}$ , м, определяются по формуле Вейсбаха

$$h_{\text{м}} = \xi \frac{v_{\text{ср}}^2}{2g}, \quad (1.17)$$

где  $v_{\text{ср}}$  — средняя по сечению скорость в трубе, м / с.

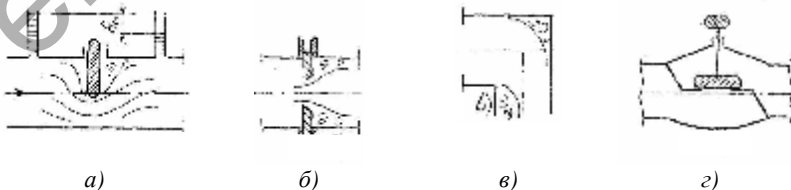


Рисунок 1.16 — Схемы местных гидравлических сопротивлений в задвижке (а), диафрагме (б), колене (в), вентиле (z)

Каждое местное сопротивление характеризуется своим значением коэффициента сопротивления  $\xi$ .

**Потери на трение по длине** — это потери энергии, которые в чистом виде возникают в прямых трубах постоянного сечения (при равномерном течении) и возрастают пропорционально длине трубы (рис. 1.17). Рассматриваемые потери обусловлены внутренним трением в жидкости (между струйками), а поэтому имеют место не только в шероховатых, но и в гладких трубах. Потерю напора на трение можно выразить по общей формуле (1.17) для гидравлических потерь

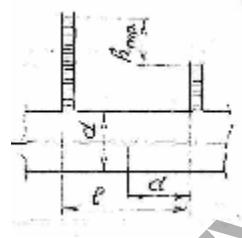


Рисунок 1.17— Потери напора на трение по длине трубы

$$h_{\text{тр}} = \xi \frac{v_{\text{ср}}^2}{2g}. \quad (1.18)$$

Однако удобнее коэффициент  $\xi$  связать с относительной длиной трубы  $l/d$ .

Возьмем участок круглой трубы длиной, равной ее диаметру  $d$ , и обозначим его коэффициент потерь, входящий в формулу (1.18), через  $\lambda$ . Тогда для всей трубы длиной  $l$  и диаметром  $d$  коэффициент потерь будет в  $l/d$  раз больше:

$$\xi = \lambda \frac{l}{d}.$$

В результате формула (1.18) примет вид

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (1.19)$$

в единицах давления

$$P_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2}.$$

Формулу (1.19) обычно называют формулой *Вейсбаха — Дарси*. Безразмерный коэффициент называют коэффициентом потерь на трение по длине, или *коэффициентом Дарси*, который можно рассматривать как коэффициент пропорциональности между потерей напора на трение произведением относительной длины трубы на скоростной напор.

Ввиду постоянства объемного расхода несжимаемой жидкости вдоль трубы постоянного сечения скорость и удельная кинетическая энергия также остаются постоянными, несмотря на наличие гидравлических сопротивлений и потерь напора. Потери напора в этом случае определяются разностью показаний двух пьезометров (см. рис. 1.16, 1.17).

### 4.3 Режимы течения жидкости в трубах

Опыты показывают, что возможны два режима (два вида) течения жидкостей и газов в трубах: ламинарный и турбулентный (рис. 1.18).

При небольшой скорости течения воды в стеклянной трубке *B* введенная в трубку краска не будет перемешиваться с потоком воды. В трубке отчетливо виден слоистый характер течения жидкости, перемешивание отсутствует.

Пьезометр или трубка Пито, присоединенные к трубе, показывают неизменность давления *P* и скорости *v* по времени, отсутствие колебаний (пульсаций). Это так называемое *ламинарное (слоистое) течение*, при котором отсутствуют поперечные перемещения жидкости. Оно является упорядоченным и при постоянном напоре строго установившимся течением.

При постепенном увеличении скорости течения воды в трубе *B* путем открытия крана *C* при определенной скорости картина течения быстро изменяется. Струйка краски начинает колебаться, затем начинает размываться и перемешиваться с потоком воды, причем становятся заметными вихреобразования и враща-



Рисунок 1.18 — Схема прибора для демонстрации режимов течения

тельное движение жидкости. Пьезометр показывает непрерывные пульсации давления и скорости в потоке воды. Течение становится *турбулентным*.

Движение отдельных частиц оказывается подобным хаотическому, беспорядочному движению молекул газа. Векторы скоростей имеют не только осевые, но и нормальные к оси русла составляющие. Этим и объясняются пульсации скорости и давления.

Режим течения данной жидкости в данной трубе изменяется при определенной средней по сечению скорости  $v_{кр}$ , которую называют критической. Значение ее прямо пропорционально кинематической вязкости  $\nu$  и обратно пропорционально диаметру трубы  $d$ :

$$v_{кр} = K \frac{\nu}{d},$$

где  $K$  — безразмерный коэффициент пропорциональности, одинаковый для всех жидкостей и газов, для любых диаметров труб. Это означает, что изменение режима течения происходит при определенном соотношении между скоростью, диаметром и вязкостью:

$$K = \frac{v_{кр}}{\nu} d = Re. \quad (1.14)$$

Полученное безразмерное число называется *критическим числом Рейнольдса*  $Re_{кр}$ , представляющим собой отношение сил инерции к силам вязкости:

$$K = \frac{\rho}{\mu} \frac{v d}{1} = Re_{кр}.$$

Для труб круглого сечения  $Re_{кр} \approx 2\ 300$ .

При  $Re \leq Re_{кр}$  — течение ламинарное (масла), при  $Re \geq Re_{кр}$  — течение турбулентное, при  $Re = 2\ 300 \dots 4\ 000$  — переходная критическая область.

Зная скорость жидкости, ее вязкость и диаметр трубы, можно расчетным путем найти число  $Re$  и, сравнив его с  $Re_{кр}$ , определить режим течения жидкости.

Турбулентное течение характерно для воды, бензина, керосина, кислот и других маловязких жидкостей.

### Контрольные вопросы

1. Чем отличается поток реальной жидкости от идеальной?
2. Почему удельная энергия движущейся вязкой жидкости не остается постоянной вдоль потока?
3. Какова физическая сущность безразмерного коэффициента Кориолиса?
4. Что выражает уравнение Бернулли для потока реальной жидкости?
5. Куда теряется напор (энергия)?
6. От чего зависят гидравлические потери?
7. Чему пропорциональны гидравлические потери?
8. Назовите виды потерь.
9. Дайте определение гидравлического уклона.
10. Что выражает коэффициент Дарси?
11. Назовите виды режимов течения жидкости в трубах.
12. Что означает критическая скорость течения жидкости в трубе?
13. В чем физическая сущность критического числа Рейнольдса?

## Т е м а 5. МЕСТНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

### 5.1 Общие сведения о местных сопротивлениях

Известно, что гидравлические потери энергии (напора) делятся на потери на трение по длине и на местные потери.

Рассмотрим потери, обусловленные *местными гидравлическими сопротивлениями*, т. е. такими элементами трубопроводов, в которых вследствие изменения размеров или конфигурации русла происходит изменение скорости потока, отрыв транзитного потока от стенок русла и возникают вихреобразования.

Выше была приведена эмпирическая общая формула связи местной потери напора  $h_m$ , м, и скорости потока (формула Вейсбаха):

$$h_m = \frac{v^2}{2g} \xi = \frac{\xi Q^2}{2gS^2}.$$

Простейшие местные гидравлические сопротивления можно разделить на расширения, сужения и повороты русла, каждое из которых может быть внезапным или постепенным.

Более сложные случаи местных сопротивлений представляют собой соединения и комбинации перечисленных простейших сопротивлений. Так, при течении жидкости через вентиль (см. рис. 1.16) поток искривляется, меняет свое направление, сужается и, наконец, расширяется до первоначальных размеров; при этом возникают интенсивные вихреобразования.

Рассмотрим простейшие местные сопротивления при *турбулентном режиме течения в трубе*. Коэффициенты потерь  $\xi$  при турбулентном течении определяются в основном формой местных сопротивлений и очень мало изменяются с изменением абсолютных размеров русла, скорости потока и вязкости жидкости, т. е. с изменением числа  $Re$ , поэтому обычно считают, что они не зависят от  $Re$  (*квадратичный закон сопротивления*, или *автомодельность*).

## 5.2 Внезапное расширение русла

Значения коэффициентов местных потерь в большинстве случаев получают из опытов, на основании которых выводят эмпирические формулы или строят графики.

В данном случае потерю напора можно достаточно точно найти теоретическим путем.

При внезапном расширении трубы поток срывается с угла и расширяется не внезапно, как труба, а постепенно, причем в кольцевом пространстве (между потоком и стенкой трубы) образуются вихри, которые и являются причиной потерь энергии (рис. 1.19).

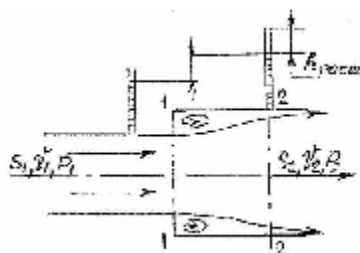


Рисунок 1.19 — Внезапное расширение трубы

При этом происходит непрерывный обмен частицами жидкости между основным потоком и завихренной его частью.

Основной вихрь порождает другие, более мелкие вихри, которые уносятся потоком и при этом распадаются на еще более мелкие вихри. Таким образом, потеря энергии происходит не только в основном вихре, но и по длине следующего за ним участка потока.

Рассмотрим два сечения горизонтального потока: 1-1 — в плоскости расширения трубы и 2-2 — в том месте, где поток расширившись, заполнил все сечение широкой трубы. Так как поток, между рассматриваемыми сечениями расширяется, то скорость его уменьшается, а давление возрастает. Поэтому второй пьезометр показывает высоту, на  $\Delta h$  большую, чем первый; но если бы потеря напора в данном месте не было, то второй пьезометр показал бы высоту, большую еще на  $h_{\text{расш}}$ . Эта высота и есть местная потеря напора на расширение.

Обозначим давление, скорость и площадь потока в сечении 1-1 соответственно через  $P_1, v_1, S_1$ , а в сечении 2-2 — через  $P_2, v_2, S_2$ .

Сделаем три допущения:

- 1) распределение скоростей в сечениях 1-1 и 2-2 равномерное:  $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ , что обычно и принимается при турбулентном режиме;
- 2) касательное напряжение на стенке трубы между сечениями 1-1 и 2-2 равно нулю, т. е. пренебрегаем силой трения, малой по сравнению с силами давления;
- 3) давление  $P_1$  в сечении 1-1 действует по всей площади  $S_2$  потому, что хотя труба и расширилась, поток в сечении 1-1 еще сохранил свой поперечный размер, следовательно, ни скорость, ни давление еще не изменились.

Запишем для сечений 1-1 и 2-2 уравнение Бернулли с учетом потери напора  $h_{\text{расш}}$  на расширение и, принимая  $Z_1 = Z_2 = 0$ , получим

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{\text{расш}}.$$

Затем применим теорему Эйлера об изменении количества движения к фиксированному объему, заключенному между сечениями 1-1, 2-2 и стенкой трубы. Для этого определим равнодействующую

внешних сил, действующих на рассматриваемый объем в направлении движения, т. е. сил давления. Учитывая, что площади оснований цилиндра слева и справа одинаковы и равны  $S_2$ , а также считая, что в сечении 1-1 давление  $P_1$  равномерно распределено по всей площади  $S_2$ , получим равнодействующую силу, численно равную секунднему импульсу  $(P_1 - P_2) S_2$ . Соответствующее этому импульсу изменение количества движения найдем как разность между секундным количеством движения, выносимым из рассматриваемого объема и вносимым в него; при равномерном распределении скоростей по сечениям эта разность равна

$$Q\rho(v_2 - v_1).$$

Приравнивая одно к другому, получим

$$(P_1 - P_2) S_2 = Q\rho(v_2 - v_1).$$

Разделим полученное уравнение на  $S_2\rho g$ . Учитывая, что  $Q = v_2 S_2$ , преобразуем правую часть уравнения:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \frac{v_2}{g}(v_2 - v_1) = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g} - \frac{2v_1 v_2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g}.$$

Сгруппировав члены, получим

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}.$$

Сравнение последнего уравнения с ранее записанным уравнением Бернулли показывает полную их аналогию, откуда делаем вывод, что

$$h_{\text{расш}} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}, \quad (1.20)$$

т. е. потери напора при внезапном расширении русла равны скоростному напору, определенному по разности скоростей. Это положение часто называют *теоремой Борда* в честь французского ученого, который в 1768 году вывел эту формулу.

Если учесть, что согласно уравнению расхода  $v_1 S_1 = v_2 S_2$ , то полученный результат можно записать еще в виде, соответствующем общему способу выражении местных потерь:

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

Следовательно, для внезапного расширения русла коэффициент потерь  $\xi$  равен

$$\xi = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2.$$

Когда площадь  $S_2$  весьма велика по сравнению с  $S_1$  и скорость  $v_2$  можно считать равной нулю, то потеря на расширение  $h_{\text{расш}}$  равна

$$h_{\text{расш}} = \frac{v_1^2}{2g}.$$

В этом случае теряется весь скоростной напор (вся кинетическая энергия, которой обладает жидкость); коэффициент потерь  $\xi = 1$ . Такому случаю соответствует, например, подвод жидкости по трубе к резервуару достаточно больших размеров.

Рассмотренная потеря напора (энергии) расходуется на вихреобразование, вращательное движение жидких масс, т. е. в конечном счете они расходуются на работу сил трения.

### 5.3 Постепенное расширение русла (трубы)

Труба, где расширение русла (трубы) происходит постепенно, называется **диффузором** (рис. 1.20). Течение жидкости в диффузоре сопровождается уменьшением скорости и увеличением

давления, а следовательно, преобразованием кинетической энергии жидкости в энергию давления. Частицы движущейся жидкости преодолевают нарастающее давление за счет своей кинетической энергии, которая уменьшается вдоль диффузора и, что особенно важно, в направлении от оси к стенке. Слои жидкости, прилегающие к стенкам, обладают столь малой кинетической энергией, что иногда оказываются не в состоянии преодолеть повышенное давление, они останавливаются или даже начинают двигаться обратно.

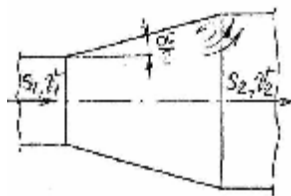


Рисунок 1.20 — Диффузор

Обратное движение (противоток) вызывает отрыв основного потока от стенки и вихреобразование в диффузоре.

Интенсивность этих явлений возрастает с увеличением угла расширения диффузора, а вместе с этим растут потери на вихреобразование в нем.

Кроме того, в диффузоре имеются обычные потери на трение, подобные тем, которые возникают в трубах постоянного сечения.

Полную потерю напора  $h_{\text{диф}}$  в диффузоре условно рассматриваем как сумму двух слагаемых:

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

где  $h_{\text{тр}}$  — потери напора на трение, м;

$h_{\text{расш}}$  — потери напора на расширение (вихреобразование), м.

Потерю напора на трение можно приближенно подсчитать следующим способом. Рассмотрим круглый диффузор с прямолинейной образующей и с углом  $\alpha$  при вершине. Пусть радиус входного отверстия диффузора равен  $r_1$ , выходного —  $r_2$  (рис. 1.21). Так как радиус сечения и скорость движения жидкости являются переменными вдоль диффузора величинами, то следует взять элементарный отрезок диффузора длиной вдоль образующей  $d\mathbf{l}$  и для него

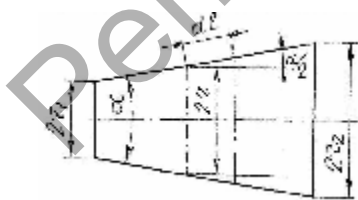


Рисунок 1.21 — Расчетная схема диффузора

выразить элементарную потерю напора на трение по основной формуле

$$dh_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{d\mathbf{l}}{2r} \frac{v_{\text{cp}}^2}{2g},$$

где  $v_{\text{cp}}$  — средняя скорость в произвольно взятом сечении, м / с;

$r$  — радиус сечения, м.

Из элементарного треугольника следует:

$$d\mathbf{l} = dr / \sin \frac{\alpha}{2}.$$

На основании уравнения расхода записываем

$$v = v_1 \left( \frac{r_1}{r} \right)^2,$$

где  $v_1$  — скорость жидкости в начале диффузора, м / с.

После подстановки этих выражений в формулу для  $dh_{\text{тр}}$  и выполнения интегрирования в пределах от  $r_1$  до  $r_2$ , т. е. вдоль всего диффузора, считая при этом коэффициент  $\lambda_{\text{тр}}$  постоянным, получим

$$dh_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{dr}{2r \sin \frac{\alpha}{2}} \left( \frac{r_1}{r} \right)^4 \frac{v_1^2}{2g}.$$

Откуда

$$h_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}}}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left( 1 - \frac{1}{n^2} \right) \frac{v_1^2}{2g},$$

где  $n = \left( \frac{S_2}{S_1} \right) = \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^2$  — степень расширения диффузора.

Второе слагаемое — потеря напора на расширение (на вихреобразование) — имеет в диффузоре ту же природу, что и при внезапном расширении, но меньшее значение, поэтому оно обычно выражается по той же формуле (1.20), но с поправочным коэффициентом  $K < 1$ :

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

Так как в диффузоре торможение потока как бы смягченное, то коэффициент  $K$  называют коэффициентом смягчения, равным  $\sin \alpha$  (при  $\alpha = 5 \dots 20^\circ$ ).

Получаем

$$h_{\text{диф}} = \left[ \frac{\lambda_{\text{тр}}}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) + K \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2 \right] \frac{v_1^2}{2g} = \xi_{\text{диф}} \frac{v_1^2}{2g}. \quad (1.21)$$

Коэффициент сопротивления диффузора  $\xi_{\text{диф}}$  зависит от угла  $\alpha$ , коэффициента  $\lambda_{\text{тр}}$  и степени расширения  $n$ .

С увеличением угла  $\alpha$  при заданных  $\lambda_{\text{тр}}$  и  $n$  первое слагаемое в формуле (1.21), обусловленное трением, уменьшается, так как диффузор становится короче, а второе слагаемое, обусловленное вихреобразованием и отрывом потока, увеличивается и наоборот.

Функция  $\xi_{\text{диф}} = f(\alpha)$  имеет минимум при  $\alpha_{\text{опт}} = 6^\circ$ . На практике для сокращения длины диффузора при заданном  $n$  угол  $\alpha$  принимают  $7 \dots 9^\circ$  и для квадратных диффузоров.

Для прямоугольных диффузоров с расширением в одной плоскости оптимальный угол —  $10 \dots 12^\circ$ .

Если габариты не позволяют установить углы  $\alpha$ , близкие к оптимальным, то при  $\alpha > 15 \dots 25^\circ$  целесообразно вместо диффузора с прямолинейной образующей применить с криволинейной образующей или ступенчатый (рис. 1.22, 1.23).

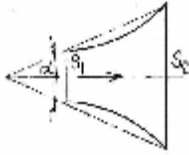


Рисунок 1.22 — Диффузор с постоянным градиентом давления (с криволинейной образующей)

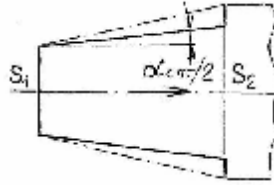


Рисунок 1.23 — Диффузор ступенчатый

При углах  $\alpha = 40..60^\circ$  уменьшение потерь энергии доходит до 40% от потерь в обычных диффузорах. Поток жидкости устойчивый, отрыва потока нет, нет и завихрений.

#### 5.4 Внезапное сужение русла (трубы)

Внезапное сужение русла (трубы) всегда вызывает меньшую потерю энергии, чем внезапное расширение с таким же соотношением площадей.

В этом случае потеря энергии обусловлена, во-первых, трением потока при входе в узкую трубу, во-вторых, потерями на вихреобразование, так как поток не обтекает входной угол (рис. 1.24), а срывается с него и сужается; кольцевое же пространство вокруг суженной части потока заполняется завихренной жидкостью.

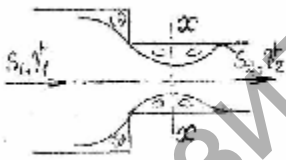


Рисунок 1.24 — Внезапное сужение трубы

В процессе дальнейшего расширения потока происходит потеря напора, определяемая формулой Борда (1.20). Следовательно, полная потеря напора равна

$$h_{\text{суж}} = \xi_0 \frac{v_x^2}{2g} + \frac{(v_x - v_2)^2}{2g} = \xi_{\text{суж}} \frac{v_2^2}{2g},$$

где  $\xi_0$  — коэффициент потерь, обусловленный трением потока при входе в узкую трубу и зависящий от  $S_1 / S_2$  и  $Re$ ;

$v_x$  — скорость потока в суженном месте, м / с.

Для практических расчетов можно пользоваться полуэмпирической формулой И. Е. Идельчика:

$$\xi_{\text{суж}} = \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right) / 2 = \left(1 - \frac{1}{n}\right) / 2, \quad (1.22)$$

где  $n = \frac{S_1}{S_2}$  — степень сужения.

Из формулы (1.22) следует, что в том частном случае, когда можно считать  $\frac{S_2}{S_1} = 0$ , т. е. при выходе трубы из резервуара достаточно больших размеров и при отсутствии закругления входного угла коэффициент сопротивления  $\xi_{\text{суж}}$  равен 0,5.

Закруглением входного угла (входной кромки) можно значительно уменьшить потерю напора при входе в трубу.

Постепенное сужение трубы, т. е. коническая сходящаяся труба, называется **конфузором** (рис. 1.25). Течение жидкости в нем сопровождается увеличением скорости и падением давления; так как давление жидкости в начале конфузора выше, чем в конце, причин к возникновению вихреобразования и срывов потока (как в диффузоре) нет. В конфузоре имеются лишь потери на трение. В связи с этим сопротивление конфузора всегда меньше, чем сопротивление такого же диффузора.

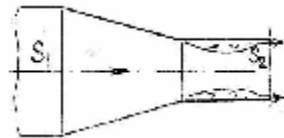


Рисунок 1.25 — Конфузор

Потеря напора на трение в конфузоре подсчитывается так же, как и в диффузоре. В результате получается следующая формула:

$$h_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}}}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) \frac{v_2^2}{2g}.$$

Небольшое вихреобразование и отрыв потока от стенки с одновременным сжатием потока возникает лишь на выходе из конфузора

в месте соединения конической трубы с цилиндрической. Для ликвидации вихреобразования и связанных с ним потерь рекомендуется

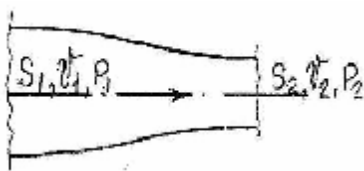


Рисунок 1.26 — Сопло

коническую часть плавно сопрягать с цилиндрической или коническую часть заменить криволинейной, плавно переходящей в цилиндрическую (рис. 1.26). При этом можно допустить значительную степень сужения  $n$  при небольшой длине вдоль оси и небольших потерях. Коэффициент

сопротивления такого  $\xi$  плавного сужения, называемого **соплом**, изменяется примерно в пределах  $0,03 \dots 0,1$  в зависимости от степени и плавности сужения и  $Re$  (большим  $Re$  соответствуют малые значения  $\xi$  и наоборот).

### Контрольные вопросы

1. Что относится к местным гидравлическим сопротивлениям?
2. Чем определяется коэффициент потерь?
3. Как получают значения коэффициентов местных потерь?
4. Чему равны потери напора при внезапном расширении трубы?
5. Какая труба называется диффузором?
6. Почему в диффузоре имеет место «противоток»?
7. Что включает полная потеря напора в диффузоре?
8. Какую форму поверхности диффузора лучше принимать при больших углах?
9. Какие виды потерь напора имеют место при внезапном сужении трубы?
10. Дайте определение конфузора.
11. Чем сопло отличается от конфузора?

## Т е м а 6. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ

### 6.1 Истечение жидкости через малые отверстия в тонкой стенке при постоянном напоре

Рассмотрим различные случаи истечения жидкости из резервуаров, баков, котлов через отверстия и насадки (короткие трубки разной формы) в атмосферу или пространство, заполненное газом или той же жидкостью.

Данный случай движения жидкости характеризуется тем, что в процессе истечения запас потенциальной энергии, которым обладает жидкость в резервуаре, превращается с большими или меньшими потерями в кинетическую энергию свободной струи или капель.

При этом основным вопросом является определение скорости истечения и расхода жидкости для различных форм отверстий и насадков.

Рассмотрим большой резервуар с жидкостью под давлением  $P_0$ , имеющий малое круглое отверстие в стенке на достаточно большой глубине  $H_0$  от свободной поверхности (рис. 1.27) Через это отверстие жидкость вытекает в воздушное пространство (газовое) под давлением  $P_1$ .

Пусть отверстие имеет форму, изображенную на рисунке 1.28, *а*, т. е. выполнено оно в виде сверления в тонкой стенке без обработки входной кромки или имеет форму, показанную на рисунке 1.28, *б*, т. е. выполнено в толстой стенке, но с заострением входной кромки с внешней стороны.

Условия истечения жидкости в этих двух случаях будут совершенно одинаковы: частицы жидкости приближаются к отверстию из всего прилежащего объема, двигаясь ускоренно по различным плавным траекториям. Струя отрывается от стенки у кромки отверстия и затем несколько сжимается. Цилиндрическую форму струя принимает на расстоянии, равном примерно одному диаметру отверстия.

Так как размер отверстия предполагается малым по сравнению с напором  $H_0$  и размерами резервуара и его боковые стенки и свободная

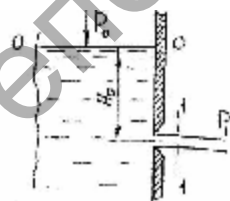


Рисунок 1.27 — Истечение из резервуара через малое отверстие

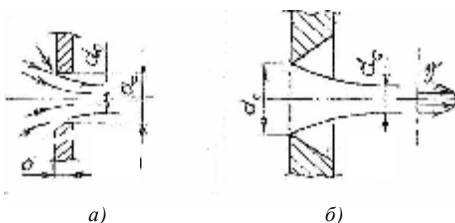


Рисунок 1.28 — Истечение через круглое отверстие

поверхность жидкости не влияют на приток жидкости к отверстию, то наблюдается *совершенное сжатие* струи, т. е. наибольшее сжатие в отличие от несовершенного сжатия, которое рассмотрено ниже.

Степень сжатия оценивается коэффициентом сжатия  $\epsilon$ , равным отношению площади сжатого поперечного сечения  $S_{\text{сеч}}$  к площади отверстия  $S_o$ :

$$\epsilon = \frac{S_{\text{сеч}}}{S_o} = \left( \frac{d_{\text{сеч}}}{d_o} \right)^2. \quad (1.23)$$

Запишем уравнение Бернулли для движения жидкости от свободной поверхности в резервуаре (сечение 0-0 на рисунке 1.27), где давление отверстия  $P_o$ , а скорость можно считать равной нулю, до одного из сечений струи (сечение 1-1) в той ее части, где она уже приняла цилиндрическую форму, а давление в ней, следовательно, сделалось равным давлению  $P_1$  окружающей среды:

$$H_o + \frac{P_o}{\rho g} = \frac{P_1}{\rho g} + \alpha \frac{v^2}{2g} + \xi \frac{v^2}{2g},$$

где  $\xi$  — коэффициент сопротивления отверстия.

Вводя расчетный напор  $H = H_o + \frac{P_o - P_1}{\rho g}$ , получаем

$$H = \frac{v^2}{2g} (\alpha + \xi).$$

Отсюда скорость истечения будет равна

$$v = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi}} \sqrt{2gH} = \phi \sqrt{2gH}, \quad (1.24)$$

где  $\phi$  — коэффициент скорости, определяемый по формуле

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi}}.$$

В случае идеальной жидкости  $\xi = 0$ ,  $\alpha = 1$ . Следовательно,  $\varphi = 1$  и скорость истечения идеальной жидкости равна

$$v_{и} = \sqrt{2gH}.$$

Из рассмотрения формулы (1.24) можно заключить, что коэффициент скорости  $\varphi$  есть отношение действительной скорости истечения к скорости идеальной жидкости:

$$\varphi = \frac{v}{\sqrt{2gH}} = \frac{v}{v_{и}}.$$

Действительная скорость истечения  $v$  всегда несколько меньше идеальной из-за сопротивления. Следовательно, коэффициент скорости  $\varphi < 1$ .

Коэффициент  $\varphi$  следует рассматривать как коэффициент средней скорости, так как из-за трения (см. рис. 1.28, б) наружный слой струи заторможен. Если истечение происходит в атмосферу, то давление по всему сечению цилиндрической струи равно атмосферному.

Подсчитаем расход жидкости как произведение действительной скорости истечения на фактическую площадь сечения струи, а затем, используя соотношения (1.23) и (1.24), получим

$$Q = S_{сеч} v = \varepsilon S_0 \varphi \sqrt{2gH}. \quad (1.25)$$

Произведение коэффициентов  $\varepsilon$  и  $\varphi$  принято обозначать буквой  $\mu$  и называть коэффициентом расхода:  $\mu = \varepsilon \varphi$ .

Тогда формулу (1.25) окончательно можно записать следующим образом:

$$Q = \mu S_0 \sqrt{2gH}, \text{ или } Q = \mu S_0 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \quad (1.26)$$

где  $\Delta P$  — расчетная разница давлений, под действием которой происходит истечение, Па.

Из уравнения (1.26) следует, что

$$\mu = \frac{Q}{S_o \sqrt{2gH}} = \frac{Q}{S_o v_n} = \frac{Q}{Q'_n}.$$

Коэффициент расхода — это отношение действительного расхода  $Q$  к тому расходу  $Q'_n$ , который имел бы место при отсутствии сжатия струи и сопротивления. Величина  $Q'_n$  не является расходом при истечении идеальной жидкости, так как сжатие струи будет иметь место и при отсутствии гидравлических потерь.

Действительный расход всегда меньше теоретического. Следовательно, коэффициент расхода  $\mu$  всегда меньше единицы.

Введенные в рассмотрение коэффициенты сжатия  $\varepsilon$ , сопротивления  $\xi$ , скорости  $\varphi$  и расхода  $\mu$  зависят от типа отверстия и насадка, а также, как и все безразмерные коэффициенты в гидравлике, от основного критерия гидродинамического подобия — числа  $Re$ :

$$Re_n = \frac{v_n d}{\nu} = \frac{d \sqrt{2gH}}{\nu}.$$

Для маловязких жидкостей (воды, бензина, керосина и др.) коэффициенты истечения (при достаточно больших числах  $Re$ ) изменяются в небольших пределах. В расчетах обычно принимают следующие их осредненные значения:  $\varepsilon = 0,64$ ;  $\varphi = 0,97$ ;  $\mu = 0,62$ ;  $\xi = 0,065$ .

## 6.2 Истечение жидкости при несовершенном сжатии

Несовершенное сжатие струи наблюдается в том случае, когда на истечение жидкости через отверстие и на формирование струи оказывает влияние близость боковых стенок резервуара. Частный

случай, когда отверстие расположено на одинаковых расстояниях от этих стенок, т. е. на оси симметрии резервуара, показан на рисунке 1.29.

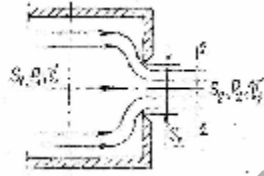


Рисунок 1.29 — Схема несовершенного сжатия струи

Так как боковые стенки частично направляют движение жидкости при подходе к отверстию, струя по выходе из отверстия сжимается в меньшей степени, чем при истечении из резервуара неограниченных размеров, как это рассматривалось выше для совершенного сжатия. Поэтому коэффициент сжатия  $\epsilon$  возрастает, а следовательно, и коэффициент расхода  $\mu$ .

Для цилиндрического резервуара при больших числах  $Re$  коэффициент сжатия  $\epsilon_1$  можно находить по формуле Н. Е. Жуковского для идеальной жидкости

$$\epsilon_1 = 0,57 + 0,043 / (1,1 - n),$$

где  $n = \frac{S_0}{S_1}$  — отношение площади отверстия  $S_0$  к площади поперечного сечения резервуара.

Коэффициент сопротивления отверстия  $\xi$ , коэффициент скорости  $\phi$  (при несовершенном сжатии) не зависят от соотношения  $n$  площадей (если  $n$  не слишком близко к единице). Поэтому коэффициент расхода  $\mu_1 = \epsilon_1 \phi$ , а расход равен  $Q = \mu_1 S_0 \sqrt{2gH}$ , где напор  $H$  нужно находить с учетом скоростного напора в резервуаре по формуле

$$H = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}.$$

### 6.3 Истечение жидкости под уровень

Случай, когда истечение жидкости происходит не в атмосферу и не в газовую среду, а в пространство, заполненное этой же жидкостью

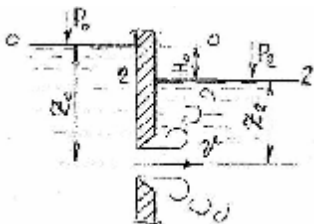


Рисунок 1.30 — Истечение под уровень

(рис. 1.30), называют истечением через затопленное отверстие. В этом случае вся кинетическая энергия струи теряется на вихреобразование, как при внезапном расширении.

Поэтому уравнение Бернулли для сечений 0-0 и 2-2, где скорости считаются равными нулю, запишем в следующем виде (с учетом коэффициента  $\alpha$ ):

$$Z_0 + \frac{P_0}{\rho g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \sum h = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \xi \frac{v^2}{2g} + \alpha \frac{v^2}{2g}$$

или с учетом полного напора  $H$

$$H = H_0 + \frac{P_0 - P_2}{\rho g} = (\xi + \alpha) \frac{v^2}{2g},$$

где  $H$  — расчетный напор, м;

$\xi$  — коэффициент сопротивления отверстия;

$v$  — скорость истечения в сжатом сечении струи, м / с.

Отсюда

$$v = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi}} \sqrt{2gH} = \phi \sqrt{2gH},$$

а расход  $Q$  равен

$$Q = vS_{\text{сеч}} = \epsilon \phi S_0 \sqrt{2gH} = \mu S_0 \sqrt{2gH}.$$

Таким образом, имеем те же расчетные формулы, что и при истечении в атмосферу, только расчетный напор  $H$  в данном случае

представляет собой разность гидростатических напоров по обе стороны стенки, т. е. скорость  $v$  и расход  $Q$  не зависят от высоты расположения отверстия.

Коэффициенты сжатия  $\epsilon$  и расхода  $\mu$  при истечении под уровень можно принимать те же, что и при истечении в воздушную среду.

## 6.4 Истечение через насадки при постоянном напоре

**Внешним цилиндрическим насадком** называется короткая трубка длиной, равной нескольким диаметрам без закругления входной кромки (рис. 1.31, *а*). На практике такой насадок часто получается в тех случаях, когда выполняют сверление в толстой стенке и не обрабатывают входную кромку (рис. 1.31, *б*, *в*). Истечение через такой насадок в газовую среду может происходить двояко.

Схема течения, соответствующая первому режиму, показана на рисунке 1.31, *а* и *б*. Струя после входа в насадок сжимается примерно так же, как и при истечении через отверстие в тонкой стенке. Затем вследствие взаимодействия сжатой части струи с окружающей ее завихренной жидкостью струя постепенно расширяется до размеров отверстия и из насадка выходит полным сечением. Этот режим истечения называют *безотрывным*.

Так как на выходе из насадка диаметр струи равен диаметру отверстия, то  $\epsilon = 1$  и, следовательно,  $\mu = \phi$ . Для маловязких жидкостей (при больших числах Рейнольдса)  $\mu = \phi = 0,8$ , а  $\xi = 0,5$ .

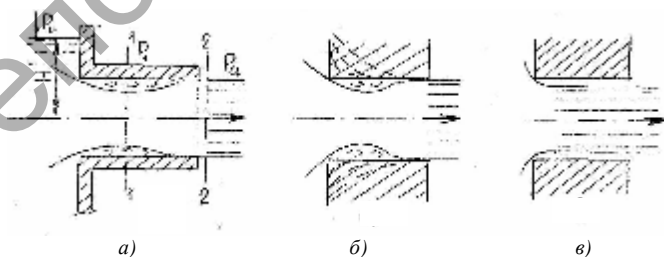


Рисунок 1.31 — Истечение через внешний цилиндрический насадок

Коэффициент расхода  $\mu$  для первого безотрывного режима истечения жидкости в атмосферу зависит от относительной длины насадка  $l/d$  и числа  $Re$ . На основании опытных данных была рекомендована следующая эмпирическая формула для коэффициента  $\mu$ :

$$\mu = \frac{1}{1,23 + \frac{58 l}{Re d}}.$$

Из формулы следует, что при  $Re \rightarrow \infty$   $\mu = \mu_{\max} = 0,813$ .

Первый режим истечения может реализоваться при минимальной относительной длине насадка  $l/d = 1$ .

Найдем давление внутри насадка и условие, при котором возможен первый безотрывный режим истечения. Пусть истечение жидкости происходит под действием давления  $P_0$  в среду газа с давлением  $P_2$  (см. рис. 1.31, а). Расчетный напор при совершенном сжатии в этом случае равен

$$H = \frac{(P_0 - P_2)}{\rho g}.$$

В суженном месте струи внутри насадка, где скорость увеличена, давление  $P_1$  понижено по сравнению с  $P_2$ . При этом чем больше напор, под которым происходит истечение, и расход через насадок, тем меньше абсолютное давление в суженном месте струи внутри насадка. Разность давлений  $P_2 - P_1$  растет пропорционально напору  $H$ . Покажем это, составив уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}.$$

Последний член уравнения — это потеря напора на расширение потока (как при внезапном расширении русла). Сжатие струи внут-

ри насадка оценивается тем же коэффициентом сжатия  $\varepsilon$ , что и в случае отверстия. Поэтому на основании уравнения расхода получим

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{1}{\varepsilon}.$$

Исключив с помощью этого соотношения скорость  $v_1$  из ранее записанного уравнения Бернулли и заменив в нем скорость  $v_2$  через  $v_2 = \varphi\sqrt{2gH}$ , найдем падение давления внутри насадка:

$$P_2 - P_1 = \varphi^2 \left[ \frac{1}{\varepsilon^2} - 1 - \left( \frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2 \right] \rho g H = 2\varphi^2 \left( \frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) \rho g H.$$

Подставляя в данную формулу  $\varphi = 0,8$  и  $\varepsilon = 0,63$ , получаем

$$P_2 - P_1 \approx 0,75\rho g.$$

При некотором критическом напоре  $H_{кр}$  абсолютное давление внутри насадка (сечение 1-1) становится равным нулю (давлению насыщенных паров). Поэтому

$$H_{кр} \approx \frac{P_2}{0,75\rho g}.$$

Следовательно, при  $H > H_{кр}$  давление  $P_1$  должно было бы стать отрицательным, но отрицательных давлений в жидкости не бывает, поэтому и первый режим истечения при  $H > H_{кр}$  делается невозможным. Поэтому опыт показывает, что при  $H \approx H_{кр}$  происходит внезапное изменение режима истечения, т. е. переход от первого режима ко второму (см. рис. 1.31, в).

Струя после сжатия уже не расширяется, сохраняет цилиндрическую форму, не соприкасается со стенками насадка. Следовательно, при переходе от первого режима ко второму скорость возрастает, а расход уменьшается благодаря сжатию струи.

Если через описанный насадок происходит истечение воды в атмосферу, то

$$H_{кр} = P_{атм} / 0,75\rho g = 10,33 / 0,75 = 14.$$

Если после перехода от первого режима ко второму уменьшить напор  $H$ , то второй режим будет сохраняться вплоть до самых малых  $H$ . Это значит, что второй режим истечения возможен при любых напорах. Следовательно, при  $H < H_{кр}$  возможны оба режима.

Таким образом, внешний цилиндрический насадок имеет существенные недостатки: на первом режиме большое сопротивление и недостаточно высокий коэффициент расхода,

а на втором — очень низкий коэффициент расхода  $\mu$ .

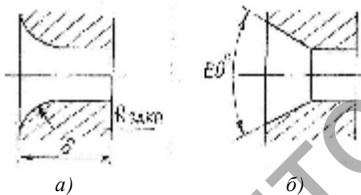


Рисунок 1.32 — Схема насадка с закруглением входной кромки (а) и с коническим входом (б)

Надо улучшать насадок. Внешний цилиндрический насадок может быть значительно улучшен путем закругления входной кромки (см. штриховые линии на рисунке 1.31, б) или устройства конического входа с углом конусности около  $60^\circ$  (рис. 1.32, б).

Чем больше радиус закругления, тем выше коэффициент расхода  $\mu$  и ниже коэффициент сопротивления  $\xi$ .

При  $R_{закр} = \delta$  получается коноидальный насадок, или сопло (рис. 1.33).

Это весьма распространенный насадок, так как он имеет коэффициент расхода, близкий к единице, и очень малые потери (коэффициент сжатия  $\varepsilon = 1$ ), а также устойчивый режим течения без кавитации;  $\xi = 0,03...0,1$ ;  $\mu = \varphi = 0,99...0,96$ .

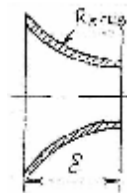


Рисунок 1.33 — Сопло

Комбинация сопла и диффузора дает диффузорный насадок (рис. 1.34).

В узком месте насадка снижается давление, а скорость и расход увеличиваются. При том же диаметре узкого сечения, что и у сопла, и том же напоре  $H$  диффузорный насадок может дать значительно больший расход

(увеличение до 2,5 раза), чем сопло. Однако использовать диффузорный насадок можно лишь при небольших напорах ( $H = 1...4$  м), иначе в узком месте насадка возникает кавитация, следствием которой являются увеличение сопротивления и уменьшение пропускной способности насадка:

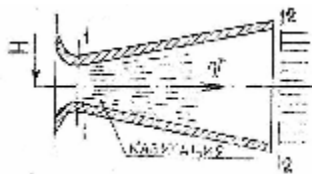


Рисунок 1.34 — Диффузорный насадок

$$\mu_1 = Q / \sqrt{2gH}.$$

## 6.5 Истечение жидкости через отверстия и насадки при переменном напоре (опорожнение сосудов)

Рассмотрим опорожнение открытого в атмосферу сосуда произвольной формы через донное отверстие или насадок с коэффициентом расхода  $\mu$  (рис. 1.35).

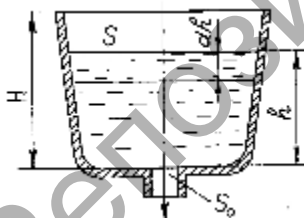


Рисунок 1.35 — Схема опорожнения резервуара

В этом случае истечение будет происходить при переменном, постепенно уменьшающемся напоре, т. е. течение является неустановившимся.

Однако если напор, а следовательно, и скорость истечения изменяются медленно, то движение в каждый данный момент времени можно рассматривать как установившееся, и для решения задачи применить уравнение

Бернулли (квазистационарное течение). Обозначив переменную высоту уровня жидкости в сосуде, отсчитываемую от дна,  $h$ , площадь сечения резервуара на этом уровне  $S$ , а площадь отверстия

$S_0$  и взяв бесконечно малый отрезок времени  $dt$ , запишем следующее уравнение объемов:

$$Sdh = -Qdt \text{ или } Sdh = -\mu S_0 \sqrt{2gh} dt,$$

где  $dh$  — изменение уровня жидкости в сосуде за время  $dt$ .

Знак «минус» обусловлен тем, что положительному приращению  $dt$  соответствует отрицательное приращение  $dh$ .

Отсюда время полного опорожнения сосуда высотой  $h$  определяется следующим образом ( $\mu = \text{const}$ ):

$$t = -\frac{1}{\mu S_0 \sqrt{2g}} \int_{h=H}^{h=0} S \frac{dh}{\sqrt{h}}.$$

Интеграл можно подсчитать, если известен закон изменения площади  $S$  по высоте  $h$ . Для призматического сосуда  $S = \text{const}$ , следовательно,

$$t = \frac{S}{\mu S_0 \sqrt{2g}} \int_0^H \frac{dh}{\sqrt{h}} \text{ или } t = \frac{2S}{\mu S_0 \sqrt{2g}} \sqrt{H} = \frac{2SH}{\mu S_0 \sqrt{2gH}}.$$

Числитель этой формулы равен удвоенному объему сосуда, а знаменатель представляет собой расход в начальный момент опорожнения, т. е. при напоре  $H$ . Следовательно, время полного опорожнения сосуда в 2 раза больше времени истечения того же объема жидкости при постоянном напоре, равном первоначальному.

### Контрольные вопросы

1. Во что превращается запас потенциальной энергии жидкости при истечении жидкости из резервуара через малое отверстие?
2. Когда наблюдается совершенное сжатие струи?
3. Что выражает коэффициент скорости?
4. Что выражает коэффициент расхода?
5. От чего зависят коэффициенты сжатия, сопротивления, скорости и расхода?

6. Когда наблюдается несовершенное сжатие струи?
7. Чем характерно истечение жидкости под уровень?
8. Дайте определение насадка?
9. Какой режим течения называют безотрывным?
10. Чем характеризуется отрывной режим течения через насадок?
11. Какие недостатки имеет внешний цилиндрический насадок?
12. Каковы пути уменьшения коэффициента сопротивления и увеличения коэффициента расхода в насадках?
13. В чем отличие истечения жидкости через отверстия и насадки при переменном напоре от истечения при постоянном напоре?

## Т е м а 7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

Трубопровод называют **простым**, если он не имеет ответвлений. Простые трубопроводы могут быть соединены между собой так, что образуют последовательное, параллельное соединение или разветвленный трубопровод. Сложные трубопроводы содержат как последовательные, так и параллельные соединения или ветви разветвления.

Благодаря тому что энергия жидкости в начале трубопровода больше, чем в конце, жидкость и движется по трубопроводу. Перепад напоров (уровней энергии) может быть создан работой насоса, благодаря разности уровней жидкости, давлением сжатого воздуха.

### 7.1 Простой трубопровод постоянного сечения

Трубопровод расположен произвольно в пространстве (рис. 1.36), имеет общую длину  $l$ , диаметр  $d$  и содержит ряд местных сопротивлений.

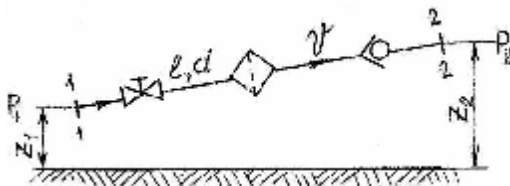


Рисунок 1.36 — Схема простого трубопровода

В начале трубопровода (сечение 1-1) геометрическая высота равна  $Z_1$ , избыточное давление  $P_1$ , а в конце трубопровода (сечение 2-2) — соответственно  $Z_2$  и  $P_2$ . Так как труба постоянного сечения, то скорость потока в этих сечениях одинакова и равна  $v$ .

Запишем уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2. Считая  $\alpha_1 = \alpha_2$  и исключая скоростные напоры, получим

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \sum h$$

или

$$\frac{P_1}{\rho g} = Z_2 - Z_1 + \frac{P_2}{\rho g} + \sum h.$$

Пьезометрическую высоту  $\left(\frac{P_1}{\rho g}\right)$  назовем потребным напором  $H_{\text{потр}}$ , который складывается из геометрической высоты  $\Delta Z = Z_2 - Z_1$ , пьезометрической высоты  $h$  в конце трубопровода и суммы всех потерь напора в трубопроводе  $\sum h$ .

Сумма двух первых слагаемых  $\Delta Z + \frac{P_2}{\rho g}$  есть статический напор  $H_{\text{ст}}$ , т. е. некоторая эквивалентная геометрическая высота подъема жидкости. Сумму всех потерь напора  $\sum h$  можно представить как степенную функцию расхода. Тогда

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + \sum h = H_{\text{ст}} + KQ^m, \quad (1.27)$$

где  $K$  — коэффициент сопротивления трубопровода;

$m$  — показатель степени, зависящий от режима течения.

Для ламинарного режима при замене местных сопротивлений эквивалентными длинами по формулам

$$\mathbf{l}_{\text{расч}} = \mathbf{l}_{\text{фак}} + \mathbf{l}_{\text{экр}} ;$$

$$\sum h = \frac{64 \mathbf{l}_{\text{расч}}}{Re} \frac{v^2}{d} \frac{1}{2g} = \frac{128v\mathbf{l}_{\text{расч}} Q}{\pi g d^4}$$

получим

$$K = 128v\mathbf{l}_{\text{расч}} / \pi g d^4, \quad m = 1. \quad (1.28)$$

Для турбулентного режима, выражая скорость через расход, получим

$$\sum h = \left( \sum \xi + \lambda_{\text{тр}} \frac{\mathbf{l}}{d} \right) \frac{16Q^2}{2g\pi^2 d^4}.$$

Следовательно,

$$K = \left( \sum \xi + \lambda_{\text{тр}} \frac{\mathbf{l}}{d} \right) \frac{16}{2g\pi^2 d^4}, \quad m = 2. \quad (1.29)$$

Формула (1.27), дополненная выражениями (1.28) и (1.29), является основной для расчета простых трубопроводов. По ней можно построить кривую потребного напора, т. е. его зависимость от расхода жидкости в трубопроводе. Чем больше расход, который необходимо подавать по трубопроводу, тем больше потребный напор. Величина  $H_{\text{ст}}$  положительна в том случае, когда жидкость поднимается или движется в полость с повышенным давлением, и отрицательна при опускании жидкости или движении ее в полость с разрежением.

Иногда вместо кривых потребного напора удобнее пользоваться характеристиками трубопровода.

**Характеристикой трубопровода** называется зависимость суммарной потери напора (или давления) в трубопроводе от расхода:

$$\sum h = f(Q).$$

## 7.2 Последовательное соединение простых трубопроводов

Возьмем трубы 1, 2 и 3 различной длины, разного диаметра, содержащие различные местные сопротивления, соединим их последовательно. В результате получим простой трубопровод переменного сечения (рис. 1.37).

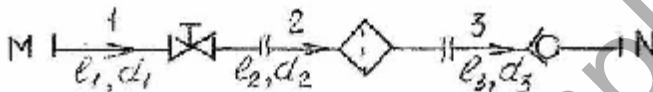


Рисунок 1.37 — Последовательное соединение трубопроводов

Очевидно, что при подаче жидкости по такому трубопроводу расход во всех последовательно соединенных трубах один и тот же (скорость течения жидкости на трех участках будет разная), а полная потеря напора между точками  $M$  и  $N$  равна сумме потерь напора во всех последовательно соединенных трубах, т. е. имеем следующие основные уравнения:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q,$$

$$\sum h_{M-N} = \sum h_1 + \sum h_2 + \sum h_3. \quad (1.30)$$

Эти уравнения определяют правило построения характеристик последовательного соединения труб. Пусть даны характеристики

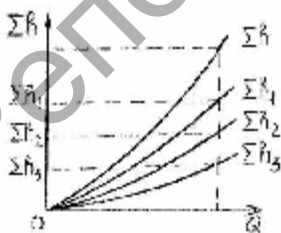


Рисунок 1.38 — Характеристика последовательного соединения трубопроводов

трубопроводов 1, 2 и 3 (рис. 1.38). Чтобы построить характеристику всего последовательного соединения  $M - N$ , следует в соответствии с выражением (1.30) сложить потери напора при одинаковых расходах, т. е. сложить ординаты всех трех кривых при равных абсциссах.

Так как скорости в начале  $M$  и конце  $N$  трубопровода различны, то выражение

потребного напора для всего трубопровода  $M - N$  в отличие от формулы (1.27) должно содержать разность скоростных напоров в конце и начале трубопровода. Принимая  $\alpha = 1$ , получим

$$H_{\text{потр}} = Z_N - Z_M + \frac{v_N^2 - v_M^2}{2g} + \sum h_{M-N} + \frac{P_N}{\rho g} = H_{\text{ст}} + CQ^2 + KQ^m,$$

где  $C$  — коэффициент, учитывающий соотношение площадей, определяемый по формуле

$$C = \frac{1}{2g} \left( \frac{1}{S_N^2} - \frac{1}{S_M^2} \right)$$

Напор статический  $H_{\text{ст}}$  равен

$$H_{\text{ст}} = Z_N - Z_M + \frac{P_N}{\rho g}.$$

### 7.3 Параллельное соединение простых трубопроводов

**Параллельное соединение простых трубопроводов** — соединение нескольких простых трубопроводов (1, 2 и 3) между точками  $M$  и  $N$ . Для простоты допустим, что трубопроводы расположены в горизонтальной плоскости (рис. 1.39).

Обозначим полные напоры в точках  $M$  и  $N$  соответственно через  $H_M$  и  $H_N$ , расход в основной магистрали (до разветвления и после слияния) —  $Q$ , а в параллельных трубопроводах через  $Q_1$ ,  $Q_2$ , и  $Q_3$ , суммарные потери напора в этих трубопроводах —  $\sum h_1$ ,  $\sum h_2$ , и  $\sum h_3$ .

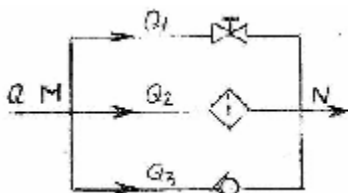


Рисунок 1.39 — Параллельное соединение трубопроводов

Уравнение расхода запишется следующим образом:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3. \quad (1.31)$$

Затем выразим потери напора в каждом из трех трубопроводов через полные напоры в точках  $M$  и  $N$ :

$$\sum h_1 = H_M - H_N; \quad \sum h_2 = H_M - H_N; \quad \sum h_3 = H_M - H_N.$$

Отсюда делаем следующий вывод:

$$\sum h_1 = \sum h_2 = \sum h_3, \quad (1.32)$$

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

$$\sum h_1 = K_1 Q_1^m; \quad \sum h_2 = K_2 Q_2^m; \quad \sum h_3 = K_3 Q_3^m.$$

Следовательно, в дополнение к уравнению (1.31) на основании равенств (1.25) получаем следующие уравнения:

$$K_1 Q_1^m = K_2 Q_2^m; \quad (1.33)$$

$$K_2 Q_2^m = K_3 Q_3^m. \quad (1.34)$$

Уравнения (1.31), (1.33) и (1.34) позволяют решать задачи на определение расходов в параллельных трубопроводах  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$  при известном расходе в основной магистрали  $Q$  и всех размерах трубопроводов.

Из уравнений (1.31) и (1.32) вытекает следующее важное правило: для построения характеристики параллельного соединения нескольких трубопроводов следует сложить абсциссы (расходы) характеристик этих трубопроводов при одинаковых ординатах ( $\sum h$ ) (рис. 1.40).

Изложенные соотношения и правила для параллельных трубопроводов справедливы, разумеется, также в том случае, когда трубопроводы 1, 2 и 3 не сходятся в одной точке  $N$ , а подают жидкость в разные места, но с одинаковыми давлениями и равными нивелирными высотами. Если же последнее условие не соблюдается, то рассматриваемые трубопроводы нельзя считать параллельными, а следует относить к разряду разветвленных трубопроводов.

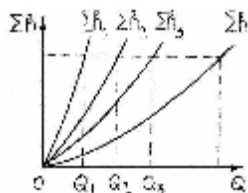


Рисунок 1.40 — Характеристика параллельного соединения трубопроводов

## 7.4 Разветвленное соединение трубопроводов

**Разветвленное соединение** — совокупность нескольких простых трубопроводов, имеющих одно общее сечение, являющееся местом разветвления (или смыкания) труб.

Основной трубопровод имеет разветвление в сечении  $M-M$ , от которого отходят трубы 1, 2 и 3 разных размеров, содержащие различные местные сопротивления (рис. 1.41). Геометрические высоты  $Z_1$ ,  $Z_2$  и  $Z_3$  конечных сечений и давления  $P_1$ ,  $P_2$  и  $P_3$  в них также различны.

Найдем связь между давлением  $P_M = H_M \rho g$  в сечении  $M-M$  и расходами  $Q_1$ ,  $Q_2$  и  $Q_3$  в трубопроводах, считая направление течения в них заданными.

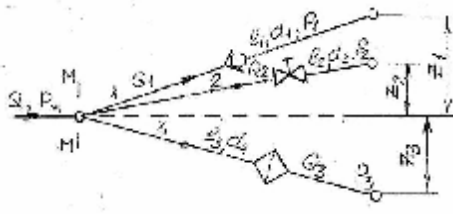


Рисунок 1.41 — Разветвленный трубопровод

Уравнение расхода для разветвленного трубопровода аналогично уравнению расхода параллельного трубопровода:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3.$$

Записав уравнение Бернулли для сечения  $M-M$  и конечного сечения первого трубопровода (пренебрегая разностью скоростных высот) получим

$$H_M = Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \sum h_1.$$

Обозначив сумму двух первых членов в правой части уравнения через статический напор  $H_{ст}$  и выражая третий член через расход (как это выполнялось выше), получим

$$H_M = H_{ст} + K_1 Q_1^m.$$

Аналогично записываем уравнения для второго и третьего трубопроводов:

$$H_M = H_{ст2} + K_2 Q_2^m; \quad H_M = H_{ст3} + K_3 Q_3^m.$$

Таким образом, получаем четыре уравнения с четырьмя неизвестными:  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$ ,  $H_M$ .

Основной задачей по расчету разветвленного трубопровода является следующая: даны расход в точке  $M$ , все размеры ветвей (включая геометрические высоты  $Z$ ), давления в конечных сечениях и все местные сопротивления; определить расходы  $Q_1$ ,  $Q_2$  и  $Q_3$ , а также потребный напор  $H_M = H_{потр}$ .

Построение кривой потребного напора для разветвленного трубопровода выполняется сложением кривых потребных напоров для ветвей по правилу сложения характеристик параллельных трубопроводов — сложением абсцисс  $Q$  при одинаковых ординатах  $H_M$ .

## 7.5 Сложные трубопроводы

Сложный трубопровод в общем случае составлен из простых трубопроводов с последовательным и параллельным их соединением (см. рис. 1.39) или с разветвлениями (см. рис. 1.41).

Расчет сложных трубопроводов часто выполняют графоаналитическим способом, т. е. с применением кривых потребного напора или характеристик трубопроводов. Кривую потребного напора  $H_{\text{потр}}$  для всего сложного трубопровода можно построить следующим образом:

- 1) сложный трубопровод разбить на ряд простых;
- 2) построить кривые потребных напоров для каждого из простых трубопроводов, причем для ветвей с конечной раздачей — с учетом  $H_{\text{ст}}$ , а для промежуточных участков — без учета  $H_{\text{ст}}$ ;
- 3) сложить кривые потребных напоров для ветвей (и параллельных линий, если они имеются) по правилу сложения характеристик параллельных трубопроводов;
- 4) полученную кривую сложить с характеристикой последовательно присоединенного трубопровода по соответствующему правилу и т. д.

Таким образом, при расчете нужно идти от конечных точек сложного трубопровода к начальной его точке, т. е. против течения жидкости.

## 7.6 Трубопроводы с насосной подачей жидкости

Раньше были рассмотрены лишь отдельные участки простых и сложных трубопроводов, а не вся система подачи жидкости. В машиностроении (как и в большинстве других отраслей промышленности) основным способом подачи жидкости является принудительная подача насосом.

Рассмотрим совместную работу трубопровода с насосом и принцип расчета трубопровода с насосной подачей жидкости (рис. 1.42).

Трубопровод с насосной подачей может быть разомкнутым, по которому жидкость перекачивается из одной емкости в другую, или замкнутым (кольцевым), в котором циркулирует одно и то же количество жидкости.

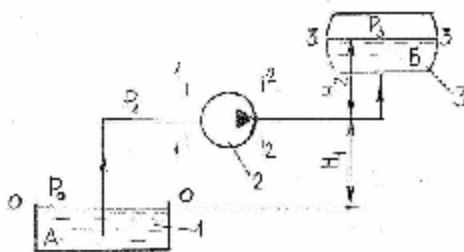


Рисунок 1.42 — Трубопровод с насосной подачей:  
 1 — резервуар открытый; 2 — насос; 3 — резервуар закрытый

Рассмотрим вначале разомкнутый трубопровод, по которому насос перекачивает жидкость из нижнего резервуара с давлением  $P_0$  в другой резервуар (или камеру) с давлением  $P_3$ . Высота расположения оси насоса относительно нижнего уровня  $H_1$  — геометрическая высота всасывания, а трубопровод, по которому жидкость поступает к насосу, — всасывающий трубопровод (или линия всасывания).

Высота верхнего уровня жидкости относительно оси насоса  $H_2$  называется геометрической высотой нагнетания, а трубопровод — напорным (или линией нагнетания).

Составим уравнение Бернулли для потока жидкости во всасывающем трубопроводе, т. е. для сечений 0-0 и 1-1 ( $\alpha = 1$ ):

$$\frac{P_0}{\rho g} = H_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + \sum h_{0-1}. \quad (1.35)$$

Уравнение (1.35) является основным для расчета всасывающих трубопроводов. Подъем жидкости на высоту  $H_1$  происходит за счет использования давления  $P_0$ . Так как это давление обычно бывает весьма ограниченным, то его должно хватать, чтобы перед насосом был некоторый запас давления  $P_1$ , необходимый для его нормальной безкавитационной работы.

Запишем уравнение Бернулли для движения жидкости по напорному трубопроводу, т. е. для сечений 2-2 и 3-3:

$$\frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = H_2 + \frac{P_3}{\rho g} + \sum h_{2-3}. \quad (1.36)$$

Левая часть уравнения (1.36) представляет собой энергию жидкости на выходе из насоса, отнесенную к единице веса.

Аналогичная энергия жидкости перед входом в насос может быть вычислена по уравнению

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_0}{\rho g} - H_1 - \sum h_{0-1}. \quad (1.37)$$

Найдем приращение энергии жидкости в насосе, т. е. определим ту энергию, которую приобретает, проходя через насос, каждая единица веса жидкости. Эта энергия сообщается жидкости насосом, поэтому носит название напора, создаваемого насосом, и обозначается  $H_n$ .

Для нахождения  $H_n$  вычтем уравнение (1.37) из уравнения (1.36):

$$H_n = \left( \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \right) - \left( \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right) = H_1 + H_2 + \frac{P_3 - P_0}{\rho g} + \sum h_{0-1} + \sum h_{2-3}$$

или

$$H_n = \Delta Z + \frac{P_3 - P_0}{\rho g} + KQ^m, \quad (1.38)$$

где  $\Delta Z$  — полная геометрическая высота подъема жидкости, равная  $H_1 + H_2$ , м;

$KQ^m$  — сумма гидравлических потерь во всасывающем и напорном трубопроводах, м.

Если к геометрической разности  $\Delta Z$  уровней добавить разность пьезометрических высот  $\left( \frac{P_3 - P_0}{\rho g} \right)$ , то получим статический

напор  $H_{ст} = \Delta Z + \frac{P_3 - P_0}{\rho g}$ . Тогда уравнение (1.38) примет следующий вид:

$$H_n = H_{ст} + KQ^m.$$

Эта формула аналогична формуле для определения потребного напора  $H_{потр}$  для простого трубопровода постоянного сечения:

$$H_n = H_{потр}. \quad (1.39)$$

Это равенство можно распространить на все случаи работы насоса, соединенного с трубопроводом, и сформулировать в виде следующего *правила*: при установившемся течении жидкости в трубопроводе насос развивает напор, равный потребному.

На равенстве (1.39) основывается *метод расчета трубопроводов*, питаемых насосом, который заключается в совместном построении, в одном и том же масштабе и на одном графике двух кривых: напора  $H_{потр} = f_1(Q)$  и характеристики насоса  $H_n = f_2(Q)$ , в нахождении их точки пересечения (рис. 1.43).

Точка пересечения кривой потребного напора и характеристики насоса  $A$  называется рабочей точкой. Чтобы получить другую рабочую точку  $A$  необходимо открыть регулировочный кран (вентиль, задвижку) или изменить частоту вращения вала насоса.

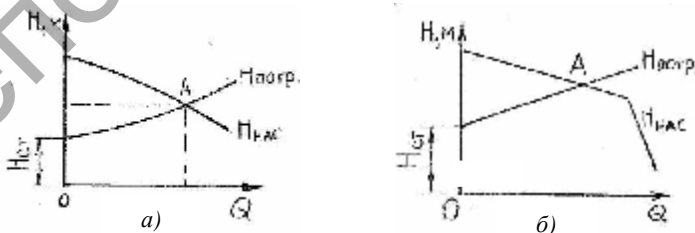


Рисунок 1.43 — Графическое нахождение рабочей точки:  
центробежный насос (турбулентный режим) (а);  
объемный насос (ламинарный режим) (б)

Для замкнутого трубопровода (рис. 1.44) геометрическая высота подъема жидкости  $\Delta Z$  равна нулю. Следовательно, при  $v_1 = v_2$

$$H_{\text{потр}} = \sum h = \frac{P_2 - P_1}{\rho g}.$$

Между потребным напором и напором, создаваемым насосом, справедливо то же равенство.

Замкнутый трубопровод обязательно должен иметь расширительный бачок, или компенсационный, соединенный с одним из сечений трубопровода, чаще всего с сечением у входа в насос, где давление имеет минимальное значение.

При наличии расширительного бачка, присоединенного к трубопроводу, давление  $P_1$  перед входом в насос равно

$$P_1 = P_0 + H_0 \rho g.$$

По величине  $P_1$  можно подсчитать давление в любом сечении замкнутого трубопровода. Если давление в бачке  $P_0$  изменить на некоторую величину, то во всех точках данной системы давление изменится на ту же самую величину. Бачок можно включить также в замкнутый трубопровод (см. рис. 1.44). Трубопровод внутри бачка при этом должен иметь разрыв.

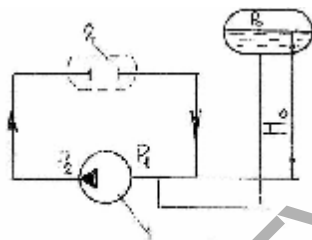


Рисунок 1.44 — Замкнутый трубопровод с насосной подачей: 1 — насос; 2 — бачок расширительный

## 7.7 Выбор трубопроводов

В схемах гидроприводов применяются жесткие трубопроводы из черных и цветных металлов, а также гибкие трубопроводы-рукава. Жесткие трубопроводы изготавливаются из сталей марок 10 и 20 по ГОСТ 8734-75. В линиях управления и подключения контрольных приборов, а также в гидросистемах низкого давления используют трубы из цветных металлов по ГОСТ 11383-75.

Гибкие трубопроводы-рукава применяются для соединения подвижных элементов, а также для облегчения сборки и получения быстроразборных соединений. Их выбор зависит от назначения и условий работы. Промышленность выпускает резиновые рукава с металлической обмоткой высокого давления до 8,0 МПа по ТУ 22-41-69-78, ТУ-22-42-72-78, ТУ 22-45-84-80 и резинотканевые рукава низкого давления до 1,6 МПа по ГОСТ 10362-76 и ГОСТ 18698-79.

Трубопроводы и рукава имеют условный проход, т. е. внутренний диаметр по ГОСТ 16515-80 равен: 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50 мм и т. д.

Диаметры трубопроводов подбираются из условия ламинарного режима движения жидкости (при  $Re < 2300$ ), чтобы уменьшить потери давления.

Внутренний диаметр трубопровода  $d_y$ , мм, или рукава, находится из выражения

$$d_y = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{тр}}}, \quad (1.40)$$

где  $v_{тр}$  — скорость движения рабочей жидкости, м / с.

Скорости движения жидкости рекомендуются следующие: во всасывающем трубопроводе  $v_{тр} \leq 1,6$  м / с, в сливном — 2,0 м / с, в напорном — в зависимости от номинального (рабочего) давления в гидросистеме.

Ряд номинальных давлений представлен в таблице:

|                     |        |            |     |            |            |            |            |
|---------------------|--------|------------|-----|------------|------------|------------|------------|
| $P_{ном}$ ,<br>МПа  | До 2,5 | До 5,0     | 6,3 | До 10      | До 16      | До 25      | До 32      |
| $v_{тр}$ ,<br>м / с | 2,0    | 2,25...3,5 | 3,2 | 2,7...4,25 | 3,5...5,35 | 4,25...6,8 | 5,35...8,5 |

Скорость движения жидкости в напорном трубопроводе выбирается такой, чтобы потери давления по длине и на местных сопротивлениях не превышали 5...10% от номинального давления насоса.

Затем рассчитанный диаметр трубопровода уточняется в сторону увеличения до ближайшего стандартного по ГОСТ 16516-80.

Толщина стенки трубопровода  $\delta$  находится по следующим зависимостям:

1) для тонкостенных труб (при  $d_{\text{тр}}/\delta \geq 16$ ) с учетом отклонения в размерах диаметра  $\Delta d_{\text{тр}}$  и толщины стенки  $K_{\text{ст}}$  :

$$\delta \geq \frac{P_{\text{max}} (d_{\text{тр}} + \Delta d_{\text{тр}})}{2[\sigma_{\text{вр}}] K_{\text{ст}}};$$

2) для толстостенных труб (при  $d_{\text{тр}}/\delta \leq 16$ ) :

$$\delta \geq 0,5d_{\text{тр}} \left[ \sqrt{\frac{[\sigma_{\text{вр}}] + P_{\text{ном}}}{[\sigma_{\text{вр}}] - P_{\text{ном}}}} - 1 \right],$$

где  $P_{\text{max}}$  — максимальное давление жидкости в трубопроводе, МПа;

$d_{\text{тр}}$  — наружный диаметр трубопровода, мм;

$[\sigma_{\text{вр}}]$  — допустимое напряжение материала трубы на разрыв, МПа;

$\Delta d_{\text{тр}}$  — отклонение размера диаметра трубы ( $\Delta d_{\text{тр}} = 0,3$  мм);

$K_{\text{ст}}$  — отклонение размера толщины стенки трубы ( $K_{\text{ст}} = 0,9$ ) по ГОСТ 8734-75.

Толщина стенки *не должна быть менее* 0,5 мм для стальных труб, а для цветных металлов — 1,0 мм.

По рассчитанному внутреннему диаметру  $d_y$ , толщине стенки  $\delta$  по ГОСТ выбирается нужный трубопровод.

## Контрольные вопросы

1. Какой трубопровод называется простым?
2. За счет чего жидкость движется по трубопроводу?
3. Что представляет из себя статический напор?
4. Дайте определение потребного напора?
5. Охарактеризуйте последовательное и параллельное соединения трубопроводов.
6. Охарактеризуйте разветвленное соединение трубопроводов.
7. Какие трубопроводы относятся к сложным?
8. К чему сводится расчет сложных трубопроводов?
9. Каков принцип расчета трубопровода с насосной подачей жидкости?
10. От чего зависит выбор трубопроводов?
11. На основании чего рассчитывается внутренний диаметр трубопровода?
12. Какие трубы относятся к тонкостенным?

## Т е м а 8. НЕУСТАНОВИВШЕЕСЯ ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ТРУБАХ. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР

### 8.1 Неустановившееся движение жидкости в жестких трубах

Как отмечалось выше, **неустановившимся**, или нестационарным, движением жидкости называется движение, переменное по времени. При этом движении как вектор скорости, так и давление в жидкости являются функциями не только координат точки, но и времени:

$$dv/dt \neq 0 \quad \text{и} \quad dP/dt \neq 0.$$

В потоке идеальной жидкости (несжимаемой) выделим элемент струйки длиной  $d\mathbf{l}$  и площадью сечения  $dS$  (рис. 1.45).

Применим к массе этого элемента второй закон Ньютона, причем уравнение запишем в проекции на направление касательной к осевой линии струйки. Получим

$$PdS - \left( P + \frac{dP}{d\mathbf{l}} d\mathbf{l} \right) dS + \rho g dS d\mathbf{l} \cos\alpha = \rho dS d\mathbf{l} \frac{dv}{dt}$$

или

$$-\frac{dP}{d\mathbf{l}} d\mathbf{l} + \rho g \cos\alpha d\mathbf{l} = \rho \frac{dv}{dt} d\mathbf{l}.$$

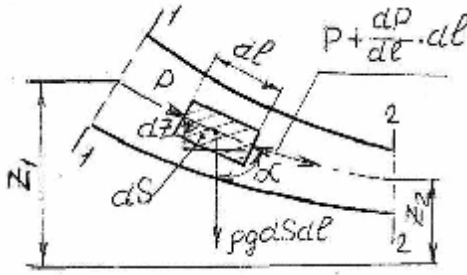


Рисунок 1.45 — Схема для вывода уравнения для неустановившегося течения

Частная производная от давления  $P$  использована потому, что давление, как и скорость  $v$ , являются функцией двух переменных —  $l$  и  $t$ , а уравнение движения записано для определенного момента времени. В правой же части уравнения записана полная производная от  $v$  по  $t$ , т. е. полное ускорение, которое равно сумме местного ускорения, обусловленного нестационарностью движения, и конвективного ускорения, определяемого геометрией потока:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{dv}{dt} + \frac{dv dl}{dl dt} = \frac{dv}{dt} + v \frac{dv}{dl}.$$

Учитывая, что  $\cos \alpha = -dZ / dl$ , где  $dZ$  — вертикальная координата, получим следующее уравнение движения:

$$\frac{dP}{\rho dl} dl + g \frac{dZ}{dl} dl + \frac{d}{dl} \left( \frac{v^2}{2} \right) dl + \frac{dv}{dt} dl = 0.$$

Интегрируя вдоль струйки от сечения 1-1 до сечения 2-2 в тот же фиксированный момент времени, получаем

$$\frac{1}{\rho} \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{dl} dl + g \int_{Z_1}^{Z_2} \frac{dZ}{dl} dl + \int_{v_1}^{v_2} \frac{d}{dl} \left( \frac{v^2}{2} \right) dl + \int_{t_1}^{t_2} \frac{dv}{dt} dl = 0$$

или

$$\frac{1}{\rho}(P_2 - P_1) + g(Z_2 - Z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \int_{l_1}^{l_2} \frac{dv}{dt} d\mathbf{l} = 0.$$

После деления на  $g$  и перегруппировки членов уравнения получим

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{1}{g} \int_{l_1}^{l_2} \frac{dv}{dt} d\mathbf{l}. \quad (1.41)$$

Полученное уравнение отличается от уравнения Бернулли для струйки идеальной жидкости лишь четвертым членом в правой части, который называется **инерционным напором**:

$$h_{\text{ин}} = \frac{1}{g} \int_{l_1}^{l_2} \frac{dv}{dt} d\mathbf{l}.$$

Из уравнения (1.41) ясен физический *смысл* инерционного напора  $h_{\text{ин}}$ : это есть разность полных напоров (полных энергий жидкости, отнесенных к единице веса жидкости) в сечениях 1-1 и 2-2 в данный фиксированный момент времени, обусловленная ускорением (или торможением) потока жидкости.

Для неустановившегося потока вязкой жидкости необходимо учесть еще неравномерность распределения скоростей и потери напора. Следовательно, уравнение (1.41) будет иметь следующий вид:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \sum h \pm h_{\text{ин}}.$$

Если трубопровод состоит из нескольких участков с сечениями разных площадей  $S_1$ ,  $S_2$  и т. д. (или трубопровод присоединен к цилиндру, в котором ускоренно движется поршень), то инерционный напор для всего трубопровода равен сумме инерционных напоров для каждого участка.

Знак инерционного напора  $h_{ин}$  («плюс» или «минус») зависит от знака ускорения. При положительном ускорении величина  $h_{ин}$  также положительна, что означает уменьшение полного напора вдоль потока аналогично уменьшению его вследствие гидравлических сопротивлений. Однако инерционный напор нельзя рассматривать как безвозвратно потерянный. При отрицательном ускорении (торможении потока) величина отрицательная, а это значит, что торможение потока способствует возрастанию полного напора жидкости вдоль потока, т. е. его действие противоположно действию гидравлических сопротивлений.

## 8.2 Гидравлический удар

Гидравлическим ударом обычно называют резкое повышение давления, возникающее в напорном трубопроводе при внезапном торможении потока жидкости. Точнее говоря, **гидравлический удар** представляет собой колебательный процесс, возникающий в упругом трубопроводе с капельной жидкостью при внезапном изменении ее скорости. Этот процесс является очень быстротечным и характеризуется чередованием резких повышений и понижений давления. Изменение давления при этом тесно связано с упругими деформациями жидкости и стенок трубопровода.

Гидравлический удар чаще всего возникает при быстром закрытии или открытии пробкового крана или иного устройства управления потоком.

Теоретическое и экспериментальное исследование гидравлического удара в трубах было впервые выполнено отцом русской авиации Н. Е. Жуковским (1847—1921), который в 1898 году опубликовал фундаментальную работу «О гидравлическом ударе».

Рассмотрим стадии гидравлического удара.

Пусть в конце трубы 2, по которой движется жидкость со скоростью  $v_0$ , произведено мгновенное закрытие крана 1 (рис. 1.46).

Тогда скорость частиц жидкости, натолкнувшихся на кран, будет погашена, а их кинетическая энергия перейдет в работу деформации стенок трубы и жидкости. При этом стенки трубы растягиваются, а жидкость сжимается (в очень малой степени) из-за повышения

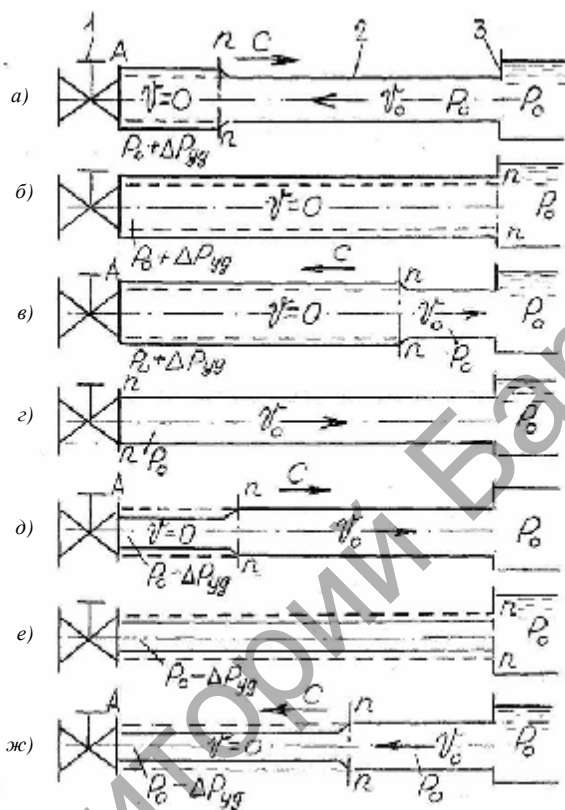


Рисунок 1.46 — Стадии гидравлического удара:  
 1 — кран; 2 — труба; 3 — резервуар

давления на величину  $\Delta P_{уд}$ . На заторможенные частицы у крана набегают другие, соседние с ними, и тоже теряют скорость. В результате происходит гидравлический удар, от которого возникает ударная волна и ее фронт (сечение  $n-n$ ) начинает перемещаться вправо со скоростью  $C$ , называемой *скоростью ударной волны*. Когда ударная волна переместится до резервуара, жидкость окажется остановленной и сжатой во всей трубе, а стенки трубы — растянутыми. Ударное повышение давления  $\Delta P_{уд}$  распространится на всю трубу (см. рис. 1.46, б). Но такое состояние не является устойчи-

вым (равновесным). Под действием перепада давления  $\Delta P_{\text{уд}}$  частицы жидкости устремятся из трубы в резервуар, причем это движение начнется с сечения, непосредственно прилегающего к резервуару.

Теперь сечение  $n-n$  перемещается в обратном направлении — к крану — с той же скоростью  $C$ , оставляя за собой выравненное давление  $P_0$  (см. рис. 1.46, в).

Жидкость и стенки трубы предполагаются упругими, поэтому они возвращаются к прежнему состоянию, соответствующему давлению  $P_0$ . Работа деформации полностью переходит в кинетическую энергию, и жидкость в трубе приобретает первоначальную скорость  $v_0$ , но направленную теперь в противоположную сторону.

С этой скоростью «жидкая колонна» (см. рис. 1.46, з) стремится оторваться от крана, в результате возникает отрицательная ударная волна под давлением  $P_0 - \Delta P_{\text{уд}}$ , которая направляется от крана к резервуару со скоростью  $C$ , оставляя за собой сжавшиеся стенки трубы и расширившуюся жидкость, что обусловлено снижением давления (см. рис. 1.46, д). Кинетическая энергия жидкости вновь переходит в работу деформаций, но противоположного знака.

Состояние трубы в момент отрицательной ударной волны к резервуару показано на рисунке 1.46, е. Так же как и для случая, изображенного на рисунке 1.46, б, оно является равновесным. На рисунке 1.46, ж показан процесс выравнивания давления в трубе и резервуаре, сопровождающийся возникновением движения жидкости со скоростью  $v_0$ .

Очевидно, что как только отраженная от резервуара ударная волна под давлением  $\Delta P_{\text{уд}}$  достигнет крана, возникнет ситуация, уже имевшая место в момент закрытия крана. Весь цикл гидравлического удара повторится.

В опытах Н. Е. Жуковского было зарегистрировано до 12 полных циклов с постепенным уменьшением  $\Delta P_{\text{уд}}$  из-за трения в трубе и рассеивания энергии в резервуаре.

Протекание гидравлического удара во времени иллюстрируется диаграммой, представленной на рисунке 1.47.

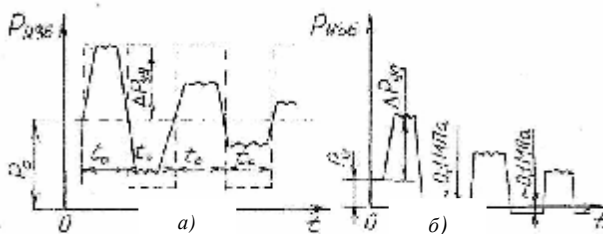


Рисунок 1.47 — Изменение давления во времени у крана

Диаграмма, показанная штрихпунктирными линиями на рисунке 1.47, *а*, характеризует теоретическое изменение давления  $P_{изб}$  в точке *A* (см. рис. 1.46) непосредственно у крана (закрытие крана предполагается мгновенным). Сплошными линиями дан примерный вид действительной картины изменения давления во времени. В действительности давление нарастает (а также падает), хотя и круто, но не мгновенно.

Кроме того, имеет место затухание колебаний давления (см. рис. 1.47, *б*), т. е. уменьшение его амплитудных значений из-за трения и ухода энергии в резервуар.

Описанная картина изменения давления может возникнуть лишь в том случае, когда имеется достаточный запас давления  $P_0$ , т. е. когда  $P_0 > P_{уд}$  и при снижении давления на  $\Delta P_{уд}$  оно остается положительным. Если же давление  $P_0$  невелико (что бывает очень часто), то первоначальное повышение давления при ударе будет примерно таким же, как и в предыдущем случае. Однако снижение давления на  $\Delta P_{уд}$  невозможно; абсолютное давление у крана падает практически до нуля ( $P_{изб} \approx -0,1$  МПа), «жидкая колонна» отрывается от крана, возникает кавитация и образуется паровая камера (полость-пустота). В связи с этим нарушается периодичность процесса, и характер изменения давления во времени получается примерно таким, как показано на рисунке 1.47, *б*.

Повышение давления  $\Delta P_{уд}$  легко связать со скоростями  $v_0$  и  $C$ , если рассмотреть элементарное перемещение ударной волны  $dx$  за

время  $dt$  и применить к элементу трубы  $dx$  теорему об изменении количества движения (рис. 1.48).

При этом получим

$$[(P_0 + \Delta P_{уд}) - P_0] S dt = S \rho (v_0 - 0) dx.$$



Отсюда скорость распространения ударной волны  $C$  равна

$$C = \frac{dx}{dt} = \frac{\Delta P_{уд}}{\rho v_0},$$

откуда

$$\Delta P_{уд} = \rho v_0 C.$$

Рисунок 1.48 —  
Перемещение ударной волны  
за время

Полученное выражение носит название *формулы Жуковского*. Величина  $C$  находится по теоретической формуле Н. Е. Жуковского

$$C = \frac{\sqrt{E_{ж} / \rho} \cdot v_{зв}}{\sqrt{1 + \frac{E_{ж} d}{E \delta}} \sqrt{1 + \frac{E_{ж} d}{E \delta}}},$$

где  $E_{ж}$  — объемный модуль упругости жидкости, МПа;

$\rho$  — плотность жидкости, кг / м<sup>3</sup>;

$E$  — модуль упругости материала трубы, МПа;

$d$  — диаметр трубы, м ;

$\delta$  — толщина стенок трубы, м;

$v_{зв}$  — скорость распространения звука в данной упругой среде, м / с (для воды — 1 435 м / с, бензина — 1 116 м / с, для масла — 1 200...1 400 м / с).

Когда уменьшение скорости в трубе происходит не до нуля, а до значения  $v_1$ , возникает неполный гидравлический удар и формула Жуковского приобретает следующий вид:

$$\Delta P_{уд} = \rho (v_0 - v_1) C .$$

Формулы Жуковского справедливы при очень быстром закрытии крана или, точнее говоря, когда время закрытия  $t_{\text{закр}} < t_{\text{фаз}}$  ( $t_{\text{фаз}}$  — длительность фазы, с), т. е. время, в течение которого возникшая у крана ударная волна достигнет резервуара и, отразившись от него, снова подойдет к крану. Удвоенная фаза составит один период, или цикл:

$$t_{\text{фаз}} = 2l / C,$$

где  $l$  — длина трубы, м.

При этом условии имеет место прямой гидравлический удар. При  $t_{\text{закр}} > t_{\text{фаз}}$  возникает не прямой гидравлический удар, при котором ударная волна, отразившись от резервуара, возвращается к крану раньше, чем он будет полностью закрыт. Очевидно, что повышение давления  $\Delta P_{\text{уд}}^1$  при этом будет меньше, чем  $\Delta P_{\text{уд}}$  при прямом ударе.

Повышение давления при непрямом, но полном гидравлическом ударе равно

$$\Delta P = \frac{\rho 2l v_0}{t_{\text{закр}}},$$

при непрямом и неполном

$$\Delta P = \frac{\rho 2l (v_0 - v_1)}{t_{\text{закр}}}.$$

Очевидно, что наиболее опасным является полный прямой гидравлический удар, который может вызвать разрыв трубопроводов, разрушение деталей гидромашин и приборов, ложное срабатывание отдельных устройств гидросистем (реле времени, реле давления, гидрозамков и др.).

Способы предотвращения и смягчения гидравлического удара выбирают для каждого конкретного случая. Наиболее эффективным методом снижения  $\Delta P_{\text{уд}}$  является устранение возможности прямого гидравлического удара, что при заданном трубопроводе сводится к увеличению времени срабатывания кранов и других устройств.

Аналогичный эффект достигается установкой перед этими устройствами компенсаторов в виде достаточных местных объемов жидкости (уравнительных башен), гидроаккумуляторов, воздушных колпаков или предохранительных клапанов.

Уменьшение скорости движения жидкости в трубопроводах (увеличение диаметра труб при заданном расходе) и уменьшение длины трубопроводов (для получения непрямого удара) также способствует снижению ударного давления.

Иногда вместо всех перечисленных способов уменьшения ударного давления  $\Delta P_{\text{уд}}$  предпочитают простое повышение прочности слабых звеньев системы.

### Контрольные вопросы

1. Какое движение жидкости в жестких трубах считается неустановившимся?
2. Дайте определение инерционного напора. От чего он зависит? Какова физическая сущность гидравлического удара?
3. Кем впервые были выполнены исследования гидравлического удара? Когда это произошло?
4. Что происходит в трубах после гидравлического удара?
5. От чего зависит повышение давления в трубах при гидравлическом ударе?
6. Какой удар называется полным прямым?
7. Каковы пути предотвращения и смягчения гидравлического удара?

## Раздел II ОСНОВЫ ГИДРОПРИВОДА

### Тема 1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИНАХ (НАСОСАХ)

Гидравлика как наука широко применяется в машиностроении (в том числе и в сельхозмашиностроении), где приходится иметь дело с закрытыми руслами (например, трубами) и напорными течениями в них, т. е. с потоками без свободной поверхности и с давлением, отличным от атмосферного.

Гидросистемы, состоящие из насосов, трубопроводов, различных гидроагрегатов, широко используют в машиностроении в качестве систем жидкостного охлаждения, топлива подачи, смазочных и др.

На различных современных машинах все более широкое применение находят гидropередачи (гидроприводы) и гидropневмоавтоматика.

**Гидropередачи** представляют собой устройства для передачи механической энергии и преобразования движения посредством жидкости.

По сравнению с передачами других видов (зубчатыми, цепными, ременными и т. п.) гидropередачи имеют ряд существенных преимуществ, среди которых:

- простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное;
- возможность плавного (бесступенчатого) изменения скоростей входного и выходного звеньев;
- компактность конструкции и малая масса гидромашин при заданной мощности по сравнению, например, с электромашинами;
- превосходство удельных сил гидравлических исполнительных устройств (в десятки раз) над удельными силами электромагнитов;
- удобство преобразования энергии потока жидкости в механическую энергию;
- удаление вместе с потоком жидкости или воздуха тепла, выделяемого в результате потерь энергии, что дает возможность повышать удельную мощность исполнительных органов.

Гидропередачи, снабженные системами автоматического или ручного управления, образуют гидроприводы, которые благодаря перечисленным преимуществам широко используют в машиностроении.

Предметом изучения в данной дисциплине являются гидроприводы (рис. 2.1).

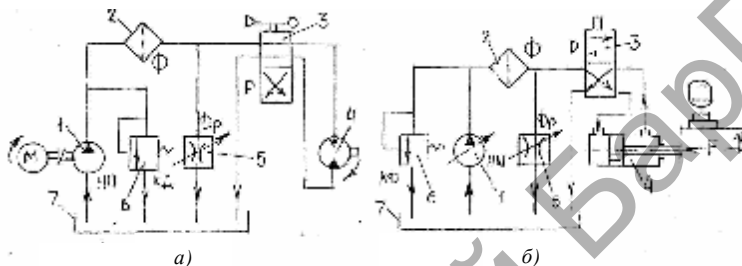


Рисунок 2.1— Схемы объемных гидроприводов:  
 вращательного движения (главного движения токарного станка) (а);  
 поступательного движения (стола фрезерного станка) (б):  
 1 — насос; 2 — фильтр; 3 — распределитель; 4 — гидродвигатель  
 (гидромотор и гидроцилиндр); 5 — дроссель регулируемый;  
 6 — клапан давления (предохранительный); 4, 7 — гидробак

Кроме перечисленных гидроустройств в гидроприводы входят рабочие жидкости, трубопроводы: всасывающие, нагнетательные и сливные, уплотнения и т. п.

Гидроприводы, гидропневмоавтоматика и различные гидропневматические устройства являются весьма перспективными для комплексной механизации и автоматизации производства.

Началом гидрофикации металлообрабатывающих станков считается 1925 год, когда гидравлика получила практическое применение в шлифовальных станках.

В 1934—1935 годах были спроектированы гидрофицированные агрегатные и сверлильные станки, работающие с малыми скоростями и на больших давлениях. Затем была проведена нормализация направляющей и регулирующей гидроаппаратуры, соединительной арматуры для гидроприводов низкого, среднего и высоко-

кого давлений, а также разработаны гидравлические схемы для станков различных типов.

Для расчета и проектирования гидроприводов, их систем автоматического регулирования и других устройств с гидромашинами и гидропневмоавтоматикой, а также для правильной их эксплуатации, ремонта и наладки нужно иметь соответствующую подготовку в области гидравлики и теории гидромашин.

## 1.1 Основные понятия и общие свойства объемных гидромашин

**Насосами** называются машины для создания напорного потока жидкости. В объемной гидромашине (в отличие от динамической) рабочий процесс основан на попеременном заполнении рабочей камеры жидкостью и вытеснении ее из рабочей камеры. **Рабочая камера объемного насоса** — ограниченное пространство внутри машины, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщающееся с местами входа и выхода жидкости.

Объемная гидромашинa может иметь одну или несколько рабочих камер. В соответствии с тем, создают гидромашины поток жидкости или используют его, их разделяют на объемные насосы и гидродвигатели, т. е. они обратимы. В объемном насосе перемещение жидкости осуществляется путем вытеснения ее из рабочих камер вытеснителями.

*По принципу действия* (по характеру процесса вытеснения жидкости) объемные насосы бывают:

- возвратно-поступательного действия: поршневые, плунжерные и диафрагменные;
- роторные: роторно-вращательные (шестерни, винты) и роторно-поступательные (пластины, поршни).

*По конструктивным признакам* объемные гидромашины классифицируют следующим образом:

- по направлению оси расположения, вращения или движения рабочих органов: горизонтальные и вертикальные;
- по расположению входа в насос: с боковым входом, с осевым входом, двусторонним входом;

- по числу ступеней и потоков: одноступенчатые, двухступенчатые и многоступенчатые; однопоточные, двухпоточные и многопоточные;

- по требованиям эксплуатации: обратимые, реверсивные, регулируемые и дозирочные.

К общим *свойствам* объемных насосов относятся следующие:

- 1) цикличность рабочего процесса, т. е. порционность и неравномерность подачи;

- 2) герметичность насоса, т. е. постоянное отделение напорного трубопровода от всасывающего;

- 3) самовсасывание, т. е. способность объемного насоса создавать вакуум во всасывающем трубопроводе, заполненном воздухом, достаточный для подъема жидкости во всасывающем трубопроводе до уровня расположения насоса. Высота всасывания жидкости при этом не может больше предельно допустимой;

- 4) жесткость характеристики, т. е. малая зависимость подачи насоса от развиваемого им давления;

- 5) независимость давления, создаваемого объемным насосом, от скорости движения рабочего органа насоса и скорости жидкости.

## 1.2 Основные технические показатели объемных насосов

Основной величиной, определяющей размер объемного насоса (объемного гидродвигателя), является его рабочий объем.

**Рабочий объем насоса**  $V_n$  — разность наибольшего и наименьшего значений объема рабочей камеры за один оборот вала или за двойной ход рабочего органа насоса (вытеснителя — «поршня»).

Рабочий объем насоса и частота его рабочих циклов определяют идеальную подачу  $Q_{ид}$ , л / с, представляющую собой сумму подачи насоса и объемных потерь в насосе  $\Delta Q_{ут}$  (утечек через зазоры).

$$Q_{ид} = Q + \Delta Q_{уд}.$$

Коэффициент подачи  $\varepsilon$  — отношение действительной подачи  $Q$  к идеальной  $Q_{ид}$  :

$$\varepsilon = Q / Q_{\text{ид}}.$$

Полное приращение энергии жидкости в объемном насосе обычно относят к единице объема и выражают в единицах давления. Так как объемные насосы предназначены в основном для создания значительных приращений давления, то приращением кинетической энергии в насосе обычно пренебрегают. Поэтому давление насоса  $P_n$  представляет собой разность между давлением  $P_2$  на выходе из насоса и давлением  $P_1$  на входе в него:

$$P_n = P_2 - P_1.$$

Напор насоса  $H_n$  — разность удельных энергий при выходе из насоса и на входе в него, выраженная высотой столба подаваемой жидкости:

$$H_n = \frac{P_n}{\gamma} = \frac{P_n}{\rho g}.$$

Полезная мощность насоса,  $N_n$ , Вт, равна

$$N_n = QP_n = QH_n \rho g.$$

Мощность  $N$ , потребляемая насосом, определяется по формуле

$$N_n = M_n \omega_n,$$

где  $M_n$  — крутящий момент на валу насоса, Н · м;

$\omega_n$  — угловая скорость вращения вала ( $n \approx 10 \cdot \omega$ ),  $\text{с}^{-1}$ .

Коэффициент полезного действия (КПД) насоса  $\eta_n$  есть отношение полезной мощности  $N_n$  к мощности, потребляемой насосом:

$$\eta_n = N_n / N = QH_n \rho g / M_n \omega_n,$$

$$\eta_n = \eta_o \eta_r \eta_m,$$

где  $\eta_o$  — объемный КПД (отношение подачи  $Q$  к его идеальной подаче  $Q_{ид}$ ), определяемый по формуле

$$\eta_o = Q / Q_{ид};$$

$\eta_r$  — гидравлический КПД (отношение напора насоса  $H_n$  к сумме напора насоса и потерь напора внутри насоса  $\sum h_{п.н}$ ), равный

$$\eta_r = \frac{H_n}{H_n + \sum h_{п.н}};$$

$\eta_m$  — механический КПД.

## 1.3 Поршневые насосы (гидромашины)

### 1.3.1 Основные понятия

Рабочий орган насоса называется **вытеснителем**.

*По типу вытеснителей* поршневые насосы делятся на поршневые, плунжерные и диафрагменные.

*По характеру движения ведущего звена* различают насосы:

- прямодействующие, в которых ведущее звено совершает возвратно-поступательное движение;
- роторные, в которых ведущее звено совершает вращательное движение (кривошипные и кулачковые насосы).

*По числу циклов всасывания и нагнетания* за один двойной ход поршня различают насосы одностороннего и двустороннего действия.

*По количеству поршней и плунжеров* насосы бывают одно-, двух-, трех- и многопоршневые.

Поршневые насосы с кривошипно-шатунным приводом и клапанной системой распределения относятся к машинам, ис-

пользуемым еще в глубокой древности. Для целей водоснабжения они начали применяться со II века до н. э. Однако и в наши дни они являются одними из основных широко распространенных типов машин для перемещения жидкостей.

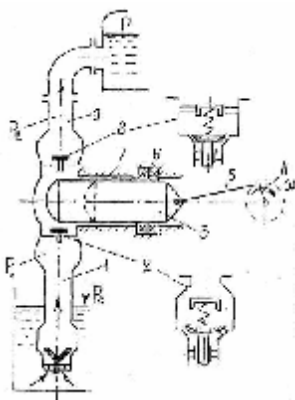


Рисунок 2.2 — Схема одноплунжерного насоса одностороннего действия с кривошипным приводом:  
 1 — всасывающий трубопровод;  
 2 — клапан всасывающий; 3 — плунжер;  
 4 — кривошип; 5 — шатун;  
 6 — уплотнение; 7 — цилиндр;  
 8 — клапан нагнетательный;  
 9 — напорный трубопровод

Конструктивная схема насосной установки с простейшим насосом такого типа приведена на рисунке 2.2.

Рабочей камерой служит цилиндр 7, а вытеснителем — плунжер 3 с возвратно-поступательным движением, которое ему сообщает кривошипно-шатунный механизм. Цилиндр 7 попеременно соединяется с всасывающим 1 и нагнетательным 9 трубопроводами с помощью всасывающего 2 и нагнетательного 8 клапанов. Клапаны являются самодействующими. При движении плунжера 3 вправо объем рабочей камеры увеличивается (при цикле заполнения) и в ней устанавливается давление  $P_{ц1}$  меньше, чем давление  $P_1$

перед клапаном 2. Под действием возникшей разности давлений клапан поднимается и камера заполняется жидкостью из всасывающей линии 1. При движении плунжера влево объем рабочей камеры уменьшается (при цикле нагнетания), давление в камере начинает повышаться, клапан 2 закрывается и, когда давление в камере достигнет значения  $P_{ц2}$ , большего, чем давление  $P_2$  за клапаном 8, жидкость вытесняется через этот клапан в трубопровод 9.

Отметим, что описанная схема циклов возможна только при условии, что давление  $P_2$  больше, чем  $P_1$  (это соответствует работе такой гидромашины в качестве насоса).

В современных поршневых насосах наибольшее распространение получили клапаны, нагруженные пружинами. Конструктивное исполнение клапанов может быть разнообразным.

Для некоторого устранения прерывистости подачи и уменьшения ее неравномерности применяют однопоршневые насосы двустороннего действия (рис. 2.3)

В данном насосе за один двойной ход поршня осуществляется два цикла всасывания и два цикла нагнетания.

Разновидностью однопоршневого насоса двустороннего действия является поршневой насос с дифференциальным поршнем (рис. 2.4).

В данном насосе при движении поршня 4 вправо открывается всасывающий клапан 2 и жидкость поступает в поршневую полость 7 с площадью  $S$ , а жидкость, ранее поступившая в штоковую полость 6, вытесняется в нагнетательный трубопровод 9 при закрытом нагнетательном клапане 8. А при движении поршня влево давление в поршневой полости увеличивается, клапан 8 открывается и жидкость нагнетается в штоковую полость 6 и в нагнетательный трубопровод 9. Затем цикл повторяется.

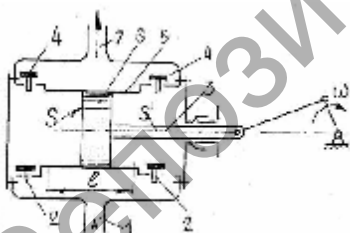


Рисунок 2.3 — Схема однопоршневого насоса двустороннего действия:  
1 — всасывающий трубопровод;  
2 — клапан всасывающий; 3 — шток;  
4 — клапан нагнетательный;  
5 — цилиндр; 6 — поршень;  
7 — трубопровод нагнетательный

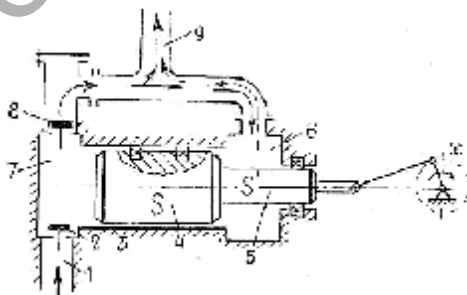


Рисунок 2.4 — Схема поршневого насоса с дифференциальным поршнем:  
1 — всасывающий трубопровод; 2 — клапан всасывающий; 3 — цилиндр; 4 — поршень;  
5 — шток; 6 — штоковая полость;  
7 — поршневая полость;  
8 — клапан нагнетательный;  
9 — трубопровод нагнетательный

Рабочий объем насоса  $V_n$ ,  $\text{м}^3$ , для одностороннего действия находится по формуле

$$V_n = i S l,$$

где  $i$  — число поршней;

$S$  — площадь поршня,  $\text{м}^2$ ;

$l$  — ход поршня, м.

Для однопоршневого насоса двустороннего действия рабочий объем насоса рассчитывается следующим образом:

$$V_n = i (2S - S_1) l,$$

где  $S_1$  — площадь штока,  $\text{м}^2$ .

Усредненная во времени секундная подача  $Q$ ,  $\text{м}^3 / \text{с}$ , насоса определяется по следующей зависимости:

$$Q = \eta_o V_n \frac{n}{60},$$

где  $n$  — число двойных ходов поршня,  $\text{мин}^{-1}$ .

Ориентировочные значения объемных КПД насосов приведены в таблице:

| Размер насоса | $d$ , мм | $Q$ , $\text{м}^3 / \text{ч}$ | $\eta_o$    |
|---------------|----------|-------------------------------|-------------|
| Малый         | < 50     | 0,5...20                      | 0,85...0,90 |
| Средний       | 50...150 | 20...300                      | 0,90...0,95 |
| Крупный       | > 150    | > 300                         | 0,95...0,99 |

Основным недостатком однопоршневого насоса является прерывистая подача и большая неравномерность, которая характеризуется коэффициентом неравномерности  $\sigma_Q$ , равным:

$$\sigma_Q = Q_{\max} / Q_{\text{ср}}.$$

Для уменьшения неравномерности применяются два способа.

*Первый способ* — применение многопоршневых машин с общим приводом и общими магистральными трубопроводами со смещением фаз их рабочих циклов на угол  $\beta$ , равный  $360^\circ/Z$  ( $Z$  — число поршней).

Значения коэффициентов неравномерности  $\sigma_Q$  насосов одностороннего действия для различного числа поршней приведены в таблице:

| Z          | 1    | 2    | 3     | 4    | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     | 10    |
|------------|------|------|-------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $\sigma_Q$ | 3,14 | 1,57 | 1,047 | 1,11 | 1,016 | 1,047 | 1,008 | 1,026 | 1,005 | 1,016 |

Из данной таблицы видно, что с точки зрения повышения равномерности подачи (расхода) выгодно применять насосы с нечетным числом поршней.

*Второй способ* — применение гидропневматических аккумуляторов (воздушных колпаков или воздушно-гидравлических компенсаторов), которые устанавливают на подводящей и отводящей линиях непосредственно перед и после рабочей камеры так, чтобы путь от нее до колпаков был минимальным. Применяют колпаки, как правило, с одно- и двухцилиндровыми насосами. Работа колпаков основана на стремлении длинных столбов жидкости в трубах сохранять из-за инерции среднюю скорость, соответствующую средней подаче насоса  $Q \approx Q_{ид}$ .

На рисунке 2.5 приведена схема насоса с воздушными колпаками.

Верхняя часть колпаков в среднем на две трети заполнена воздухом.

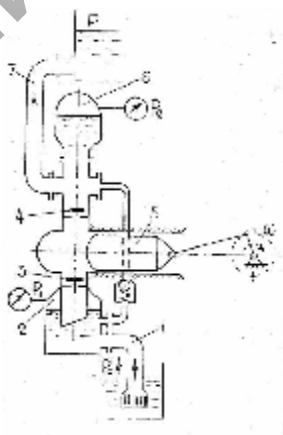


Рисунок 2.5 — Схема насоса с воздушными колпаками:  
 1 — трубопровод всасывающий;  
 2 — колпак всасывающий;  
 3 — клапан всасывающий;  
 4 — клапан нагнетательный;  
 5 — плунжер; 6 — колпак нагнетательный; 7 — труба нагнетательная

Объем воздушного колпака  $V_k$  рассчитывается по формуле

$$V_k = \frac{3 \Delta V}{2 \sigma_p},$$

где  $\Delta V$  — аккумулярующая емкость воздушного колпака,  $\text{м}^3$  ( $\Delta V = V_{\max} - V_{\min}$ );

$\sigma_p$  — коэффициент неравномерности давления в колпаке (0,02...0,05), определяемый следующим образом:

$$\sigma_p = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\text{cp}}}.$$

Меньшее значение  $\sigma_p$  берется для длинных трубопроводов, в которых влияние инерционного напора больше.

Мощность поршневых насосов определяется по индикаторной диаграмме, площадь которой пропорциональна работе, совершенной поршнем за время одного оборота. Индикаторная диаграмма представляет собой запись давления в цилиндре насоса в зависимости от угла поворота приводного механизма или от времени. В настоящее время давление записывают при помощи датчиков давления, присоединенных к полости цилиндра, и осциллографа.

Зная масштабы записи на диаграмме угла поворота кривошипа и давления в цилиндре, можно вычислить работу  $A_{\text{инд}}$ , а по ней — индикаторную мощность  $N_{\text{инд}}$ , Вт:

$$N_{\text{инд}} = A_{\text{инд}} \cdot n.$$

Насос отдает потоку жидкости полезную мощность  $N_{\text{п}}$ , равную  $Q P_{\text{п}}$ . Разность  $\Delta N_{\text{г}} = N_{\text{инд}} - N_{\text{п}}$  представляет сумму гидравлических потерь через закрытые клапаны и уплотнения поршней.

## 1.4 Диафрагменные насосы

В качестве приводного механизма в диафрагменных насосах служит кулачковый механизм. Рабочая камера также имеет всасывающий и напорный клапаны. Величина хода диафрагмы (или мембраны) зависит от величины эксцентриситета кулачка. Диафрагменные насосы применяются для перекачки загрязненных жидкостей, а также бензина в двигателях внутреннего сгорания. Вместо тарельчатых клапанов для перекачки загрязненных жидкостей используются шаровые клапаны.

### Контрольные вопросы

1. Какая машина называется насосом?
2. Как подразделяются объемные гидромашины по принципу действия?
3. Чем отличается объемная гидромашина от динамической?
4. Как классифицируются объемные насосы по конструктивным признакам?
5. Каковы общие свойства объемных насосов?
6. Назовите основные технические показатели объемных насосов.
7. Как делятся поршневые насосы по типу вытеснителей?
8. В чем разница между однопоршневыми насосами одностороннего и двустороннего действия?
9. Каков принцип работы поршневого насоса с дифференциальным поршнем?
10. Назовите основной недостаток однопоршневого насоса.
11. Расскажите о путях уменьшения неравномерности подачи однопоршневого насоса.

## Т е м а 2. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОДВИГАТЕЛИ

**Объемным гидродвигателем** называется объемная гидромашина, служащая для преобразования энергии потока рабочей жидкости в энергию движения выходного (ведомого) звена (вала, штока). В зависимости *от характера движения выходного звена* гидродвигатели делятся на три класса:

1) гидромоторы (объемные гидродвигатели (насосы) с вращательным движением выходного звена, т. е. обратимые роторные гидромашины);

2) гидроцилиндры (объемные гидродвигатели, сообщающие выходному звену поступательное движение);

3) поворотные гидродвигатели (объемные гидродвигатели с ограниченным углом поворота выходного звена).

## 2.1 Гидроцилиндры

Гидроцилиндры являются простейшими гидродвигателями, которые применяются в качестве исполнительных механизмов гидроприводов во всех отраслях техники и особенно часто в строительных, землеройных, подъемно-транспортных, дорожных машинах, а также в технологическом оборудовании машиностроительного производства (металлорежущих станках, кузнечно-прессовых машинах).

По принципу действия и конструкции гидроцилиндры весьма разнообразны. Применение того или иного типа гидроцилиндра диктуется конкретными условиями работ, назначением и конструкцией той машины, в которой он используется.

Существует несколько типов гидроцилиндров, применяемых в машиностроении.

### 2.1.1 Гидроцилиндры одностороннего действия

В гидроцилиндрах одностороннего действия движение выходного звена (штока или корпуса-гильзы гидроцилиндра) осуществляется только в одном направлении за счет силы давления жидкости.

Движение в обратном направлении происходит под действием внешних сил (если они действуют непрерывно).

По конструкции гидроцилиндры одностороннего действия бывают поршневые, плунжерные, телескопические.

*Гидроцилиндр поршневой* одностороннего действия (рис. 2.6) имеет поршень 2, перемещаемый силой давления жидкости в одну сторону. Обратный ход поршня совершается под действием внешней силы  $F$ , если она действует непрерывно, или пружины 5.



Рисунок 2.6 — Схема гидроцилиндра одностороннего действия поршневого типа:  
1 — корпус гидроцилиндра (гильза);  
2 — поршень; 3 — уплотнение поршня; 4 — шток; 5 — пружина возвратная; 6 — основное уплотнение штока; 7 — грязезащитное уплотнение штока

Гидроцилиндры плунжерного типа (рис. 2.7) в отличие от поршневого типа наиболее просты по конструкции и технологии изготовления, так как внутренняя поверхность корпуса гидроцилиндра (гильза) 1 не подлежит точной обработке. А высокую точность и класс чистоты наружной поверхности плунжера (штока) достичь гораздо проще.

Телескопические гидроцилиндры (рис. 2.8) применяются в случаях, когда при небольшой длине корпуса (гильзы) необходимо получить большой ход выходного звена (штока). Выдвижение секций цилиндра, если он питается через линию 1 от источника постоянного расхода  $Q$  (например, объемный насос), будет происходить с разными скоростями и, если преодолеваемая сила  $F$  постоянна, при разных давлениях.

Сначала смещается до упора поршень 2 с малой скоростью  $v_1 = Q/S_1$  и при меньшем давлении  $P_1 = F/S_1$ . Затем до полного выдвижения смещается поршень 3 площадью  $S_2$ . При этом скорость увеличивается до  $v_2 = Q/S_2$ , а давление возрастает до  $P_2 = F/S_2$ . Выдвигание секций производится либо под действием силы  $F$ , либо путем подачи расхода  $Q$  через линию 4 в полость 6 и 7 через рукав 5.

Известно применение телескопических цилиндров, имеющих до шести секций.

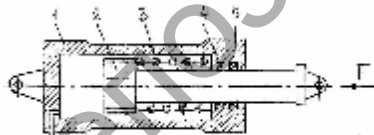


Рисунок 2.7 — Схема гидроцилиндра одностороннего действия плунжерного типа:  
1 — корпус гидроцилиндра (гильза);  
2 — плунжер; 3 — пружина возвратная;  
4 — основное уплотнение плунжера;  
5 — грязезащитное уплотнение плунжера

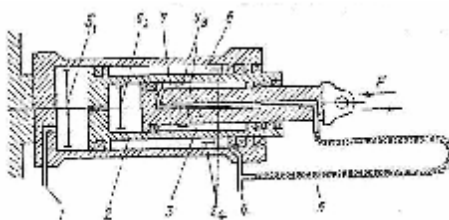


Рисунок 2.8 — Схема телескопического гидроцилиндра:  
1 — напорный трубопровод; 2 — поршень первой ступени; 3 — поршень второй ступени; 4 — сливной трубопровод;  
5 — рукав сливной; 6 — сливная полость поршня первой ступени; 7 — сливная полость поршня второй ступени

## 2.1.2 Гидроцилиндры двустороннего действия

Движение выходного звена в гидроцилиндрах двустороннего действия в обоих направлениях осуществляется под действием потока рабочей жидкости. Такие гидроцилиндры наиболее широко применяются в гидроприводах станков и различных строительных машин и выполняются в двух вариантах: с односторонним штоком, с двусторонним штоком.

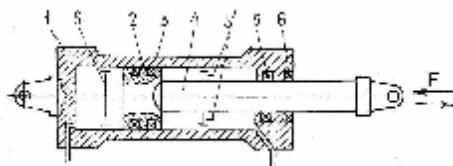


Рисунок 2.9 — Схема гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком:

1 — гильза; 2 — поршень; 3 — уплотнение поршня; 4 — шток; 5 — уплотнение штока; 6 — грязезащитное уплотнение штока

Схема поршневого гидроцилиндра с односторонним штоком представлена на рисунке 2.9.

Разница площадей поршневой  $S$  и штоковой  $S^1$  ведет к различию в используемом давлении  $P$  при перемещении влево и вправо, если преодолеваемая внешняя сила одинакова.

Схема поршневого гидроцилиндра с двусторонним штоком представлена на рисунке 2.10.

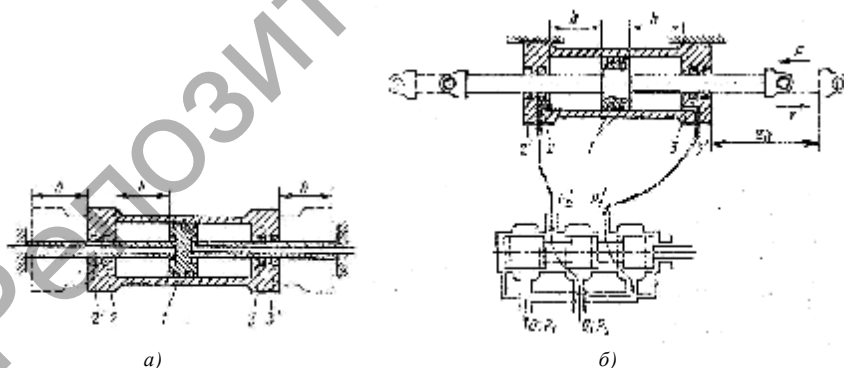


Рисунок 2.10 — Схема гидроцилиндра с двусторонним штоком: с закрепленным поршнем (а); с закрепленным цилиндром и золотниковым гидрораспределителем (б):

1 — уплотнение поршня; 2, 3 — внутреннее уплотнение штока; 2', 3' — наружное уплотнение штока

Гидроцилиндры с двусторонним штоком применяются в тех случаях, когда необходимо в обычной схеме подключения гидрочиний получить одинаковое усилие и одинаковую скорость при движении штока в обоих направлениях.

Данный гидроцилиндр увеличивает габариты машины. Однако конструкция с закрепленным штоком (поршнем) в 1,5 раза короче, чем конструкция с закрепленным цилиндром (гильзой). Эти гидроцилиндры более сложны в изготовлении, чем с односторонним штоком, так как надо выдержать соосность нескольких поверхностей. Поэтому преимущественно используют гидроцилиндры с односторонним штоком, а нужное соотношение скоростей при движении в разных направлениях обеспечивают схемой подключения и конструктивными размерами (рис. 2.11).

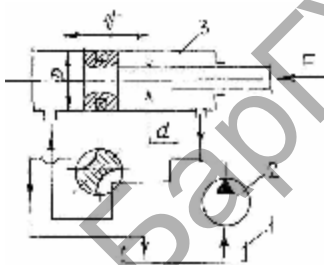


Рисунок 2.11 — Схема включения гидроцилиндра:  
1 — гидробак; 2 — насос;  
3 — гидроцилиндр;  
4 — гидрораспределитель

При изображенном положении гидрораспределителя 4 поршень движется вправо, а при повороте кранового распределителя на  $90^\circ$  — влево.

Если  $d = D\sqrt{2}$ , то скорости и силы при движении в обе стороны равны. Если  $d \neq D\sqrt{2}$ , то соотношение скорости и силы определяется отношением  $d/D$ .

На практике рекомендуется выбирать следующие значения отношения  $d/D$ : при  $P=1,5$  МПа  $d/D=0,30..0,35$ , при  $P=1,5..5$  МПа  $d/D=0,50$ , а при  $P=5..10$  МПа  $d/D=0,70$ .

В станкостроении приняты следующие диаметры поршней гидроцилиндров (нормаль): 45, 50, 65, 75, 90, 120, 150, 175, 200, 225, 250, 300, 350, 400, 500 мм.

## 2.2 Расчет гидроцилиндров

Без учета потерь усилие  $F$ , Н, развиваемое гидроцилиндром, определяется из соотношения

$$F = PS_3,$$

где  $P$  — давление в напорной гидролинии, МПа;

$S_3$  — эффективная площадь поршня со стороны нагнетания, м<sup>2</sup>.

Скорость перемещения  $v_{\text{перем}}$ , м / с, определяется по формуле

$$v_{\text{перем}} = Q / S_3,$$

где  $Q$  — расход (подача) рабочей жидкости, поступающей в гидроцилиндр, м<sup>3</sup> / с.

Для точного определения развиваемого усилия с учетом трения и потерь в сливной гидролинии следует исходить из уравнения равновесия поршня.

Коэффициент полезного действия гидроцилиндра определяется в основном механическими потерями энергии на трение. Объемные потери при уплотнении поршня резиновыми кольцами или манжетами практически отсутствуют и близки к единице.

Механический КПД гидроцилиндра  $\eta_{\text{мех}}$  рассчитывается по формуле

$$\eta_{\text{мех}} = 1 - F_{\text{тр}} / F,$$

где  $F_{\text{тр}}$  — сила трения, зависящая от типа уплотнения, чистоты поверхности, температуры и давления, Н.

В зависимости от этих факторов  $\eta_{\text{мех}} = 0,85...0,95$ .

Толщину стенок корпуса гидроцилиндра находят из выражения

$$R_{\text{нар}} = R_{\text{вн}} \sqrt{\frac{[\sigma_{\text{вр}}] + 0,4P_y}{[\sigma_{\text{вр}}] - 1,3P_y}},$$

где  $R_{\text{нар}}$  — наружный радиус корпуса, мм;

$R_{\text{вн}}$  — внутренний радиус корпуса, мм;

$[\sigma_{\text{вр}}]$  — допустимое напряжение растяжения материала корпуса, МПа;

$P_y$  — расчетное давление ( $P_y = 1,2P$ ), МПа.

Толщину плоского доньшка  $\delta$ , мм, корпуса гидроцилиндра определяют по формуле

$$\delta = 0,405D\sqrt{P/[\sigma_{\text{вр}}]}$$

Штоки гидроцилиндров, работающие на сжатие, при длине  $l > 10d$  рассчитывают на продольный изгиб (по формуле Эйлера).

Для коротких штоков ( $l < 10d$ ) справедлива упрощенная формула

$$[\sigma_{\text{изг}}] = 4F / \pi d_{\text{шт}}^2.$$

Штоки и поршни гидроцилиндров изготавливают из стальных поковок, корпуса гидроцилиндров при рабочем давлении менее 20 МПа — из стальных труб с  $[\sigma_{\text{вр}}] = 60 \dots 80$  МПа, при давлении менее 15 МПа — из чугунного литья с  $[\sigma_{\text{вр}}] = 40$  МПа, при давлении более 20 МПа — из ковanej стали с  $[\sigma_{\text{вр}}] = 100 \dots 120$  МПа. При давлении менее 10 МПа могут быть использованы алюминиевые трубы или литье из серого чугуна с допустимым пределом прочности на разрыв  $[\sigma_{\text{вр}}] = 25$  МПа.

При расчете гидроцилиндров на прочность при давлении до 30 МПа принимается запас прочности (коэффициент безопасности), равный трем.

Для уменьшения потерь давления во входных и выходных каналах гидроцилиндров диаметры проходных отверстий выбираются из условия, что скорость потока рабочей жидкости не должна быть больше 6 м / с.

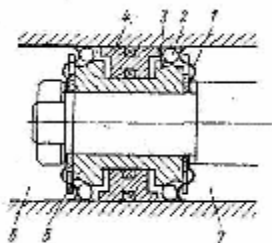


Рисунок 2.12 — Схема поршня гидроцилиндра с фиксирующими устройствами:

- 1 — пружина; 2 — шарик;
- 3 — поверхность коническая;
- 4 — скользящий уплотняющий элемент; 5 — поршень;
- 6 — поршневая полость цилиндра; 7 — штоковая полость гидроцилиндра

Частым требованием к гидроцилиндрам является способность удерживать нагрузку при неподвижном поршне без подачи жидкости от насоса. Схема фиксирующего устройства на поршне представлена на рисунке 2.12.

При равенстве давления в обеих полостях 6 и 7 гидроцилиндра пружины 1 смещают шарики 2 на коническую поверхность 3, и шарики заклинивают поршень. При подаче жидкости от насоса в одну из полостей в ней повышается давление, и скользящий уплотняющий элемент 4 смещается. Таким образом, перед началом движения поршня шарики выталкиваются из кольцевой конусной щели и не препятствуют движению поршня.

Такая система применяется только при малых нагрузках, так как при больших усилиях стенки цилиндров интенсивно изнашиваются.

При больших нагрузках положение поршня фиксируется гидравлическими замками, представляющими управляемые обратные клапаны (смотри выше).

При достаточно больших скоростях перемещения для защиты от ударов поршня о крышку цилиндра в конце хода устанавливают концевые тормозные устройства (рис. 2.13).

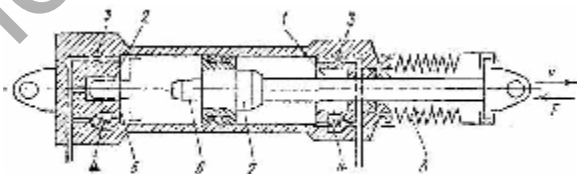


Рисунок 2.13 — Схема гидроцилиндра с концевыми дроссельными тормозами и защищенным штоком:

- 1, 2 — гнездо; 3 — дроссель; 4 — обратный клапан;
- 5 — кольцевой объем; 6, 7 — выступ;
- 8 — сильфон резиновый

В крышках гидроцилиндра выполнены гнезда 1 и 2, а на поршне — соответствующие им цилиндрические выступы 6 и 7, образующие с гнездами малые зазоры. В конце хода поршня кольцевой объем 5 жидкости будет выдавливаться через дроссель 3 и кольцевую щель, сопротивление которых велико, и скорость поршня уменьшится. Для быстрого заполнения цилиндра рабочим телом в начале хода в обход дросселя 3 и щели предусмотрены обратные клапаны 4.

При малых давлениях и перемещениях в качестве гидро- и пневмодвигателей поступательного движения применяют мембранные и сильфонные системы (рис. 2.14).

### 2.3 Поворотные гидродвигатели

По конструкции поворотные двигатели делятся на две группы:

1) гидродвигатели с преобразованием поступательного движения во вращательное. Наиболее распространены поршневые поворотные гидродвигатели, в которых движение поршня преобразуется в поворотное движение выходного звена с помощью кулисной или зубчатой передачи;

2) гидродвигатели без преобразования характера движения, к которым относятся шибберные поворотные гидродвигатели (рис. 2.15). Они делятся на одношибберные (двухкамерные) и двухшибберные (четырёхкамерные).

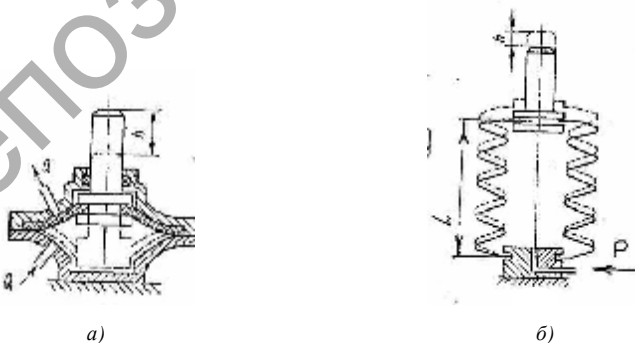


Рисунок 2.14 — Гидродвигатели поступательного движения: мембранный (а); сильфонный (б)

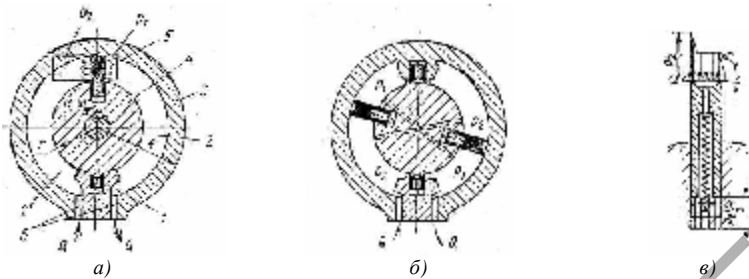


Рисунок 2.15 — Поворотные гидродвигатели:  
 двухкамерный (а); четырехкамерный (б); гидростатически разгруженная пластина (в):  
 1 — пластина (шибер) неподвижная; 2, 2' — рабочие полости;  
 3 — корпус гидродвигателя; 4 — ротор; 5 — пластина подвижная;  
 6 — каналы подвода и отвода рабочей жидкости (газа)

В конструкции таких гидродвигателей много общего с пластинчатыми гидромашинами. Ротор 4 уплотнен радиально относительно наружного корпуса 3 подвижной 5 и неподвижной 1 пластинами, которые образуют две (или четыре) рабочие полости 2 и 2', в которые по каналам 6 подается и отводится рабочая жидкость.

За счет увеличения числа шиберов (пластин) момент, развиваемый каждой из подвижных пластин, увеличивается, а угловая скорость соответственно уменьшается в 2 раза.

Надежное уплотнение торцов ротора является главной трудностью при создании таких гидродвигателей особенно при высоких давлениях. Трение и утечки по торцам являются главными потерями энергии.

### Контрольные вопросы

1. Каково назначение объемных гидродвигателей?
2. Назовите виды гидродвигателей.
3. Назовите основные типы гидроцилиндров.
4. В чем состоит принципиальное отличие поршневых и плунжерных гидроцилиндров?
5. В каких случаях применяются телескопические гидроцилиндры?
6. Когда применяются гидроцилиндры с двусторонним штоком?
7. В чем заключается расчет гидроцилиндров?
8. Из каких материалов изготавливают корпуса гидроцилиндров?
9. За счет чего гидроцилиндр удерживает нагрузку при неподвижном поршне при отсутствии подачи жидкости от насоса?

10. Как осуществляется защита в гидроцилиндрах от удара поршня о крышку при больших скоростях его перемещения?
11. Когда используются мембранные и сильфонные гидро- и пневмодвигатели?
12. Каково назначение поворотных гидродвигателей?

## **Т е м а 3. НАПРАВЛЯЮЩАЯ ГИДРОАППАРАТУРА**

### **3.1 Общие сведения**

**Гидроаппаратом** называется устройство, предназначенное для управления потоками рабочей жидкости или сжатого воздуха: изменения или поддержания параметров потока (давления, расхода, направления движения).

Выделяют следующие типы гидроаппаратов:

1) *гидрораспределители*, основным назначением которых является изменение направления потоков жидкости в нескольких гидролиниях (трубопроводах) путем полного открытия или полного закрытия проходного сечения, называемые направляющими;

2) *клапаны* — устройства, способные изменять проходную площадь, пропускающую поток, под его воздействием, допускать движение потока в одном определенном направлении (обратные клапаны);

3) *дроссели*, направляющие поток рабочей жидкости к исполнительному органу гидропривода или на слив в зависимости от степени открытия проходного сечения дресселя.

Часто гидроаппараты совмещают функции основных перечисленных типов. Например, гидрораспределители кроме распределительных функций часто выполняют функции дресселей, а клапаны используются как элементы, распределяющие потоки.

Гидроаппараты совместно с гидромашинами (насосами и гидродвигателями) образуют гидросистемы и гидротрансмиссии.

### **3.2 Гидрораспределители**

По типу запорно-регулирующих органов (ЗРО) гидрораспределители разделяют на золотниковые, крановые и клапанные. Последние применяются очень редко, так как они требуют значительных усилий.

По числу внешних гидрочиний, подводимых к распределителю, гидрораспределители делятся на двухлинейные, трехлинейные и т. п.

В зависимости от числа фиксированных или характерных позиций ЗРО гидрораспределители бывают двухпозиционные, трехпозиционные и т. п.

Золотниковые гидрораспределители широко применяются в гидроприводах во всех отраслях машиностроения. С их помощью легко осуществить многопозиционность. Они уравновешены статическими силами давления, обладают малым трением, сравнительно просты по конструкции и наиболее пригодны для систем с автоматическим и дистанционным управлением.

Простейший двухпозиционный золотниковый распределитель представлен на рисунке 2.16.

Он служит для изменения направления движения поршня гидроцилиндра и способен работать в двух крайних позициях: I и II. Такой распределитель выполняет только функции позиционного переключателя и не может выполнять регулирующие функции, т. е. плавно и непрерывно изменять скорость и направление движения поршня в гидроцилиндре.

Четырехщелевой золотниковый распределитель, выполняющий функции как переключателя, так и регулирующего органа, предназначен для управления движением жидкости по четырем гидрочиниям (рис. 2.17).

Распределитель имеет подвижный элемент — плунжер (золотник) 1 с тремя поясками 3, 5 и 7, выполняющими роль запорно-регулирующих звеньев, и три окна 9, 11 и 12.

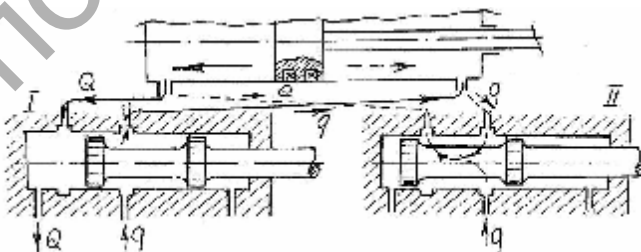


Рисунок 2.16 — Схема работы двухпозиционного гидрораспределителя

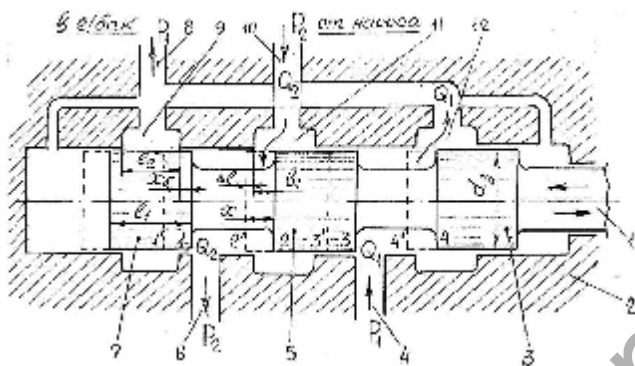


Рисунок 2.17 — Схема четырехщелевого золотникового распределителя:

- 1 — золотник; 2 — корпус (гильза); 3, 5, 7 — пояски золотника;  
 4, 6 — отверстия подвода и отвода жидкости от гидроцилиндра;  
 8 — линия отвода жидкости; 9, 11, 12 — окна; 10 — линия питания

Обычно к среднему окну 11 по линии 10 от насоса подводится рабочая жидкость  $Q$  под давлением  $P_2$ . Отверстия 4 и 6 соединены с гидроцилиндром, а окна 9 и 12 — с отводящей линией 8, присоединенной к сливной гидролинии, давление  $P_1$  в которой мало. Для уменьшения утечек зазор между плунжером 1 и гильзой 2 должен составлять 3...5 мкм, а размеры поясков золотника и окон гильзы должны быть такими, чтобы при среднем положении 1', 2', 3', 4' рабочие кромки поясков образовывали перекрытие окон  $\Delta l$ , т. е. распределитель имел положительное перекрытие. В среднем положении он способен с точностью до утечек запирать поршень в гидроцилиндре. При смещении плунжера кромки переходят в положение 1', 2', 3', 4'. Кромки 2 и 4 образуют рабочие щели  $b_1 = x - \Delta l$ , проходная площадь  $S_b$ , см<sup>2</sup>, которых равна

$$S_b = \pi d_{\text{зол}} b \psi,$$

где  $d_{\text{зол}}$  — диаметр золотника, см;

$b$  — полная ширина щели при среднем радиальном зазоре  $\delta$ , см;

$\psi$  — часть периметра гильзы, образующая щель, которая равная  $\varphi/\pi$ .

Кромки 1 и 3 образуют уплотняющие щели шириной  $x_\delta = x + \Delta l$  с проходной площадью  $S_\delta = \pi d_{\text{зол}} \delta \psi$ .

Согласно рисунку 2.2 расход  $Q_{\text{г.-ц}}$ , направляемый в гидроцилиндр из канала б, равен

$$Q_{\text{г.-ц}} = Q_2 - q_2 = \mu_b S_b \sqrt{\frac{2P_{b_2}}{\rho}} - \mu_\delta S_\delta \sqrt{\frac{2P_{\delta_2}}{\rho}}, \quad (2.1)$$

а расход  $Q_{\text{г.-ц}}$ , направляемый в гидроцилиндр из канала 4, определяется по формуле

$$Q_{\text{г.-ц}} = Q_1 - q_1 = \mu_b S_b \sqrt{\frac{2P_{b_1}}{\rho}} - \mu_\delta S_\delta \sqrt{\frac{2P_{\delta_1}}{\rho}},$$

где  $q_1$  и  $q_2$  — утечки через уплотняющие щели, л / с;

$\mu_b$  — коэффициент расхода для рабочей щели золотника ( $\mu_b \cong 0,7 \dots 0,72 \approx \text{const}$ ).

Ввиду малой величины зазора  $\delta$  уплотняющих щелей поток в них обычно ламинарный. При неизношенном золотнике высокого качества изготовления утечки  $q_1$  и  $q_2$  малы, ими часто пренебрегают.

Для симметричного золотникового распределителя (для равных перекрытий со всеми поясами открытия рабочих и ширина уплотняющих щелей одинаковы) потери давления  $P_{b_1} = P_{b_2} = P_b$ , утечки  $q_1 = q_2 = q$  и расходы  $Q_1 = Q_2 = Q$  равны.

Если обозначить полное давление, затрачиваемое в гидросистеме,  $P = P_2 - P_1$ , МПа, а давление, затрачиваемое в гидроцилиндре,  $P_{\text{г.-ц}} = P_2^1 - P_1^1$ , то можно составить баланс давлений для рабочей и уплотняющей щелей:

$$P_b = (P - P_{\text{г.-ц}}) / 2,$$

$$P_\delta = (P + P_{\text{г.-ц}}) / 2.$$

Подставив эти значения в уравнение (2.1), уравнение расхода примет следующий вид:

$$Q_{г.-ц} = Q_b - q = \mu_b S_b \sqrt{\frac{2(P - P_{г.-ц})}{2\rho}} - \mu_\delta S_\delta \sqrt{\frac{2(P + P_{г.-ц})}{2\rho}}.$$

Характеристика золотникового распределителя, т. е. связь между расходом  $Q$  и смещением  $x$ , является линейной (рис. 2.18).

Это важнейшее свойство золотникового распределителя как регулирующего устройства. Питание гидроприводов осуществляется большей частью насосными установками с переливным клапаном. Они подают жидкость при  $P_n \approx P \approx \text{const}$ . Если к штоку гидроцилиндра приложена постоянная сила  $F = SP_{г.-ц}$ , то скорость поршня будет линейной функцией смещения  $x$  золотника.

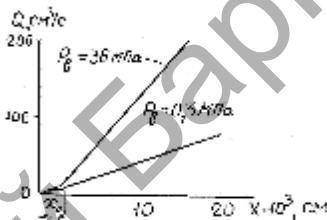


Рисунок 2.18 — Характеристика золотникового распределителя

Если сила  $F$  или  $P_{г.-ц}$  переменны в не слишком больших пределах, то связь между силой  $F$  и смещением  $x$  при постоянной скорости поршня  $v = Q_{г.-ц} / S$  также близка к линейной.

Таким образом, золотниковый распределитель как регулирующий гидроаппарат позволяет осуществить простейшую наиболее удобную связь между  $x$ ,  $v$  и  $F$  при управлении гидродвигателями.

В золотниковых распределителях запорно-регулирующие элементы (пояски и окна) могут быть трех типов (рис. 2.19): с положительным ( $\mathbf{1}_1 > \mathbf{1}_2$ ), нулевым ( $\mathbf{1}_1 = \mathbf{1}_2$ ) и отрицательным ( $\mathbf{1}_1 < \mathbf{1}_2$ ) перекрытиями.

При положительном перекрытии образуются наиболее протяженные уплотняющие щели  $x_\delta$  с гильзой. Это уменьшает утечки или при выбранных допустимых утечках позволяет использовать распределители с большими зазорами  $\delta$ , что снижает трудоемкость их изготовления и уменьшает износ золотника. Распределители

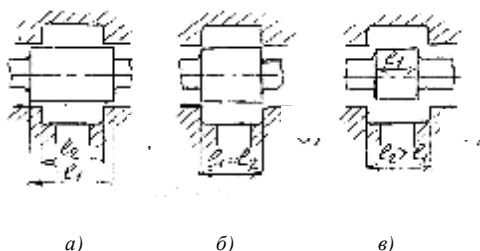


Рисунок 2.19 — Виды перекрытий в золотниковых распределителях

со значительными положительными перекрытиями и зазорами  $\delta \approx 0,01$  мм широко используют для позиционного перекрытия гидрролиний. Для регулирования работы гидродвигателей они малопригодны, так как при переходе через нейтральное положение благодаря значительному  $x_0$  (см. рис. 2.18) создают ощутимую зону нечувствительности, в которой гидродвигатель практически не реагирует на изменение смещения.

Наиболее благоприятно для систем регулирования нулевое перекрытие, которое допускает отсутствие зоны нечувствительности. По причине технологических ограничений при изготовлении оно неосуществимо. Поэтому для регулирующих золотниковых распределителей используют малое положительное перекрытие.

Золотниковые распределители с отрицательным перекрытием применяют сравнительно редко из-за больших утечек и нелинейности характеристики. Однако преимуществом третьего типа распределителя является большая плавность регулирования, исключая возможность появления автоколебаний в гидropередаче, а также свободный перепуск жидкости через щели при нейтральном положении золотника и неработающем гидродвигателе, благодаря чему снижается потребление энергии насосом во время холостого хода гидropередачи.

В следящих гидросистемах, например в гидropриводах станков, золотниковые распределители выполняют функции чрезвычайно точного и чувствительного элемента управления работой гидродвигателей. При этом управление работой самих золотников про-

изводится маломощными электромагнитами, включенными в электронную систему, задающую процесс управления.

Для таких золотниковых распределителей, кроме точности изготовления, необходимыми требованиями являются стабильность пропускной способности щелей и легкость перемещения.

Причиной нарушения стабильности пропускной способности щелей может являться облитерация — нарастание слоев поляризованных молекул жидкости на поверхностях, образующих щель. Из-за этого пропускная способность щели при одинаковом смещении золотника постепенно уменьшается. Если ширина щели мала (0,01...0,02 мм) и ее стенки неподвижны, то может произойти полное зарастивание щели.

Общепринятым методом борьбы с облитерацией является соприкосновение одной из поверхностей осцилляции-вибрации в виде возвратно-поступательного или возвратно-поворотного движения с высокой частотой и малой амплитудой.

При проектировании гидравлических систем расчет гидрораспределителей с цилиндрическим золотником проводится по трем основным направлениям:

- 1) определение конструктивных размеров, обеспечивающих заданный расход;
- 2) определение усилий управления;
- 3) расчет потерь давления в гидрораспределителе.

Размер проходных сечений определяется расходом и заданной скоростью рабочей жидкости, которая принимается в 2...2,5 раза больше, чем в гидролиниях, и составляет 6...10 м / с.

### **3.3 Виды гидрораспределителей**

#### ***3.3.1 Гидрораспределители с плоским золотником***

Гидрораспределители с плоским золотником более технологичны и просты в изготовлении и применяются при давлении, развиваемом насосом более 20 МПа.

Цилиндрические и плоские золотниковые распределители удобны как для позиционного переключения, так и для регулирования

работы гидродвигателей. Их главным недостатком являются утечки, которые не позволяют удерживать гидродвигатель под нагрузкой в неподвижном состоянии. В таких случаях для позиционного переключения предпочтительны клапанные распределители, т. е. распределители с тарельчатыми клапанами (как в двигателях внутреннего сгорания (ДВС)), имеющие увеличенные по сравнению с золотниками размеры и массу, но позволяющие герметически перекрывать гидролинии.

В менее ответственных случаях и при ограничении размеров для позиционного переключения используют малогабаритные крановые гидрораспределители, в которых подвижным элементом (запорно-регулирующим органом) является цилиндрическая или коническая пробка, совершающая вращательное (поворотное) движение. Для цилиндрических пробок зазор должен быть 10...20 мкм. Из-за значительных утечек (до  $300 \text{ мм}^3 / \text{с}$ ) и моментов трения их применяют для рабочих давлений менее 10 МПа.

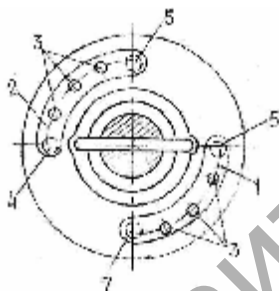


Рисунок 2.20 — Схема кранового торцового гидростатически уравновешенного распределителя

В более ответственных случаях при требовании малых размеров распределителя, но при высоких давлениях и необходимости высококачественной герметичности используют плоские поворотные краны (рис. 2.20). Герметичность обеспечивается возможностью обработки контактных плоскостей по высшим классам точности, а легкая управляемость — хорошей гидростатической уравновешенностью крана.

Устройство крана такого типа близко по конструкции плоскому золотниковому распределителю. На поверхностях крана выполнены дуговые пазы 1 и 2, соединенные отверстиями 3. Отверстия 4 и 5 соединены соответственно с питающей установкой и областью слива, а отверстия 6 и 7 — с управляемым объектом (гидродвигателем).

Благодаря идентичности торцов кран полностью гидростатически уравновешен и легко вращается при высоких давлениях. Поворот крана на  $90^\circ$  позволяет осуществить реверс гидродвигателя, а поворот на  $45^\circ$  — его блокировку.

### 3.4 Обратные клапаны

**Обратный клапан** — направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении. Клапан имеет запорно-регулирующий элемент (конус или шарик), опирающийся в закрытом положении на седло, направляющую часть, обеспечивающую центровку клапана относительно седла, и пружину (чаще с опорным шарниром), размещенные в корпусе. К камере корпуса присоединены подводящий и отводящий каналы.

В данной конструкции открытие клапана (на определенную величину) осуществляется в результате непосредственного воздействия потока жидкости на запорно-регулирующий орган (шарик). Такой клапан называют *клапаном прямого действия*.

К обратным клапанам предъявляются следующие основные требования: полная герметичность при закрытом положении и минимальное гидравлическое сопротивление потоку жидкости в открытом положении. Они работают на минеральных маслах вязкостью 10...60 сСт ( $\text{см}^2/\text{с}$ ) при температуре до  $50^\circ$  и давлении до 20 МПа.

Разновидностью обратных клапанов является *гидрозамок* — управляемый обратный клапан с управляющим воздействием на поток рабочей жидкости. Гидрозамок пропускает жидкость только в одном направлении при отсутствии управляющего воздействия и в обоих направлениях — при его наличии.

Широко распространены двух-клапанные гидрозамки (рис. 2.21), служащие для запираания поршней гидроцилиндров в фиксированном положении при отсутствии подачи жидкости от питающей установки.

Если во внешних гидролиниях 2 и 3 давление отсутствует, два герметичных обратных клапана 1 и 4 закрыты, гидроцилиндр заперт, а управляющий поршень 5 находится в среднем положении. При повышении давления в

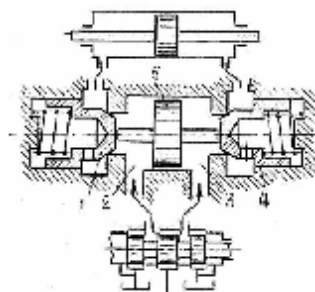


Рисунок 2.21 — Гидрозамок для фиксации положения поршня гидроцилиндра:  
1, 4 — обратный клапан;  
2, 3 — внешние гидролинии;  
5 — управляющий поршень

одной из внешних гидролиний управляющий поршень смещается в сторону меньшего давления и открывает клапан, обеспечивающий слив жидкости из полости гидроцилиндра, в сторону которой должен начать смещаться его поршень. Таким образом снимается блокировка гидроцилиндра.

### **Контрольные вопросы**

1. Что понимается под гидроаппаратом?
2. Назовите типы гидроаппаратов.
3. Как подразделяются гидрораспределители?
4. Каковы преимущества золотниковых распределителей?
5. Какой зазор должен быть между плунжером и гильзой?
6. От чего зависит расход жидкости, проходящей через канал распределителя?
7. Что выражает характеристика распределителя?
8. Назовите типы запорно-регулирующих элементов в золотниковых гидрораспределителях.
9. Какое перекрытие рекомендуется для систем регулирования?
10. В каких случаях применяется отрицательное перекрытие?
11. Дайте определение облитерации. Какова ее роль?
12. По каким направлениям проводится расчет гидрораспределителей?
13. Назовите разновидности распределителей.
14. Каково назначение обратных клапанов?
15. Для чего служат гидрозамки?

## **Т е м а 4. РЕГУЛИРУЮЩАЯ ГИДРОАППАРАТУРА**

### **4.1 Клапаны давления. Предохранительные и редуционные клапаны. Рекомендации по монтажу и эксплуатации**

**Гидроклапаном (клапаном прямого действия)** называют гидроаппарат, в котором степень открытия проходного сечения изменяется под воздействием напора рабочей жидкости, проходящей через него.

Гидроклапаны бывают *регулирующие* и *направляющие*. К регулирующим относятся клапаны давления, предназначенные для регулирования давления в потоке рабочей жидкости.

Наиболее широко применяются *напорные* и *редуционные* гидроклапаны.

**Напорный гидроклапан** — регулирующий гидроаппарат, предназначенный для ограничения давления в подводимом к нему потоке рабочей жидкости. По назначению эти гидроклапаны делятся на *предохранительные*, которые ограничивают верхний предел давления в системе, и *переливные*, предназначенные для поддержания заданного уровня давления путем непрерывного слива рабочей жидкости во время работы.

Принцип действия всех напорных клапанов одинаков и основан на уравнивании силы давления рабочей жидкости, действующей на клапан, усилием пружины или другим противодействующим устройством.

Наиболее простые схемы напорных (предохранительных) клапанов приведены на рисунке 2.22.

Клапаны шарикового (*а*) и конусного (*б*) типов применяют обычно в качестве предохранительных клапанов, так как они хорошо работают только в случае эпизодического действия. При постоянной работе быстро изнашивается седло клапана и нарушается герметичность системы.

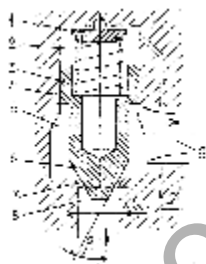


Рисунок 2.23 —  
Конический клапан  
прямого действия:  
1 — опорный шарнир  
пружины; 2 — пружина;  
3 — направляющая;  
4 — корпус; 5 — камера;  
6 — конус; 7 — седло  
клапана; 8 — канал  
подводящий; 9 — канал  
отводящий

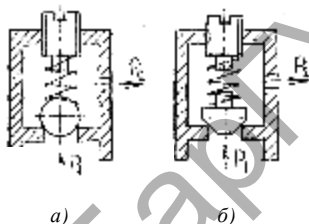


Рисунок 2.22 — Схемы  
предохранительных клапанов:  
шарикового (*а*); конусного (*б*)

Клапаны гидросистем в отличие от насосных соприкасаются с седлом по достаточно острой кромке.

На рисунке 2.23 приведена конструктивная схема конического клапана прямого действия.

В приведенной конструкции открытие  $Z$  клапана изменяется в результате непосредственного воздействия потока жидкости пропорционально пропускаемому расходу  $Q$ .

В отличие от насосных клапанов, работающих при малых перепадах давлений, клапаны гидросистем используются во всем диапазоне давлений  $P_{кл}$ , в том числе и при самых

высоких (30...45 МПа). С ростом давлений увеличивается вероятность работы клапанов в режимах автоколебаний, что нежелательно.

При использовании в гидросистеме клапаны должны обеспечивать заданную герметичность, работать без автоколебаний и, что самое главное, иметь характеристику, т. е. зависимость перепада давления  $P$  от пропускаемого расхода  $Q$  ( $P_{\text{кл}} = f(Q)$ ), желаемой формы. Данная характеристика зависит от свойств проточной части клапана и его пружины.

Пропускная способность щели клапана  $Q_{\text{щ}}$ , поднятого на высоту открытия  $Z$ , равна

$$Q_{\text{щ}} = \mu_{\text{щ}} S_{\text{щ}} \sqrt{\frac{2P_{\text{кл}}}{\rho}},$$

где  $\mu_{\text{щ}}$  — экспериментальный коэффициент расхода для кромочных клапанов, зависящий от числа Рейнольдса, определяемого следующим образом:

$$Re = \frac{2Z}{\nu} \sqrt{\frac{2P_{\text{кл}}}{\rho}}.$$

Площадь щели  $S_{\text{щ}}$  для кромочных клапанов равна:

$$S_{\text{щ}} = \pi d_{\text{кл}} Z \sin \beta.$$

Равновесие клапана перед началом открытия  $F_{\text{откр}}$  определяется уравнением

$$F_{\text{откр}} = P_{\text{откр}} \cdot S_{\text{кл}},$$

где  $F_{\text{откр}}$  — усилие пружины, имеющей жесткость  $C$  (Н / с) и поджатой на высоту открытия  $Z_{\text{откр}}$ , равное  $CZ_{\text{откр}}$ , Н;

$P_{\text{откр}}$  — давление открытия, равномерно действующее по площади  $S_{\text{кл}}$ , определяемой следующим образом:

$$S_{\text{кл}} = 0,785 \cdot d_{\text{кл}}^2,$$

где  $d_{\text{кл}}$  — диаметр клапана.

В качестве переливных клапанов, для которых характерно непрерывное движение запорно-регулирующего органа, применяются напорные клапаны золотникового типа (рис. 2.24).

Основной характеристикой переливного клапана является стабильность поддерживаемого им давления  $P_{\text{зад}}$ , которое определяется соотношением

$$\Delta P_{\text{зад}} = C \frac{X_{\text{кл}} - X_0}{S_{\text{кл}}},$$

где  $C$  — жесткость пружины, Н / с;

$X_{\text{кл}}$  — конечное поджатие пружины при открытом клапане (зависит от расхода  $Q_{\text{кл}}$ ), см;

$X_0$  — предварительное поджатие пружины, см;

$S_{\text{кл}}$  — эффективная площадь клапана, на которую действует заданное давление  $P_{\text{зад}}$ , см<sup>2</sup>.

Для повышения стабильности работы клапана необходимо уменьшать жесткость пружины  $C$  и увеличивать площадь  $S_{\text{кл}}$ .

Однако увеличение площади клапана  $S_{\text{кл}}$  при высоких давлениях  $P$  приводит к недопустимому росту размеров пружины, а следовательно, и размеров клапана.

Поэтому в гидросистемах с высоким рабочим давлением  $P$  применяют напорные гидроклапаны непрямого действия, в которых поток рабочей жидкости воздействует на ЗРО не непосредственно, а через вспомогательное устройство (рис. 2.25).

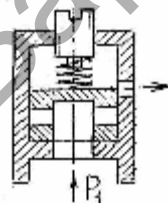


Рисунок 2.24 —  
Схема  
переливного  
клапана

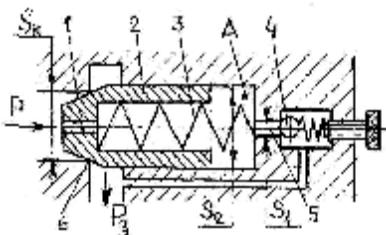


Рисунок 2.25 — Клапан непрямого действия:

- 1 — дроссель; 2 — поршень;  
3 — пружина; 4 — клапан шариковый;  
5 — отверстие; 6 — седло клапана

Основное достоинство такого клапана — стабильность заданного давления  $P_{\text{зад}}$  при изменении расхода  $Q$  в широком диапазоне.

В гидроприводах используются напорные клапаны марок Г52-1 и БГ52-1, рабочей жидкостью является индустриальное масло 20 (30) с коэффициентом кинематической вязкости  $\nu = 10 \dots 60$  сСт при температуре до  $50^\circ\text{C}$ . Диапазон рабочих давлений —  $5 \dots 20$  МПа при расходе  $Q$ , равном  $0,3 \dots 10$  л / с.

Другим способом уменьшения действующих сил и размеров пружин является применение в качестве запорно-регулирующего органа дифференциального золотника (рис. 2.26).

По закону Паскаля, давление на поверхности жидкости, производимое внешними силами, передается жидкостью во всех направлениях. Поэтому надо составить уравнение равновесия сил, действующих в клапане влево и вправо.

В этом случае усилие предварительно сжатой пружины  $F_{\text{пр}}$ , Н, действующей влево, определяется из соотношения

$$F_{\text{пр}} = P_1 \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2).$$

При давлении  $P < P_{\text{зад}}$  клапан 4 закрыт. При  $P > P_{\text{зад}}$  открывается шариковый клапан 4, пружина которого рассчитана на усилие  $F_{\text{пр}}$ , равное  $P_{\text{зад}} S_1$ , Н.

Давление в полости А падает, и под действием усилия  $PS_{\text{кл}} > P_{\text{атм}} S_2 + F_{\text{пр}}$  поршень 2 смещается вправо, открывая проход рабочей жидкости на слив.

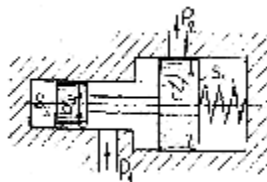


Рисунок 2.26 — Схема клапана с дифференциальным золотником

Для надежного преодоления силы трения рекомендуется  $S_2 \approx 0,25S_1$ .

Важным параметром напорных гидроклапанов является собственная частота колебаний подвижных частей клапана. Чтобы не было резонанса, необходимо соблюдать условие (соотношение)

$$f_{\text{кл}} \neq f ,$$

где  $f_{\text{кл}}$  — собственная частота клапана, Гц;

$f$  — частота пульсаций давления в гидросистеме (в зависимости от частоты пульсации насоса), Гц.

Собственная частота клапана  $f_{\text{кл}}$  определяется по формуле

$$f_{\text{кл}} = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{m_{\text{кл}}}},$$

где  $C$  — суммарная жесткость пружин, Н / см;

$m_{\text{кл}}$  — масса подвижных частей клапана, кг.

Для гашения резонансных колебаний подвижных частей напорных клапанов в некоторых случаях используют гидравлические демпферы. Напорные гидроклапаны устанавливают возможно ближе к тем устройствам, для защиты которых они предназначены. Для снижения мгновенных пиков давления рекомендуется применять клапаны прямого действия с малой инерцией подвижных частей, чтобы не было скачков давлений.

## 4.2 Редукционные гидроклапаны

**Редукционный гидроклапан** — это регулирующий гидроаппарат, предназначенный для поддержания постоянного давления в отводимом от него потоке рабочей жидкости при условии  $P_2 < P_1$  ( $P_2$  — давление в отводимом потоке,  $P_1$  — давление в подводимом потоке).

Редукционные клапаны обычно устанавливают в системах, где от одного насоса работает несколько потребителей с разными значениями рабочего давления  $P_{\text{раб}}$ . В этом случае насос рассчитывается на максимальное давление  $P_{\text{max}}$ , необходимое для работы одного потребителя, а перед другими устанавливают редукционные клапаны, которые являются стабилизаторами рабочего давления, поддерживающими давление в отводимом потоке постоянным ( $P_2 = \text{const}$ ).

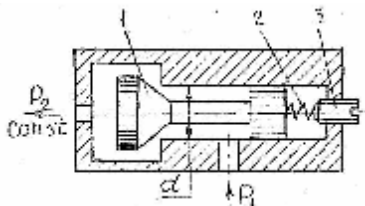


Рисунок 2.27 — Схема редукционного клапана постоянного давления:  
1 — клапан; 2 — пружина;  
3 — винт регулировочный

На рисунке 2.27 дана схема редукционного клапана постоянного давления.

Если допустить, что силы трения в подвижных элементах малы, уравнение равновесия сил примет следующий вид:

$$P_2 \frac{\pi d^2}{4} = F_{\text{пр}} + CX .$$

Отсюда для достаточно эластичной пружины с малой погрешностью уравнение равновесия сил примет вид

$$P_2 = 4F_{\text{пр}} / \pi d^2 = \text{const} ,$$

где  $F_{\text{пр}}$  — предварительное усилие пружины, устанавливаемое регулировочным винтом.

Марки клапанов, используемые в гидроприводах, приведены в таблице:

|                     |     |     |      |     |     |
|---------------------|-----|-----|------|-----|-----|
| Клапан редукционный | 12  | 16  | 20   | 25  | 32  |
| $Q$ , л / с         | 0,4 | 0,7 | 1,05 | 1,7 | 2,7 |

Разновидностью редуционных клапанов является гидроклапан перепада давления, предназначенный для поддержания заданного перепада давлений на входе и на выходе при  $P_1 > P_2$  (рис. 2.28).

Уравнение равновесия сил без учета сил трения и диаметра отверстия «а» в поршне 2 имеет следующий вид:

$$P_2 \frac{\pi d^2}{4} + P_1 \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} - P_2 \frac{\pi D^2}{4} - F_{\text{пр}} = 0.$$

Откуда

$$P_1 - P_2 = \frac{4F_{\text{пр}}}{\pi(D^2 - d^2)} = \text{const}.$$

В случае большого расхода через редуционный клапан с целью уменьшения габаритов пружины используют клапаны непрямого действия, в которых управление основным ЗРО осуществляется вспомогательным устройством, работающим под действием потока рабочей жидкости с давлением  $P_2$ .

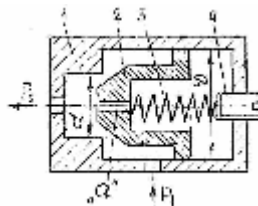


Рисунок 2.28 — Схема редуционного клапана постоянного перепада давлений:

1 — корпус; 2 — поршень;  
3 — пружина; 4 — винт регулировочный

### Контрольные вопросы

1. Что представляет собой клапан прямого действия?
2. Назовите виды гидроклапанов.
3. Каково назначение напорного гидроклапана?
4. Какие требования предъявляются к клапанам?
5. В чем отличие переливного клапана от напорного?
6. В каких случаях применяют клапаны непрямого действия?
7. На основании какого закона производится расчет клапанов непрямого действия?
8. Каково назначение редуционных клапанов?

## Т е м а 5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДРОССЕЛИ

**Гидравлический дроссель** — регулирующий гидроаппарат неклапанного действия, представляющий собой специальное местное гидравлическое сопротивление, предназначенное для снижения давления (энергии) в потоке рабочей жидкости, проходящей через него.

Основной характеристикой гидродросселя является зависимость расхода  $Q$  от перепада давлений  $\Delta P$  в подводимом и отводимом потоках:  $Q = f(\Delta P)$ .

К дросселям предъявляются следующие требования:

- 1) возможность получения характеристики желаемого вида;
- 2) сохранение стабильности характеристики при эксплуатации: (малая зависимость от изменения температуры (от вязкости) жидкости, неподверженность засорениям, облитерации).

По характеру приведенной функции ( $Q = f(\Delta P)$ ) дроссели делятся на линейные и нелинейные.

В *линейных* дросселях, или дросселях вязкостного сопротивления, потери давления определяются в основном трением жидкости в канале (в длинной капиллярной трубке). В дросселях такого типа устанавливается ламинарный режим течения рабочей жидкости (при  $Re < Re_{кр}$ ). При ламинарном режиме потери давления  $\Delta P$  прямо пропорциональны вязкости. Линейные ламинарные дроссели применимы только при малых скоростях жидкости, т. е. при малых значениях потери давления (обычно  $\Delta P < 0,3$  МПа) и в условиях достаточно стабильной температуры при эксплуатации.

Перепад давления  $\Delta P$  практически прямо пропорционален скорости течения в первой степени.

Расход через линейный дроссель с каналами круглого сечения  $Q$ , м<sup>3</sup>/с, определяется по закону Пуазейля:

$$Q = \Delta P \frac{\pi d_k^4}{128 \rho \mathbf{l}_k \nu},$$

где  $d_k$  и  $\mathbf{l}_k$  — соответственно диаметр и длина канала, м;

$\Delta P$  — перепад давления в подводимом и отводимом потоках, МПа;

$\rho$  — плотность жидкости, кг / м<sup>3</sup>;

$\nu$  — кинематическая вязкость, сСт (м<sup>2</sup> / с).

Ввиду большой длины капилляров их выполняют в виде винтов 1 с прямоугольным сечением резьбы в хорошо подогнанной по наружному диаметру гильзе 2 (рис. 2.29). Вращением винтовой головки 3 работающая длина  $l_k$  винта и характеристика дросселя может изменяться.

Жидкость подводится к отверстию Л и, пройдя через канал, поступает к отверстию Б или наоборот. Регулирование величины  $\Delta P$  производится изменением  $l_k$ .

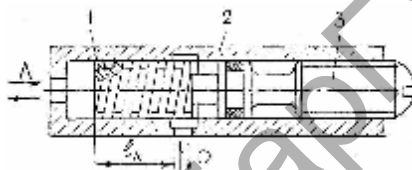


Рисунок 2.29 — Винтовой (линейный) регулируемый дроссель:  
1 — винт; 2 — гильза;  
3 — головка винтовая

Из-за указанных ограничений (большой длины и малой скорости течения жидкости) линейные дроссели с ламинарным течением, несмотря на удобный вид характеристики, применяют редко.

Капилляры с турбулентным течением жидкости имеют в широком диапазоне расход  $Q$  сложный характер зависимости  $P = f(Q)$ , отличный от квадратичного из-за переменности коэффициента трения  $\lambda$ . Поэтому квадратичные капиллярные дроссели применяют в условиях незначительных изменений давления и расхода, что соответствует условиям в предохранительном клапане при небольшом диапазоне изменения вязкости. Размер проходов капилляров должен быть больше 0,6...0,8 мм (во избежание засорения, облитерации при условии фильтрации жидкости).

В *нелинейных дросселях* потери давления связаны с отрывом потока и вихреобразованием. Частным случаем нелинейного дросселя является квадратичный дроссель, перепад давления  $\Delta P$  в котором прямо пропорционален квадрату скорости  $v^2$ . Потери на трение в них практически отсутствуют, благодаря

чему расход  $Q$  не зависит от вязкости жидкости. Следовательно, характеристика дросселя остается стабильной в широком диапазоне эксплуатационных температур.

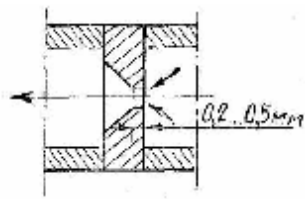


Рисунок 2.30 — Квадратичный дроссель

Это преимущество квадратичных дросселей определило их широкое использование в гидравлических системах. Простейший квадратичный дроссель представляет собой отверстие с острой кромкой, толщина которой 0,2...0,5 мм (рис. 2.30).

Пропускная способность (расход)  $Q$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ , такого местного сопротивления находится из общего уравнения

$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \quad (2.2)$$

где  $\mu$  — коэффициент расхода, равный 0,6...0,65;

$S$  — площадь проходного сечения дросселя,  $\text{м}^2$ .

Число Рейнольдса  $Re$  должно иметь большое значение.

Широко применяют в качестве дросселирующих устройств местные сопротивления, используемые в зоне квадратичных режимов течения. В частности, хорошей стабильностью зависимости  $\mu = f^1(Re)$  обладают и клапанные щели (рис. 2.31).

Подбор сопротивлений дросселей выполняют опытным путем. На рисунке 2.32 показан игольчатый регулируемый квадратичный

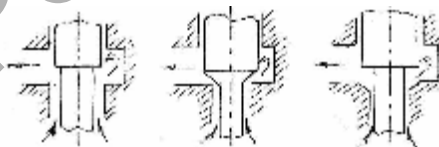


Рисунок 2.31 — Клапанные щели

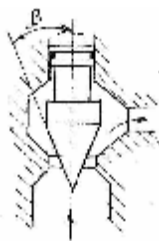


Рисунок 2.32 — Игольчатый дроссель

дроссель на базе конусного клапана. Для него действительно уравнение пропускной способности для клапанов (2.2).

Для плавности регулирования угол конусности запирающего элемента делают по возможности малым ( $10...20^\circ$ ).

Также используют крановый регулируемый дроссель с плоской дросселирующей щелью 1 в поворачиваемой пробке 2 (рис. 2.33). Ориентировочно коэффициент расхода такой щели  $\mu \approx 0,8$ .

Совместно со стенкой корпуса щель образует плоский сходящийся насадок 3 переменной угловой протяженности, устанавливаемой поворотом пробки при настройке. Для плавности регулирования щели делают узкими.

В системах гидроавтоматики широко используют квадратичные дроссели для малых расходов, но с необходимостью обеспечения значительного понижения давлений.

Из общего уравнения пропускной способности для местных сопротивлений  $Q = \mu S \sqrt{2P/\rho}$  видно, что такие дроссели должны иметь малую площадь  $S$ . Следовательно, они будут легко засоряться, изменяя при этом характеристики. Поэтому получили распространение пакеты дросселей, составленные, как правило, из шайб с отверстиями, представляющими цилиндрические насадки (рис. 2.34, а). Отверстия можно сделать достаточно большими ( $d = 0,5...1,5$  мм), а степень дросселирования обеспечить числом шайб в пакете. Расстояние между шайбами выбирается из условия  $(3...5)d$ , толщина кромки отверстия  $C = (0,5...1,0)d$ . Диаметр шайбы выбирается из соотношения  $D \geq 10d$ . В пакете каждый насадок работает при малом перепаде давления и поэтому может иметь приемлемый размер прохода ( $d \approx 0,6...0,8$  мм). Сопротивление пакета должно равняться сумме сопротивлений отдельных насадков, однако на практике это часто не соблюдается по причине взаимного влияния насадков в пакете.

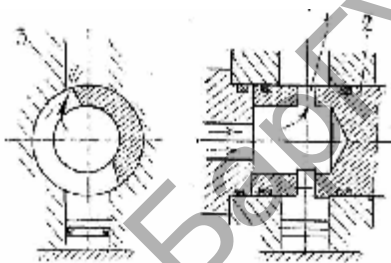


Рисунок 2.33 — Щелевой дроссель:  
1 — щель; 2 — пробка; 3 — насадок;  
4 — корпус

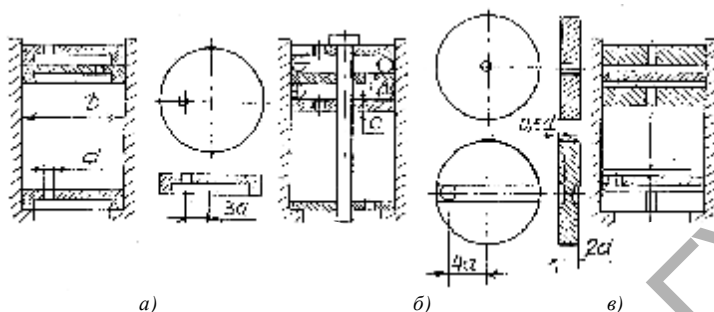


Рисунок 2.34 — Пакетные дрессели  
с цилиндрическими насадками (а); с плоскими шайбами (б);  
с плоскими шайбами и диаметральными щелями (в)

Сборка таких дресселей требует взаимной фиксации шайб, чтобы отверстия в них не находились один против другого. Этих недостатков не имеет пакет дресселей, изображенный на рисунке 2.34, в, состоящий из шайб с центральными отверстиями и шайб с диаметральными щелями (шлицами). В нем не нужны разделительные камеры и безразлично взаимное расположение шайб при сборке. Шлицы, как и насадки, имеют значительное сопротивление. Поэтому в целом дрессели такого типа при реализации того же сопротивления имеют меньшее число шайб и более устойчивые характеристики.

Расход через дрессель, у которого расстояние между шайбами и диаметры отверстий в шайбах равны, определяется из соотношения

$$Q = \frac{k\mu}{\sqrt{n}} S \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}},$$

где  $k$  — коэффициент взаимного влияния ступеней дресселя, равный 1,25;

$\mu$  — коэффициент расхода для одной шайбы;

$S$  — площадь отверстия в шайбе,  $\text{м}^2$ ;

$n$  — число шайб в пакете (число ступеней);

$\Delta P$  — перепад давления на пакете шайб, МПа.

При расчете числа шайб следует учитывать, что чем больше число ступеней, тем стабильнее коэффициент расхода  $\mu$  по числу Рейнольдса  $Re$ , стабильнее характеристика дросселя в широком диапазоне температур.

Важным свойством квадратичных дросселей, нарушающим стабильность их характеристик, является возможность их работы в режимах безотрывного (ламинарного) и отрывного (турбулентного) течений. При этом скачкообразно изменяется коэффициент расхода  $\mu$  (от 0,8 до 0,6) и характеристика, что для систем гидроавтоматики совершенно неприемлемо. Этого можно избежать, если на выходе из каждого насадка поддерживается достаточно высокое давление, исключая кавитацию в нем. В таком случае удобны пакетные дроссели.

В настоящее время в системах гидроавтоматики широкое распространение получил регулируемый дроссель сопло-заслонка (рис. 2.35), состоящий из нерегулируемого обычного пакетного дросселя 1 и регулируемого дросселя — сопла 2 с заслонкой 3. Соппротивление этой системы регулируется путем изменения ширины (зазора) щели  $h$  между соплом и заслонкой.

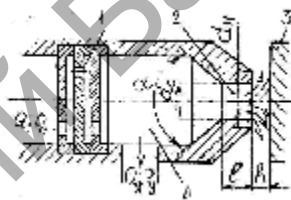


Рисунок 2.35 — Дроссельный управляющий элемент типа сопло-заслонка:  
1 — пакетный нерегулируемый дроссель; 2 — сопло;  
3 — заслонка; 4 — камера

Если давление питания насоса  $P_n$  постоянно, то давление  $P_y$  в камере 4 будет меняться пропорционально зазору  $h$  и может использоваться для воздействия на управляемый объект.

Устойчивая работа такой системы требует отсутствия смены режимов течения в дросселях. Безотрывное течение вероятно, когда наружный диаметр торца сопла  $d_{нар} > d_c$ . Поэтому наружный диаметр делают возможно меньшим  $[d_{нар} \approx (1,2...1,3)d_c]$  и используют сопла только при отрывных режимах работы. Неустойчивости характеристики могут содействовать и внутренние отрывы потока при входе в цилиндрическую часть сопла. Для избежания этого длина сопла равна  $l \cong (2...3)d_c$ , а угол при входе  $\alpha \approx 50...60^\circ$ .

Характеристики такого типа дросселей достаточно стабильны в широком диапазоне изменения температур.

Без учета потерь давления в подводящих каналах сопла перепад давления на дросселе сопло-заслонка равен

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q_c}{\mu_c \pi d_c h} \right)^2$$

где  $\rho$  — плотность жидкости, кг / м<sup>3</sup>;

$Q_c$  — расход жидкости через сопло, м<sup>3</sup> / с;

$\mu_c$  — коэффициент расхода сопла;

$d_c$  — диаметр сопла, м;

$h$  — зазор между соплом и заслонкой, м.

### Контрольные вопросы

1. Каково назначение дросселя?
2. Дайте определение дросселя. Назовите его основную характеристику.
3. Перечислите требования, предъявляемые к дросселям.
4. Как делятся дроссели в зависимости от основной характеристики?
5. Что означает термин «линейный дроссель»? Дайте характеристику линейного дросселя.
6. Чем отличаются нелинейные дроссели от линейных?
7. Назовите виды нелинейных дросселей.
8. В каких случаях используются пакетные дроссели?
9. Какие дроссели применяются в системах гидроавтоматики?

## Т е м а 6. ДРОССЕЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДА. СПОСОБЫ УСТАНОВКИ. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО МОНТАЖУ И ЭКСПЛУАТАЦИИ

### 6.1 Дроссельное регулирование при последовательном включении дросселя

Принцип дроссельного регулирования заключается в том, что часть подачи нерегулируемого насоса отводится через дроссель или клапан на слив, минуя гидродвигатель.

При дроссельном регулировании возможны два принципиально разных способа включения регулирующего дросселя: последовательно с гидродвигателем и параллельно гидродвигателю.

Последовательное включение регулирующего дросселя осуществляется в трех вариантах: дроссель включается на входе в гидродвигатель, на выходе из него и на входе и выходе одновременно (рис. 2.36). В данном случае насос 1 нерегулируемый, гидродвигатель-гидроцилиндр 2 с двусторонним штоком, распределитель 3 двухпозиционный (на схемах *а* и *б*) и трехпозиционный (на схеме *в*). Клапан 4 в данном случае является переливным. Дросселем 5 (или дросселирующим распределителем на схеме *в*) регулируется скорость перемещения поршня.

При полном открытии дросселя скорость получается максимальной. При уменьшении открытия давление перед дросселем повышается, клапан приоткрывается и пропускает часть подачи насоса. Скорость поршня при этом уменьшается. При полном закрытии дросселя вся подача насоса направляется через клапан на слив в бак, а  $v_{\text{п}} = 0$ . При постоянном открытии дросселя и увеличении преодолеваемой нагрузки (силы  $F$ ) давление насоса возрастает, расход через клапан увеличивается, а скорость поршня уменьшается.

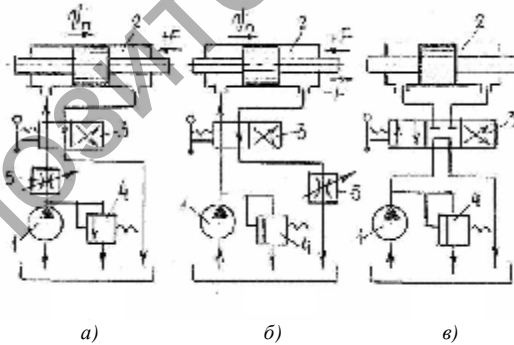


Рисунок 2.36 — Схемы гидроприводов с дроссельным регулированием при последовательном включении дросселя: дроссель на входе (*а*); дроссель на выходе (*б*); дросселирование в распределителе на входе и выходе (*в*): 1 — насос; 2 — гидроцилиндр; 3 — распределитель; 4 — клапан (переливной); 5 — дроссель

Найдем зависимость между скоростью поршня  $v_n$ , м / с, и его нагрузкой  $F$ , пренебрегая всеми гидравлическими сопротивлениями кроме дросселя (или окон дросселирующего распределителя) по следующей зависимости:

$$v_n = Q / S_n,$$

где  $Q$  — расход жидкости через гидроцилиндр (дроссель), м<sup>3</sup> / с, определяемый по формуле

$$Q = Q_{др} = \mu S_{др} \sqrt{2P_{др} / \rho}, \quad (2.3)$$

где  $\mu$  — коэффициент расхода;

$S_{др}$  — площадь проходного отверстия дросселя, м<sup>2</sup>;

$P_{др}$  — перепад давления на дросселе, МПа, которое рассчитывается следующим образом:

$$P_{др} = P_n - P_{г-ц}, \quad (2.4)$$

где  $P_{г-ц}$  — перепад давления в гидроцилиндре, определяемый нагрузкой и площадью поршня, МПа, по формуле

$$P_{г-ц} = F / S_n, \quad (2.5)$$

где  $S_n$  — эффективная площадь поршня, м<sup>2</sup>.

Гидродвигатель-гидроцилиндр при расчете гидропривода можно рассматривать как особое местное гидравлическое сопротивление, вызывающее потерю давления  $P_{г-ц}$ .

Выражая  $v_n$  с учетом формул (2.3) — (2.5), получим

$$v_n = \mu \left( \frac{S_{др}}{S_n} \right) \sqrt{\frac{2 \left( P_n - \frac{F}{S_n} \right)}{\rho}}. \quad (2.6)$$

Скорость поршня при этом не зависит от того, расположен ли дроссель на входе в гидродвигатель или на выходе из него.

Для симметричного дросселирующего золотникового распределителя и для гидроцилиндра с двусторонним штоком расходы в рабочих окнах и перепады давления в них одинаковы, поэтому для определения перепада давления  $\Delta P$  на золотнике и скорости  $v_{\Pi}$  получим формулы

$$\Delta P_{\text{др.з}} = 0,5(P_{\text{н}} - P_{\text{г.-ц}}),$$

$$v_{\Pi} = \mu_{\text{др.з}} \frac{S_{\text{др.з}}}{S_{\Pi}} \sqrt{\frac{P_{\text{н}} - P_{\text{г.-ц}}}{\rho}}. \quad (2.7)$$

Следовательно, при одинаковых нагрузках  $F$  и скоростях  $v_{\Pi}$  получим

$$\sqrt{2} \cdot \mu_{\text{др}} S_{\text{др}} = \mu_{\text{др.з}} S_{\text{др.з}},$$

а при  $\mu_{\text{др}} = \mu_{\text{др.з}}$  площадь каждого из рабочих окон дросселирующего золотника в  $\sqrt{2}$  раз больше площади отверстия дросселя:

$$\sqrt{2} S_{\text{др}} = S_{\text{др.з}}$$

Как видно из формул (2.6) и (2.7), нагрузочная характеристика гидропривода ( $v_{\Pi} = f(F)$ ) при одновременном дросселировании на входе и выходе такая же, как и при одном дросселе на входе и выходе. Она изображается спадающей параболой (рис. 2.37). Каждая из парабол соответствует своей степени открытия дросселя  $\bar{S} = S_{\text{др}} / S_{\text{др. макс}}$ .

Скорость выходного звена при ее регулировании последовательно включенным дросселем пропорциональна  $\bar{S}$ . Ее максимальное значение получается при  $\bar{S} = 1$ .



Рисунок 2.37 —  
Нагрузочные характеристики гидропривода при последовательном включении дросселя

Максимальная нагрузка  $F_{\max}$ , при которой выходное звено тормозится ( $v_{\text{п}} = 0$ ), от степени открытия дросселя не зависит.

При определении потерь давления и КПД путем регулирования последовательно включенным дросселем безразлично, где производится дросселирование потока: на входе в гидроцилиндр, на выходе или на входе и выходе одновременно. Однако дросселирование потока на выходе имеет свои преимущества:

- 1) гидродвигатель работает более устойчиво, особенно при знакопеременной нагрузке;
- 2) имеется возможность регулирования гидропривода при отрицательных нагрузках, т. е. при направлении преодолеваемой силы  $F$  в сторону перемещения поршня;
- 3) при установке дросселя в сливной гидролинии тепло, выделяющееся при дросселировании потока жидкости, отводится в бак без нагрева гидродвигателя (как это имеет место в схеме с дросселем на входе); в результате гидродвигатель работает в более благоприятных условиях.

## 6.2 Дроссельное регулирование гидропривода при параллельном включении дросселя

Дроссельное регулирование гидропривода при параллельном включении дросселя представлено на рисунке 2.38.

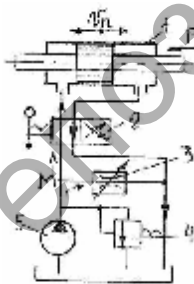


Рисунок 2.38 — Схема гидропривода с дроссельным регулированием при параллельном включении дросселя

Поток рабочей жидкости от нерегулируемого насоса 5 в точке М разветвляется: один поток через распределитель 2 направляется в гидроцилиндр 1, а другой — в регулируемый дроссель 3. Клапан 4 в данном случае является предохранительным и открывается лишь при чрезмерном повышении давления в системе.

Скорость  $v_{\text{п}}$  выходного звена-штока гидроцилиндра регулируется изменением степени открытия дросселя. Чем она меньше, тем большая доля

подачи насоса направляется в гидроцилиндр и тем больше скорость штока. При полном закрытии дросселя скорость штока наибольшая. При полном открытии дросселя скорость поршня уменьшается до нуля или до минимального значения в зависимости от нагрузки  $F$ . Для параллельного включения дросселя, предполагая, что потери давления в распределителе и гидролиниях отсутствуют, имеем

$$Q_n = Q_{г.-ц} + Q_{др},$$

$$P_n = P_{г.-ц} = P_{др} = F / S_n.$$

Второе уравнение записано на основании равенства потерь давления в параллельных трубопроводах. Скорость поршня  $v_n$  равна

$$v_n = Q_{г.-ц} / S_n = \frac{Q_n - Q_{др}}{S_n}. \quad (2.8)$$

Расход через дроссель  $Q_{др}$  определяется следующим образом:

$$Q_{др} = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2P_{др}}{\rho}} = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2F}{\rho S_n}}.$$

После подстановки в уравнение (2.8) получим

$$v_n = \frac{1}{S_n} (Q_n - \mu S_{др}) \sqrt{\frac{2F}{\rho S_n}}. \quad (2.9)$$

На рисунке 2.39 показаны нагрузочные характеристики гидропривода при его регулировании параллельно включенным дросселем, построенные по формуле (2.9) для ряда постоянных значений

$$\bar{S} = S_{др} / S_{др. \max}.$$

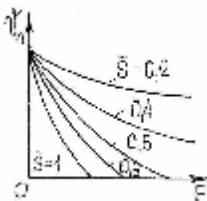


Рисунок 2.39 —  
Нагрузочные  
характеристики  
гидропривода при  
параллельном  
включении дросселя

В отличие от характеристик при последовательном включении дросселя они имеют противоположную кривизну и выходят из одной точки, соответствующей  $v_{п\max}$  и  $F = 0$ . Нагрузка  $F_{\max}$ , вызывающая торможение выходного звена, уменьшается с увеличением степени открытия дросселя и при  $\bar{S} \rightarrow 0$   $F_{\max} \rightarrow \infty$ .

При параллельном включении дросселя исключается возможность регулирования

гидропривода при направлении преодолеваемой силы вдоль штока в сторону его перемещения.

### Контрольные вопросы

1. В чем заключается принцип дроссельного регулирования гидропривода?
2. Каковы способы включения дросселя в схеме гидропривода?
3. Влияет ли место включения дросселя при последовательном его подсоединении на потери давления и на КПД?
4. Какие преимущества имеет дросселирование потока жидкости на выходе ее из гидроцилиндра?
5. В чем недостаток при параллельном включении дросселя?

## Т е м а 7. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОПРИВОДА

### 7.1 Устройства для очистки масла

Загрязнение рабочих жидкостей (масла) различными примесями снижает надежность и срок службы гидравлических агрегатов, причем влияние качества очистки (фильтрации) жидкостей на работу гидроагрегатов столь велико, что без преувеличения можно утверждать, что срок службы гидроагрегатов может быть увеличен или понижен в несколько (на порядок) раз. Загрязнения, как правило, повышают трение и увеличивают износ рабочих поверхно-

стей скользящих пар, могут привести к заклиниванию подвижных сопряжений (гидроагрегатов системы автоматики) и стать причиной скачкообразного движения привода при плавном изменении сигнала управления.

Влияние загрязнения жидкости особенно велико в гидросистемах высокого давления с плунжерными устройствами, величина радиального зазора в которых обычно колеблется от 2 до 4 мкм.

Источниками загрязнения жидкости являются:

- 1) остатки производства и ремонта гидромашин и аппаратуры (стружка, отделившиеся заусенцы);
- 2) остатки при изготовлении и сборке гидролиний (окалина, брызги металла при сварке);
- 3) продукты изнашивания деталей;
- 4) продукты старения уплотнений и деструкции (разрушения) жидкости;
- 5) воздушная пыль.

Тонкость очистки определяется сроком службы и назначением гидропередачи.

Для прецизионных следящих систем тонкость фильтрации должна составлять 1...3 мкм, для следящих систем с высоким сроком службы (гидроприводов летательных аппаратов) — 5 мкм, для наземных гидропередач с повышенным сроком службы — 10...15 мкм, для гидропередач с ограниченным сроком службы — 25 мкм.

Отделители твердых частиц характеризуются качеством (тонкостью) фильтрации и бывают грубые (до 100 мкм), нормальные (10 мкм), тонкие (до 5 мкм), особо тонкие (до 1 мкм).

По принципу действия отделители твердых частиц делятся на фильтры и сепараторы.

### **7.1.1 Фильтры**

**Фильтры** — отделители твердых частиц, в которых очистка происходит при прохождении рабочей жидкости через фильтрующий элемент. В зависимости от конструкции фильтрующего элемента фильтры бывают сетчатые, щелевые и пористые.

В общем машиностроении в основном необходима грубая или нормальная фильтрация, реже — тонкая.

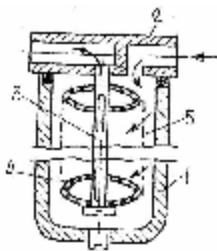


Рисунок 2.40 —  
 Фильтр сетчатый:  
 1 — стакан; 2 — крышка;  
 3 — трубка; 4 — диск  
 перфорированный;  
 5 — сетка

Сетчатый фильтр типа С42 применяется в гидравлических и смазочных системах для очистки минеральных масел вязкостью до 600 сСт (рис. 2.40).

Он состоит из стакана 1, крышки 2, трубки 3 с закрепленным на ней фильтрующим элементом 4. Это перфорированные диски с натянутой на них сеткой 5. Наименьший размер задерживаемых частиц — 50 мкм, рабочее давление — до 0,6 МПа, фильтрующий элемент — металлическая сетка саржевого плетения. Номер сетки 004.

В *целевом* (пластинчатом) фильтре типа Г41 фильтрация происходит при прохождении рабочей жидкости через щели между пластинами. Размер щели определяется толщиной промежуточной пластины, проложенной между двумя соседними неподвижными пластинами. В основных пластинах сделаны вырезы в виде круговых секторов для прохода рабочей жидкости, которые задерживают частицы размером в 80 мкм. Это фильтры грубой очистки, устанавливаемые в гидродинамиках с давлением до 60 МПа.

Расчет фильтров сводится к определению потребной площади фильтрующей поверхности исходя из заданного расхода жидкости, качества фильтрации и допустимого перепада давлений на фильтре. Площадь фильтрующей поверхности  $S$ , см<sup>2</sup>, приближенно определяется по формуле

$$S = \frac{Q}{g(P_1 - P_2)} \mu,$$

где  $Q$  — расход жидкости через фильтр, л / с;

$P_1 - P_2$  — перепад давления (0,5...0,1) МПа;

$\mu$  — коэффициент динамической вязкости, Па·с;

$g$  — удельная пропускная способность материала фильтра, л / см<sup>2</sup>, представляющая собой пропускную способность единицы площади материала фильтра при перепаде давлений  $\Delta P = 1$  МПа и вязкости 1 Па · с.

Удельная пропускная способность для некоторых материалов следующая: для густой металлической сетки —  $0,05 \text{ л / см}^2$ , для мягкого густого войлока толщиной 10 мм —  $0,015 \text{ л / см}^2$ , для пластинчатого фильтра с зазором 0,08 мм —  $0,08 \text{ л / см}^2$ , для сетки из хлопчатобумажной ткани —  $-0,09 \text{ л / см}^2$ .

Фильтр тонкой очистки обычно изготавливается из специальной фильтровальной бумаги (уложенной в корпус в виде гармошки для уменьшения габаритов) или сеток саржевого плетения.

В самолетостроении фильтры применяются из никелевой фильтрующей сетки сложного плетения, которые сплетены из нескольких слоев витой проволоки, между которыми проложены элементы из плетеной проволоки или проволоки, основа и уток которой перекрещиваются между собой через две или три проволоки. Диаметр проволок — несколько мкм. Число слоев — от 4 до 20. Это глубокий фильтроэлемент. Такие фильтры задерживают частицы размером 2...3 мкм.

В глубоких фильтрах жидкость проходит через толщу пористого материала (текстиля, войлока, бумаги, целлюлозы, обожженной глины, пластмассы, пористого металла). Наполнители из синтетических волокон могут обеспечить тонкость очистки 1...2 мкм (т. е. меньше толщины волокна).

Широко распространены фильтры с наполнителями из *пористых* металлов и керамики, получаемых методом спекания. Размер пор в фильтрах из порошков бронзы составляет 2...100 мкм, из порошков нержавеющей стали — 3...40 мкм.

Условный диаметр  $d$ , мкм, частицы загрязнителя, которая может пройти через пору, теоретически равен

$$d = 0,155D,$$

где  $D$  — диаметр зерна исходного порошка, мкм.

В действительности  $d \approx 0,1D$ . Лучшие из существующих промышленных 5-микронных фильтров задерживают 100% частиц размером 5 мкм и 98% частиц размером 2 мкм.

Недостатком фильтров из металлокерамических порошков является относительно высокое гидравлическое сопротивление (низкая проницаемость — низкая удельная пропускная способность),

которое в 3...3,5 раза ниже, чем у фильтровальной бумаги. Следовательно, площадь фильтровальной поверхности пористых фильтров должна быть во столько же раз больше площади бумаги.

Применяются также материалы из коротких произвольно расположенных волокон меди, никрома и других металлов диаметром от 100 до 200 мкм. Волокна изготавливают с шероховатой поверхностью (экструдированные волокна). Их тонкость очистки выше очистки волокон с гладкой поверхностью на 20...30%.

Распространены также многослойные фильтрующие элементы из двух и более слоев материала различной пористости, расположенных с уменьшением размера пор по потоку жидкости.

Гидравлические характеристики чисто керамических фильтрующих элементов (стекла, фарфора) близки к характеристикам металлокерамических с таким же размером пор.

## 7.2 Сепараторы

В сепараторах очистка жидкостей происходит под воздействием магнитных, центробежных и электростатических сил.

В гидроприводах машин применяются в основном магнитные сепараторы, улавливающие мельчайшие ферромагнитные включения (образующиеся в результате приработки трущихся поверхностей).

Магнитный сепаратор типа фильтр магнитный сетчатый (ФМС), работающий с жидкостями вязкостью до 600 сСт, состоит из двух стаканов: сетчатого фильтра и магнитного сепаратора, с подачей от 0,1 до 7,0 л / с. Качество фильтрации — 5 мкм при перепаде давления  $\Delta P$ , равной 0,025 МПа. Эти фильтры рассчитаны на невысокие давления и устанавливаются в сливных гидролиниях.

Для установки в напорной гидролинии с высоким рабочим давлением фильтры выполняются с усиленным корпусом. Размеры и параметры таких фильтров регламентированы:

- 1) фильтры сетчатые с тонкостью фильтрации до 10 мкм на давление до 20 МПа;
- 2) фильтры щелевые с тонкостью фильтрации до 25 мкм на давление до 16 МПа.

Включение сепараторов в гидросистему производится по двум схемам. При последовательном включении через фильтр проходит вся рабочая

жидкость. При параллельном включении происходит фильтрация только части потока, направляемого к наиболее ответственным агрегатам.

В большинстве случаев целесообразно использовать в гидросистеме обе схемы фильтрации, включая последовательно фильтр грубой (нормальной) очистки, а перед ответственными агрегатами в соответствующем потоке — фильтр тонкой очистки.

### 7.2.1 Центробежные очистители жидкости (центрифуги)

**Центрифуги** — сепараторы, очищающие жидкость от частиц загрязнителя с плотностью, превышающей плотность рабочей жидкости (рис. 2.41).

Частица загрязнителя, попавшая в ротор центрифуги и находящаяся от оси ротора на расстоянии  $r$ , приобретает осевую скорость  $v_o$ , равную  $Q/S_p$ , и радиальную скорость  $v_{рад}$ . В результате их геометрического сложения она будет перемещаться по траектории вектора скорости  $\vec{v}$ .

В результате вращения ротора на частицу загрязнителя с массой  $m$  действуют две силы:

- 1) центробежная  $F_{ц.-б}$ , Н, равная

$$F_{ц.-б} = m\omega^2 r;$$

- 2) центростремительная  $F_{ц.-стр}$  (по Стоксу), определяемая по формуле

$$F_{ц.-стр} = 3\pi\mu d v_{рад},$$

где  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости жидкости, Па · с;  
 $d$  — условный диаметр частицы загрязнителя, м.

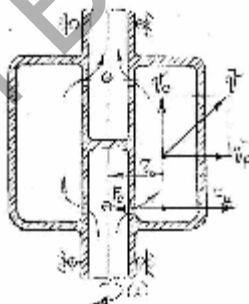


Рисунок 2.41 — Схема центрифуги

Для равномерного движения частицы справедливо равенство сил  $F_{ц.-б} = F_{ц.-стр}$ , или  $m\omega^2 r = 3\pi\mu d v_{рад}$ .

Подставив в данное равенство значение массы частицы загрязнителя, определим минимальный диаметр частицы загрязнителя, осаждающейся при данной скорости в роторе центрифуги.

**Критическая скорость потока.** При установившемся расходе  $Q$  через ротор следует учитывать, что при известном его значении частицы загрязнителя (высокодисперсные) не успеют осесть на стенки ротора и будут уноситься из него потоком жидкости.

Поэтому существует максимальная (критическая) скорость потока жидкости через ротор  $v_{o_{max}}$ , м/с, равная

$$v_{o_{max}} = Q_{max} / S_p,$$

где  $Q_{max}$  — максимальный критический расход, соответствующий началу уноса частиц, л/с;

$S_p$  — площадь поперечного сечения камеры ротора (сечения потока), м<sup>2</sup>.

Для практических расчетов скорость потока жидкости через ротор  $v_{o_{max}}$  равна 10 м/с.

При заполнении ротора осадком окружная скорость жидкости уменьшается, осевая скорость частиц возрастает, возможность уноса частиц со стенок ротора потоком жидкости повышается.

Поэтому работа центрифуги без очистки ротора допустима до 25% заполнения его емкости осадком. При этом осевая скорость  $v_o$  равна  $Q/S$ . Значение расхода выбирают так, чтобы  $v_o \leq 0,75 \cdot v_{o_{max}}$ .

### 7.2.2 Тонкослойное центрифугирование

Для уменьшения пути осаждения частиц применяют тонкослойное центрифугирование, при котором поток в роторе центрифуги делится с помощью вставки в виде пакета конических труб на

концентрические слои толщиной около 1 мм и менее, величина которых и является максимальной длиной пути осаждения частиц. Кроме того, увеличивается поверхность их осаждения, улучшаются условия раскручивания жидкости в роторе. Частота вращения ротора может достигать  $20\,000\text{ мин}^{-1}$ , а тонкость очистки — до 10 мкм.

Наиболее распространены центрифуги с реактивным приводом (по принципу сегнера колеса), как в двигателях внутреннего сгорания (рис. 2.42).

### 7.2.3 Электростатические очистители жидкости

Для тонкой очистки диэлектрических жидкостей применяют электрические методы. Жидкость пропускается в электрическом поле, создаваемом электродами, в результате механические частицы, имеющие электрический заряд, притягиваются к противоположному по знаку заряда электроду. На рисунке 2.43 приведена принципиальная схема такого очистителя.

Напряжение питания постоянного тока обычно используется в пределах 300...500 В (может достигать и 15 000 В). Разность потенциалов не должна превышать 90...95% напряжения пробоя жидкости. Расстояние между электродами должно быть  $S = 0,1...0,3\text{ мм}$ . Между электродами заливается изолятор из пористого пенополиуретана с открытыми порами.

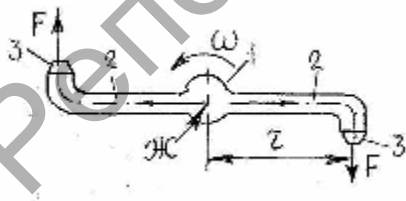


Рисунок 2.42 — Фрагмент центрифуги (по принципу сегнера колеса):

1 — корпус ротора; 2 — каналы;  
3 — сопло

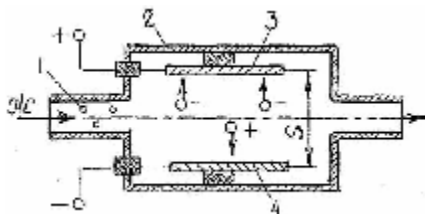


Рисунок 2.43 — Принципиальная схема электростатического очистителя жидкости:

1 — частицы загрязнителя; 2 — корпус;  
3, 4 — электроды

Электроды представляют собой пакет из 12...16 плоских прямоугольных электродов толщиной 3...5 мм, размером 100 на 400 мм, или дисков диаметром 220 мм с зазором между ними 0,1...0,2 мм.

Подвод очищаемой жидкости производится под давлением 0,8...1,0 МПа через сетчатый фильтр (сетка номер 004).

Жидкость за 10 циклов (проходов) очищается на 98% от твердых частиц практически любого происхождения и размеров.

### **Контрольные вопросы**

1. Как сказывается загрязненность жидкости на работоспособности агрегатов гидросистемы?
2. Каковы источники загрязнения рабочей жидкости?
3. От чего зависит тонкость очистки жидкости?
4. Как подразделяются по принципу действия отделители твердых частиц?
5. Назовите виды фильтров. Охарактеризуйте принцип работы каждого.
6. Чем характеризуются отделители твердых частиц? К чему сводится расчет фильтров?
7. Какой параметр характеризует различные фильтрующие материалы?
8. Дайте определение глубинных фильтров.
9. В чем недостаток фильтров из металлокерамических порошков?
10. Под действием каких сил происходит очистка жидкости в сепараторах?
11. Где устанавливаются магнитные сепараторы? Почему?
12. На каком принципе обоснована работа центрифуги по очистке жидкости?
13. Какие силы действуют в роторе центрифуги на частицы загрязнителя?
14. Дайте определение критической скорости потока жидкости в роторе центрифуги.
15. В чем суть тонкослойного центрифугирования?
16. Для очистки каких жидкостей предназначены электростатические очистители? Охарактеризуйте принцип их действия.

### **Т е м а 8. УПЛОТНЕНИЯ НЕПОДВИЖНЫХ И ПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ С ПОМОЩЬЮ МАЛЫХ ЗАЗОРОВ СОПРЯЖЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ, НАБИВОК, МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОЛЕЦ И МАНЖЕТ**

Под **герметичностью гидросистемы** понимается непроницаемость жидкости, находящейся под некоторым избыточным давлением, через стык двух перемещающихся одна относительно другой

или неподвижных жестких поверхностей деталей, не составляющих единого целого.

Герметичность достигается устранением зазора между уплотняемыми поверхностями с помощью уплотнения из какого-либо мягкого эластичного материала или созданием малого зазора между поверхностями соединяемых деталей (*бесконтактное уплотнение*).

Беззазорное соединение достигается с помощью уплотнительного элемента  $X$  из мягкого материала, помещаемого между уплотняемыми поверхностями  $a$  и  $b$  (рис. 2.44).

Уплотнительный элемент  $X$  под действием внешней силы  $F$  или сил давления жидкости поджимается к этим поверхностям, создавая плотный контакт.

Схема возможных каналов в узле уплотнения подвижного штока, которые должны быть плотно перекрыты мягким уплотнительным элементом  $X$ , представлена на рисунке 2.45.

Очевидно, что наибольшую трудность представит перекрытие канала  $a$ , т. е. герметизация подвижного соединения, ввиду чего точность и чистота обработки поверхности должны быть высокими.

Герметизация канала  $b$  обеспечивается значительно проще. В качестве уплотнительного элемента  $X$  в основном используются специальные резины и резиноподобные материалы. Процесс герметизации резиновыми деталями осуществляется за счет внедрения сжатой резины в микронеровности контактирующих с ней поверхностей.

Более трудно обеспечить герметичность подвижного соединения вращательного движения.

В соединениях с возвратно-поступательным движением имеют место небольшие скорости уплотняемых поверхностей. Кроме того, скользящий контакт уплотнительного элемента в них происходит по большой поверхности. Поэтому выделяющееся тепло (при работе) рассредотачивается по большой поверхности, тогда как в

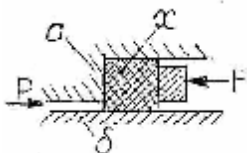


Рисунок 2.44 — Схема беззазорного уплотнения

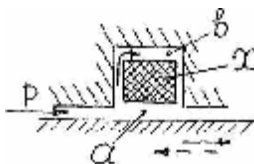


Рисунок 2.45 — Схема уплотнения подвижного штока

соединениях с вращательным движением это тепло концентрируется на очень малой поверхности контакта уплотнительного элемента с валом.

Полную герметичность подвижных соединений практически обеспечить невозможно.

При возвратно-поступательном движении часть жидкости переносится подвижной уплотняемой деталью в виде жидкостной пленки, которая удаляется с этой поверхности уплотнительным элементом (кольцом) и образует с течением времени отрывающиеся капли. В этом случае обычного течения жидкости через зазоры уплотнения не наблюдается.

Ясно, что более высокая герметичность достигается усложнением конструкции и ужесточением точности их изготовления, поэтому стремиться к получению ее следует лишь для уплотнения внешних соединений.

В технических требованиях на уплотнения во всех странах оговорена допустимая утечка жидкости, которая для соединений внешних деталей агрегатов с прямолинейным движением обычно составляет *1...5 капель за каждую тысячу ходов*.

Для повышения надежности герметизации внешних штоков (валиков) гидроагрегатов высокого давления часто применяют двухступенчатые уплотнения (рис. 2.46).

На рисунке 2.46, *а* в первой ступени применяется металлическая втулка с гарантированным зазором  $S$ .

На рисунке 2.46, *б* в первой ступени используется металлическая манжета с тонким усом, прижимаемая к штоку давлением жидкости.

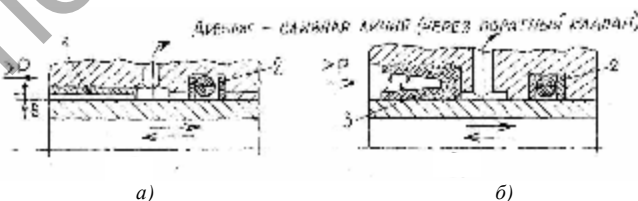


Рисунок 2.46 — Схемы двухступенчатых уплотнений:  
металлическая втулка и резиновое кольцо (*а*);  
металлическая манжета и резиновое кольцо (*б*):

1 — втулка металлическая; 2 — резиновое кольцо круглого сечения;  
3 — металлическая манжета с тонким усом

Во второй ступени в обеих схемах стоит резиновое кольцо круглого сечения.

Жидкость, прошедшая через уплотнения, идет в дренаж (сливная линия, снабженная обратным клапаном).

Для уплотнения агрессивных сред применяются уплотнения с тремя и более уплотняющими элементами, камеры между которыми соединяются со сливной линией системы или через дренажную трубку с баком.

В замкнутые камеры между уплотнениями часто подводится герметизирующая среда (жидкость или газ) под давлением, превышающим на 0,05...0,1 МПа давление уплотняемой среды.

## 8.1 Уплотнения неподвижных соединений (стыков)

### 8.1.1 Уплотнения приработкой деталей и прокладками

Герметизация неподвижных соединений осуществляется различными средствами (преимущественно прокладками) путем устранения зазора между сопрягаемыми деталями, причем контактное давление в соединении должно превышать давление уплотняемой среды.

Герметичность соединения обеспечивается лишь при условии, что точки контакта сопрягаемых пар образуют замкнутую линию. Это осуществляется:

- заполнением неровностей уплотняемых поверхностей легко деформируемыми прокладками (рис. 2.47);
- деформацией внешней силой обеих или одной из уплотняемых поверхностей (герметизация трубопроводных соединений). Это гребенчатые (реечные) прокладки — алюминиевые или медные (рис. 2.48);

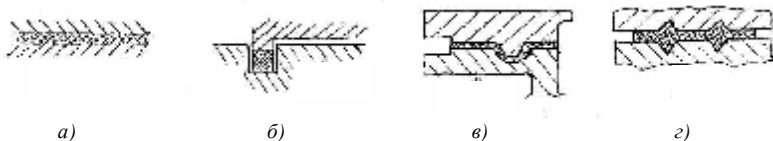


Рисунок 2.47 — Схема уплотнения деформируемыми прокладками

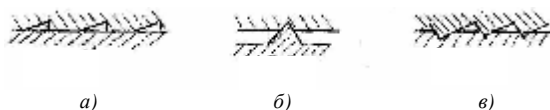


Рисунок 2.48 — Схема уплотнения деформацией уплотняемых поверхностей

- взаимной приработкой поверхностей уплотнения, при которой увеличивается число и размеры точек соприкосновения. Это очень затруднительно, поэтому данный способ используется лишь для внутренних соединений.

В качестве прокладок применяют различные эластичные материалы, способные компенсировать неровности и другие производственные дефекты.

Мягкие прокладки должны быть предохранены от выдавливания, для чего помещаются в канавки, образующие замкнутые полости (рис. 2.49).

Уплотнительные прокладки с прямоугольным сечением укладываются в канавки (выточки), поперечное сечение которых должно быть меньше на 30% поперечного сечения прокладки.

В соединениях (рис. 2.49, *г — е*) прокладка разгружена от усилия затяжки. Объем прокладки в этом случае должен быть несколько меньше (на 10...15%) объема канавки. Однако сечение ее в свободном состоянии должно быть таким, чтобы при сборке происходило сдавливание резины по высоте на 20...25%.

В масляных гидроагрегатах при давлении 7,5 МПа и температуре до 100С° в качестве прокладок применяют паронит (смесь асбеста, каучука и порошковых ингредиентов).

Для давлений от 15 до 20 МПа применяют алюминиевые и медные прокладки шириной 3...6 мм и толщиной 1,5...2,0 мм.

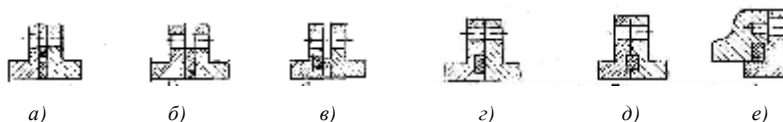


Рисунок 2.49 — Схемы уплотнений за счет создания замкнутых полостей

Для более высоких давлений используют стальные прокладки и другие материалы (соединение труб с помощью развальцовки).

Применяются также комбинированные прокладки из нескольких слоев различных уплотнительных материалов (металлов и органических материалов):

1) кольцевые гофрированные металлические прокладки с резиновыми поверхностями толщиной более 1,2 мм;

2) металлические рифленые прокладки, впадины гофров которых заполнены привулканизированной резиной. Толщина прокладок равна 0,25...0,8 мм, число гофров на каждой стороне — более трех;

3) кольцевая прокладка из мягкого материала с металлической оболочкой (рис. 2.50);

4) проволочная плетенка с резиновым наполнителем.

Распространенным типом уплотнения неподвижных соединений является также уплотнение при помощи колец круглого сечения при давлении до 150 МПа и более. При их применении устраняется необходимость в сильной затяжке болтов.

Особые преимущества эти кольца имеют при применении их в узлах (сборочных единицах) с регулируемым положением деталей (например, узел уплотнения регулировочного винта предохранительного клапана).

В неразборных соединениях распространено уплотнение круглым кольцом, помещаемым в треугольную канавку (рис. 2.51).

Уплотнение отличается простотой изготовления и высокой герметичностью. Соотношение размеров в уплотнении следующее:  $a = 1,5d$ , где  $d$  — диаметр сечения кольца в свободном состоянии.



Рисунок 2.50 — Прокладка с металлической оболочкой

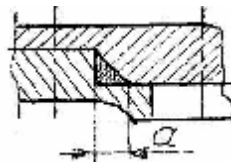


Рисунок 2.51 — Уплотнение круглым кольцом

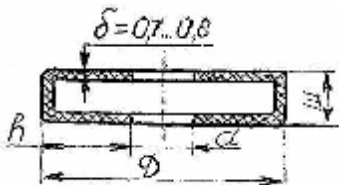


Рисунок 2.52 — П-образная манжета

Для уплотнения фланцев (привалочных поверхностей) применяются П-образные резиновые манжеты, помещаемые в выточке (рис. 2.52). Глубина выточки меньше ширины манжеты Ш на 0,2...0,3 мм, а ширина манжеты Ш равно 4...6 мм, высота  $h = (D - d) / 2 = 4...6$  мм (для диаметра менее 40 мм).

При высоких давлениях и температурах применяют металлические прокладки. При этом применяют следующее правило: если давление (кгс / см<sup>2</sup>), умноженное на температуру (в градусах Цельсия), будет больше 10 000, то нужны металлические прокладки.

Неметаллические прокладки используют при давлении менее 8,0...8,5 МПа и температуре до 450°C. Чистота обработки уплотняемых поверхностей фланцев должна быть выше 7-го класса.

Применяют уплотнение гибкими разделителями (диафрагмами) — мембранами для разобщения сред (в газогидравлических аккумуляторах).

В качестве материала используют резину, резинокань, асбест (горный лен), стеклоткань.

Для малых прямолинейных перемещений применяют сильфоны — эластичные гармошкообразные цилиндры для герметизации соединений (рис. 2.53), которые выполняются из металла (латуни), резины, второпласта диаметром от 5 до 250 мм. При давлении до 3 МПа применяют металлические однослойные, а при давлении до 15 МПа — многослойные сильфоны. Величина хода сильфона составляет одну четвертую его длины.

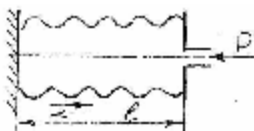


Рисунок 2.53 — Сильфон

## 8.2 Уплотнения подвижных соединений

Уплотнения подвижных соединений гидроагрегатов делятся на две группы: контактные и бесконтактные (щелевые).

К *контактным* уплотнениям относятся:

1) *сальниковая набивка* (рис. 2.54), которая должна быть достаточно пластичной, упругой, стойкой против воздействия жидкости, обладать антифрикционными свойствами. Соотношение размеров следующее:  $l \cong h$ ;  $h = (0,65...1,0)d$ ;

2) *динамические уплотнения* (винтовые, лопаточные), часто применяемые как дополнительные для повышения герметичности вращательных соединений в двухступенчатых уплотнительных узлах. Принцип действия этого уплотнения основан на использовании трения жидкости о вращающийся винт и неподвижную втулку. Жидкость должна отбрасываться винтом в уплотнительную полость. Второй ступенью является резиновая манжета;

3) *манжетные уплотнения* с эластичным герметизирующим элементом, прижатым к уплотняемым поверхностям так, чтобы удельное давление в зоне контакта превышало рабочее давление жидкости, применяемые для герметизации подвижных соединений гидросистем.

Наиболее распространенными уплотнениями являются различные манжеты, которые применяются для сборочных единиц возвратно-поступательного и вращательного движений. Наиболее широко применяют манжеты из резины и прорезиненных хлопчатобумажных тканей при рабочих температурах до 100°C. Манжеты из кожи применяют при давлении в 50 МПа и температуре до 70°C (рис. 2.55).

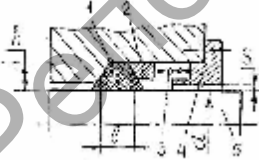


Рисунок 2.54 —  
Сальниковая набивка:  
1 — набивка; 2 — буска;  
3 — пружина; 4 — фланец;  
5 — шток (валик)



Рисунок 2.55 — U-образные манжеты:  
с закругленным основанием (а);  
с плоским основанием (б, в);  
с распорной металлической пружиной (с);  
с мягкой резиной (д)

Манжетные кольца из прорезиненных тканей обладают большой прочностью и долговечностью (в 2...3 раза выше, чем кожа, резина, полихлорвинил). Толщина материала манжеты выполняется в зависимости от ее размера и может быть в пределах от 2,5 до 8,0 мм.

Упругость манжеты обеспечивает герметичность соединения при нулевом давлении. При наличии в системе давления манжета под его распорным действием поджимается к уплотняемым поверхностям.

Для улучшения начального контакта манжеты с уплотняемыми поверхностями, а также для сохранения ею формы манжету при монтаже уплотнительного пакета помещают между фасонными опорными и распорными кольцами (манжетодержателями) из металла или текстолита. Затяжка манжеты обычно регулируется с помощью шайб и пружин. Для улучшения плотности контакта применяют распорные металлические пружины или пространство между раствором губок заполняют мягкой резиной (см. рис. 2.55, *г, д*).

Число манжет выбирается в зависимости от рабочего давления. Обычно их устанавливают две — три штуки. Одна манжета рекомендуется для давления 3,5 МПа.

Хорошее качество показали воротниковые манжеты (рис. 2.56).

Шевронные манжеты применяют главным образом для уплотнения деталей с возвратно-поступательным и реже с вращательным движением. Уплотнительный узел выполняют в виде колец, собираемых в пакет по несколько штук (рис. 2.57).

Для повышения стойкости резиновых манжет их с двух сторон армируют прорезиненной хлопчатобумажной тканью. Усилие затяжки пружины, обеспечивающее осевое усилие затяжки пакета манжет, равно 9...10 Н на каждый сантиметр длины средней окружности пакета.

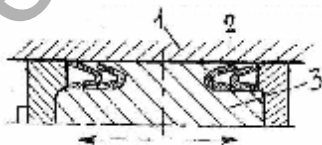


Рисунок 2.56 — Воротниковые манжеты:

1 — корпус; 2 — манжета; 3 — поршень



Рисунок 2.57 — Шевронные манжеты

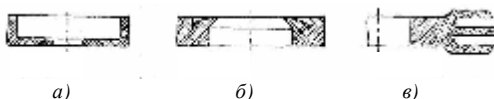


Рисунок 2.58 — Манжеты других профилей: чашечные (а); прямоугольные манжеты с усом (б); E-образные (в)

Применяют манжеты и других профилей: чашечные, прямоугольные манжеты с усом, E-образные (рис. 2.58).

Чашечные манжеты применяются при давлении до 5 МПа. Прямоугольные манжеты с усом обладают малым трением и высокой герметичностью, хотя устанавливаются без распорных колец.

Резиновое кольцо прямоугольного сечения показано на рисунке 2.59. Канавка для него должна выполняться такой, чтобы кольцо при монтаже получало радиальное обжатие, равное 0,1...0,2 мм. Объем канавки должен быть больше объема кольца. Боковой зазор (при нулевом обжатии) должен составлять 0,2...0,25 мм.



Рисунок 2.59 — Резиновое кольцо прямоугольного сечения

Наибольшую герметичность обеспечивают резиновые кольца круглого сечения. Принцип их действия аналогичен кольцам прямоугольного сечения. Они допускают большую неточность в изготовлении уплотняемых поверхностей. Кольца круглого сечения применяются как в неподвижных, так и в подвижных соединениях. Для размещения колец в основном применяются прямоугольные канавки. Однако применяются и угловые канавки, которые имеют высокие герметизирующие качества, но обладают относительно большим трением. Их применяют в неподвижных соединениях.

### 8.3 Уплотнение вращающихся валов

Уплотнение вращающихся валов осуществляется в основном двумя способами: по окружности вала (радиальное уплотнение) и по торцовым поверхностям (торцовое уплотнение). При применении данных способов уплотнения допускается предельная утечка в количестве 0,1 г / ч.

В машиностроении 80...85% составляют уплотнения радиального (манжетного) типа (рис. 2.60).

Конструктивные схемы манжет различны. В основном они отличаются друг от друга местом расположения металлического каркаса, служащего для увеличения жесткости манжет. Обычно внутренний диаметр манжеты в свободном состоянии примерно на 2 мм меньше диаметра вала.

## 8.4 Металлические поршневые кольца

Наиболее простыми и долговечными являются уплотнения разрезными поршневыми металлическими кольцами, которые пригодны для работы при относительно высоких давлениях и в широком диапазоне температур. Наиболее часто эти кольца применяются для уплотнения поршней силовых цилиндров (рис. 2.61).

Применяют одно или несколько колец. Однако герметизация осуществляется в основном первым кольцом со стороны давления. Второе кольцо снижает утечки первого кольца на 15%. Для цилиндров диаметром до 75 мм при давлении 20...25 МПа нужно устанавливать два кольца, для цилиндров диаметром до 150 мм — три кольца, при давлении до 10 МПа применяют одно-два кольца.

Материалом поршневого кольца может быть серый чугун, бронза, текстолит, графит, металлографитовая масса.

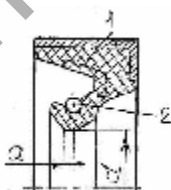


Рисунок 2.60 — Схема манжеты:  
1 — каркас; 2 — пружина

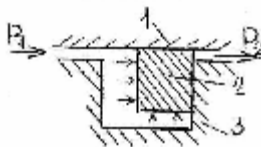


Рисунок 2.61 — Схема  
уплотнения силового  
цилиндра:  
1 — корпус цилиндра;  
2 — кольцо поршневое;  
3 — поршень

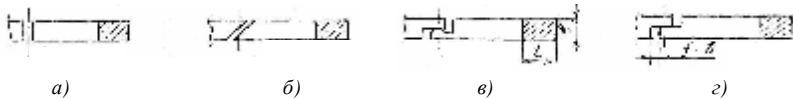


Рисунок 2.62 — Виды замков кольца:  
прямой (а); косой (б); ступенчатый (в, з)

Стыки или замки колец могут быть прямыми (до 5 МПа), косыми (от 5 до 20 МПа), ступенчатыми (рис. 2.62), где  $f = 3,4t$ ,  $t$  — радиальная толщина (высота) сечения кольца,  $e \leq (0,75 \dots 1,0)t$ . Боковой зазор между кольцом и стенками канавки для цилиндров диаметром менее 100 мм равен 0,02...0,03 мм, а для цилиндров диаметром более 100 мм — 0,03...0,05 мм. Упругость кольца диаметром 75...100 мм должна составлять 20...30 Н. Применяют сдвоенные кольца и строенные.

## 8.5 Щелевые (бесконтактные) уплотнения

Наиболее распространенные виды бесконтактных уплотнений с гарантированным малым зазором представлены на рисунке 2.63.

Гладкая капиллярная щель, изображенная на рисунке 2.63, а, требует высокой точности и малой шероховатости сопрягаемых поверхностей. Ступенчатая щель (см. рис. 2.63, б) применяется для внутреннего уплотнения полостей гидроагрегатов (в плунжерных парах, где допустимы перетечки жидкости из одной полости в другую).

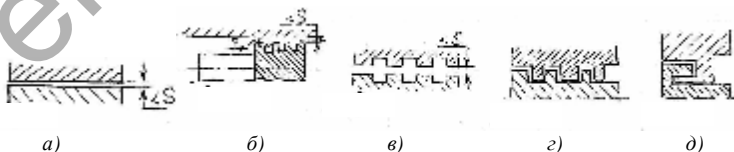


Рисунок 2.63 — Щелевые уплотнения с гарантированным зазором:  
гладкая капиллярная щель (а); ступенчатая щель (б);  
лабиринтные уплотнения (в, з, д)

Лабиринтные уплотнения характеризуются тем, что чередующееся изменение сечения щели и происходящие завихрения жидкости и газа в них при турбулентном течении повышают ее сопротивление.

В соединениях с вращательным движением в качестве дополнительного сопротивления при турбулентном режиме применяют гребешковые лабиринты радиального (см. рис. 2.63, з) и осевого (см. рис. 2.63, д) типов.

### **Контрольные вопросы**

1. Что понимается под герметичностью гидросистемы?
2. За счет чего достигается герметичность?
3. Почему труднее обеспечить герметичность соединения вращательного движения?
4. В каких случаях применяют двухступенчатые уплотнения?
5. Назовите виды уплотнений неподвижных соединений.
6. При каких давлениях применяют алюминиевые и медные прокладки?
7. В каких случаях в качестве прокладки используется паронит?
8. Как подразделяются уплотнения подвижных соединений?
9. В каких случаях применяются динамические уплотнения?
10. Назовите виды манжетных уплотнений.
11. Перечислите виды щелевых уплотнений.

## **Т е м а 9. ТРУБОПРОВОДЫ (ГИДРОЛИНИИ)**

Трубопроводы, к которым относятся как жесткие трубопроводы, так и гибкие рукава и прочие подвижные сочленения труб, являются по ответственности выполняемых функций и по количеству отказов в работе одними из основных компонентов гидросистемы.

### **9.1 Жесткие металлические трубопроводы**

В качестве трубопроводов гидросистем машин в основном применяют бесшовные стальные цилиндрические трубы по ГОСТ 8734-75 (из стали марок 10 и 20). Для систем низкого давления могут быть применены и сварные трубы (ГОСТ 10707-80), а для линий управления и подключения контрольных приборов в

стесненных условиях монтажа — медные, алюминиевые и латунные трубы (ГОСТ 617-72, ГОСТ 494-76).

Для сверхвысоких давлений (500...700 МПа) применяют трубы из специальных легированных сталей с механической обработкой внутренней поверхности.

Расчет бесшовных труб на статическую прочность  $[\sigma_{\text{разр}}]$ , МПа, (на продольный разрыв) производится по формуле

$$[\sigma_{\text{разр}}] = \frac{PD}{2\delta}, \quad (2.10)$$

где  $[\sigma_{\text{разр}}]$  — допустимое напряжение разрыва, которое обычно принимается 30...35% от  $\sigma_v$ , МПа;

$P$  — максимальное давление жидкости, МПа;

$D$  — наружный диаметр трубы, мм;

$\delta$  — толщина стенки трубы, мм.

Для сварных труб в знаменатель формулы (2.10) нужно вводится коэффициент прочности сварочного шва  $\phi$ , равный 0,6.

Есть трубы тонкостенные ( $D/d \geq 16$ ) и толстостенные ( $D/d \leq 16$ ).

## 9.2 Соединение труб. Соединительная арматура

Для соединения труб применяют как неразборные, так и разборные соединения.

*Неразборные соединения* осуществляются для трубопроводов, не подлежащих демонтажу, со специальными втулками (муфтами), с пайкой труб твердым (серебряным) припоем или сваркой. Для этого готовится втулка длиной 50...80 мм. Торцы втулки (обрез) может быть прямой и косой. Сварочное соединение должно быть равнопрочным, поэтому лучше выполнять косой срез. За счет большей длины сварочного шва напряжение в поверхностном слое трубы будет меньше (рис. 2.64).

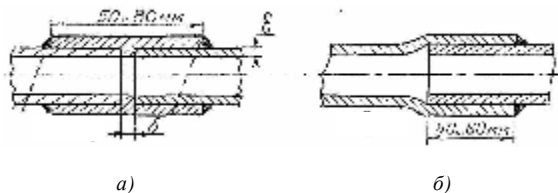


Рисунок 2.64 — Варианты неразборного соединения труб:  
с втулкой (а); раструбом (б)

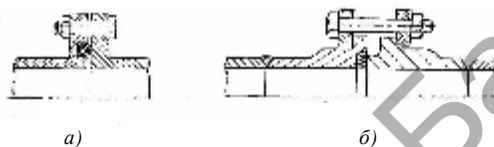


Рисунок 2.65 — Схемы разборных соединений труб:  
с помощью жестких фланцев (а); с помощью свободных фланцев (б)

При использовании разборных соединений трубы с внутренним диаметром более 40 мм обычно соединяют при помощи круглых или квадратных фланцев. Уплотнение фланцев при высоких давлениях осуществляется с помощью мягких (медных или алюминиевых) прокладок (колец) (рис. 2.65).

Для промежуточных соединений тонкостенных труб небольших диаметров (до 30...35 мм), а также для присоединения их к агрегатам гидросистем в основном применяют арматуру под развальцовку труб (по наружному конусу). Угол развальцовки принят  $60^\circ$  (в Англии —  $30^\circ$ , а в США —  $37^\circ$ ) (рис. 2.66).

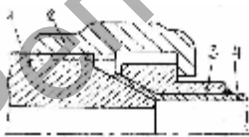


Рисунок 2.66 — Схема соединения труб методом развальцовки:

- 1 — штуцер; 2 — гайка;
- 3 — ниппель; 4 — труба

Данное соединение применяется для стальных труб, работающих при давлении 20...30 МПа, и допускает повторный демонтаж. При более высоких давлениях (30...40 МПа) распространено ниппельное (шаровое) соединение для частого демонтажа. Герметичность шарового соединения обеспечивается

плотным контактом поверхности стального шарового ниппеля с конической поверхностью штуцера.

Применяются также соединения с уплотнительными резиновыми кольцами круглого сечения.

В штуцерах, которыми трубы присоединяются к гидроагрегатам, применяют конусную резьбу (так как она не требует уплотняющей прокладки).

### **9.3 Поворотные (шарнирные) соединения труб**

При высоких давлениях в гидросистемах, где гибкие шланги не могут обеспечить требуемую надежность, применяют подвижные соединения поворотного и поступательного типа, а также различные жесткие пружинящие соединения из стальных труб. Шарнирные соединения могут иметь одну, две и более степеней свободы.

Шарнирные соединения, снабженные шарикоподшипниками, применяют в том случае, если требуется обеспечить подвод жидкости через подвижное соединение при высоких скоростях (до 2 000 мин<sup>-1</sup>).

Применяется шаровое шарнирное соединение с уплотнением по сфере с ограниченным углом поворота ( $\pm 25^\circ$ ). Уплотнение сферы осуществляется с помощью двух пластмассовых колец, штуцера и гайки.

### **9.4 Гибкие (эластичные) трубопроводы**

Выбор типа и материала трубопровода зависит от рабочего давления, температуры, агрессивности окружающей среды, вида соединений, монтажа, массы и стоимости трубопровода.

Эластичные трубопроводы применяют для соединения подвижных элементов привода с целью компенсации неточности при сборке агрегатов, а также для облегчения сборки и получения быстроразборных соединений.

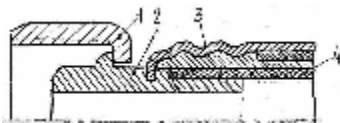


Рисунок 2.67 — Резинотканевый рукав:  
1 — гайка; 2 — ниппель; 3 — муфта;  
4 — рукав

В качестве эластичных трубопроводов используют резинотканевые рукава, изготовленные по ГОСТ 10362-76 и ГОСТ 18698-79 на давление 1,6 МПа. Для трубопроводов более высокого давления (до 16 МПа) применяют рукава, изготовленные по ТУ 22-4756-80 (рис. 2.67).

Рукав состоит из внутреннего, промежуточных и наружного резиновых слоев, между которыми находятся хлопчатобумажные и металлические оплетки из высокопрочной проволоки. Наконечник трубопровода состоит из муфты 3 с левой резьбой специального профиля, одеваемой на рукав 4, и ниппеля 2 с метрической резьбой. При сборке ниппель ввертывается одновременно в муфту и внутрь рукава, зажимая его в муфте, вследствие чего создается прочное и герметичное соединение.

Для приводов с рабочим давлением 16...25 МПа используют гибкие трубопроводы навивочной конструкции. Рукав состоит из внутреннего резинового слоя, двух пар спиральных обмоток из высокопрочной проволоки, промежуточного и наружного резинового слоев.

## 9.5 Последовательность расчета трубопровода

Расчет трубопровода происходит в следующем порядке:

- 1) по заданному расходу определяется ориентировочная величина внутреннего диаметра;
- 2) рассчитываются суммарные потери давления в трубопроводе;
- 3) суммарные потери давления сравниваются с допустимыми (если нужно, то изменяется внутренний диаметр по сортаменту).

Внутренний диаметр трубопровода  $d_{вн}$ , м, рассчитывают по формуле

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v} \frac{\rho_o}{\rho}},$$

где  $Q$  — расход рабочей жидкости, м<sup>3</sup>/с;

- $v$  — скорость рабочей жидкости, м / с;  
 $\rho_0, \rho$  — плотность воздуха соответственно при нормальном атмосферном давлении и при давлении в трубопроводе, кг / м<sup>3</sup>.

Для гидравлических трубопроводов  $\rho_0 / \rho = 1$ .

Ориентировочные значения максимальной скорости рабочей жидкости приведены в таблице:

| Показатель           | Трубопроводы |            |               |            |            |            |            |
|----------------------|--------------|------------|---------------|------------|------------|------------|------------|
|                      | Всасывающий  | Сливной    | Напорный      |            |            |            |            |
|                      |              |            | Давление, МПа |            |            |            |            |
|                      |              |            | 5             | 10         | 16         | 25         | 32         |
| Скорость $v$ , м / с | 0,85...1,4   | 1,4...2,25 | 2,25...3,5    | 2,7...4,25 | 3,5...5,35 | 4,25...6,8 | 5,35...8,5 |

Для магистральных пневмопроводов (до 300 м) и при давлении до 0,6...0,7 МПа скорость воздуха принимается 10...15 м / с. Для подводящих трубопроводов, соединяющих элементы пневмоприбора, максимальные рекомендуемые скорости воздуха составляют 16...40 м / с. Меньшее значение скорости принимают при более высоком рабочем давлении.

Величина суммарных потерь давления  $\Delta P$ , МПа, в трубопроводе (без учета инерции среды) определяется следующим образом:

$$\Delta P = \sum \Delta P_{\text{тр}} + \sum \Delta P_{\text{м}},$$

где  $\sum \Delta P_{\text{тр}}$  — потери давления на трение по длине трубопровода, МПа;

$\sum \Delta P_{\text{м}}$  — потери давления на местных сопротивлениях, МПа.

Они обычно не превышают 5...10% от давления, развиваемого насосом.

Потери по длине  $\Delta P_{\text{тр}}$ , Па, трубопровода находятся по формуле

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \gamma \frac{lv^2}{d_{\text{вн}} 2g},$$

где  $\lambda$  — коэффициент трения жидкости о стенки трубы;

$\gamma$  — удельный вес жидкости, Н / м<sup>3</sup>;

$l$  — длина прямой трубы, м;

$d_{\text{вн}}$  — внутренний диаметр трубы, м;

$v$  — средняя скорость течения жидкости, м / с;

$g$  — ускорение свободного падения, м / с<sup>2</sup>.

При ламинарном режиме ( $Re = 2\ 300$ ) для минерального масла  $\lambda = 75 / Re$ , при турбулентном режиме ( $2\ 300 < Re < 10^5$ ) для медных и латунных труб  $\lambda = 0,316 Re^{-0,25}$ , для стальных шероховатых труб  $\lambda = 0,06 \left( \frac{h}{d} \right)^{0,314}$ , где  $h$  — абсолютная шероховатость стенок, лежащая в пределах  $(1 \dots 8) \cdot 10^{-5}$  м.

Местные потери давления в трубопроводе  $\Delta P_{\text{м}}$ , Па, определяются по зависимости

$$\Delta P_{\text{м}} = \xi \gamma \frac{v^2}{2g},$$

где  $\xi$  — коэффициент местного сопротивления рассматриваемого участка.

Значения коэффициентов местного сопротивления даны в таблице:

| Вид местного сопротивления                          | Значение  |
|---|-----------|
| Отверстие в тонкой стенке                           | 1,7...1,9 |
| Золотник с конечным плунжером малой конусности 90°  | 1,6       |
| Золотник с конечным плунжером малой конусности      | 1,0...1,6 |
| Гидрозамки, клапаны с коническим запорным элементом | 2,0...3,0 |

Окончание табл.

| Вид местного сопротивления   | Значение                   |
|--|----------------------------|
| Самозапирающиеся соединительные муфты  | 1,0...1,5                  |
| Вход жидкости из трубы в гидробак:   |                            |
| – для турбулентного режима   | 1,0                        |
| – для ламинарного режима   | 2,0                        |
| Вход в гидроцилиндры, гидроаккумуляторы, фильтры   | 0,8...0,9                  |
| Выход из гидробака в трубу с острыми кромками:   | 0,8...0,9                  |
| – при трубе, выполненной заподлицо со стенкой гидробака  | 0,05                       |
| – при трубе, вкинутой в гидробак   | 1,0                        |
| Штуцеры, присоединяющие трубы к переходникам, и переходники, соединяющие участки труб  | 0,1...0,15                 |
| Плавные колена трубопроводов под углом 90° при минимальном радиусе изгиба  | 0,12...0,15                |
| Поворотные соединения с одним поворотом потока на 90°  | 2,0                        |
| Сверленные или штампованные угольники  | 2,0                        |
| Тройники с одинаковым диаметром всех каналов:  |                            |
| а) поток складывается:<br>I: $Q \rightarrow \downarrow \rightarrow 2Q$<br>II: $Q \rightarrow \downarrow \leftarrow Q$<br>$2Q$    | 0,5...0,7<br><br>1,5...2,0 |
| б) поток расходится:<br>I: $2Q \rightarrow \downarrow \rightarrow Q$<br>$Q$<br>II: $Q \leftarrow \uparrow \rightarrow Q$<br>$2Q$ | 0,9...1,2<br><br>1,0...1,5 |

Проверочный расчет трубопровода на прочность производится по рабочему давлению  $P_{\text{раб}}$ , МПа, сравниваемому с предельным, по следующей формуле:

$$P_{\text{раб}} = \frac{\sigma_{\text{вр}} \left( \frac{d_{\text{вн}}}{\delta} + 1 \right)}{\left[ \frac{1}{2} \left( \frac{d_{\text{вн}}}{\delta} \right)^2 + \frac{d_{\text{вн}}}{\delta} + 1 \right] n_{\text{пр}}},$$

где  $\sigma_{вр}$  — временное сопротивление разрыву материала трубопровода, МПа;

$d_{вн}$  — внутренний диаметр трубы, м;

$\delta$  — толщина стенки трубопровода, мм;

$n_{пр}$  — коэффициент запаса прочности, выбираемый в зависимости от назначения трубопровода ( $n_{пр} = 3...6$ ).

Для тонкостенных труб максимальное рабочее давление  $P_{раб}$  равно

$$P_{раб} = \frac{2\sigma_{вр}\delta}{dn_{пр}}.$$

### Контрольные вопросы

1. Почему гидролинии являются одними из основных компонентов гидросистемы? Что они включают в себя?
2. Какие трубы применяют в гидросистемах?
3. Как рассчитываются трубы на прочность?
4. Назовите виды соединений труб.
5. Перечислите типы разборных соединений.
6. Как подсоединяются тонкостенные трубы к агрегатам гидросистем?
7. Что входит в арматуру под развальцовку труб по наружному конусу?
8. Когда применяется ниппельное шаровое соединение?
9. В каких соединениях не требуется уплотняющая прокладка?
10. Где применяются шарнирные соединения, снабженные шарикоподшипниками?
11. От чего зависит выбор типа и материала трубопровода?
12. Где применяются эластичные трубопроводы?
13. При каком рабочем давлении используют резинотканевые рукава?
14. На какое давление рассчитаны гибкие трубопроводы навивочной конструкции?
15. Какова последовательность расчета трубопровода?

### Т е м а 10. РАБОЧИЕ ЖИДКОСТИ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ГИДРОПРИВОДАХ. ГИДРОЕМКОСТИ

Жидкость гидропривода — это его рабочий элемент. Эксплуатационные свойства рабочих жидкостей в значительной степени определяют надежность, экономичность и долговечность работы гидроприводов.

## 10.1 Требования к рабочим жидкостям

Рабочие жидкости, предназначенные для гидроприводов станков, должны иметь: хорошие смазывающие свойства по отношению к материалам трущихся пар и уплотнений, малое изменение вязкости в диапазоне рабочих температур, высокий объемный модуль упругости, малое давление насыщенных паров и высокую температуру кипения, нейтральность к материалам гидравлических агрегатов, защитным покрытиям, высокие изолирующие и диэлектрические свойства, высокий коэффициент теплопроводности и удельной теплоемкости, малый коэффициент теплового расширения. Характеристики рабочих жидкостей в процессе хранения и эксплуатации должны быть стабильными. Жидкость и продукты ее разложения не должны быть токсичными. Рабочие жидкости должны быть пожаробезопасными.

Важными параметрами характеристики жидкости являются температуры застывания и замерзания.

*Температура застывания* — это наиболее высокая температура, при которой поверхность уровня масла, залитого в стандартную пробирку, не перемещается при наклоне пробирки на  $45^\circ$  в течение 5 минут.

Температура застывания должна быть меньше на  $10...17^\circ\text{C}$  температуры окружающей среды.

*Температура замерзания* — это температура кристаллизации.

Важной характеристикой рабочих жидкостей является огнестойкость, которая характеризуется температурой вспышки, воспламенения ( $180...230^\circ\text{C}$ ) и самовоспламенения ( $260...370^\circ\text{C}$ ).

При работе с минеральными маслами при температуре более  $70^\circ\text{C}$  необходимо устранять контакт с воздухом. Поэтому баки при  $70^\circ\text{C}$  и выше заполняются инертным газом (азотом, аргоном или гелием). Также применяют механическое разделение газовой и жидкостной сред.

В процессе эксплуатации гидропривода рабочая жидкость воздействует на резиновые детали, которые приобретают усадку, набухают и размягчаются. Это сопровождается нарушением герметичности и прочими дефектами в работе гидроагрегатов.

Следует отметить, что ни одна из рабочих жидкостей не обладает инертностью. В результате длительного контакта рабочей

жидкости с резиновыми деталями изменяется как их объем, так и физико-механические свойства резины.

По техническим требованиям набухание (усадка) после воздействия масла должно составлять  $\pm 3\%$ , а твердость резины должна изменяться (по Шору) в пределах 4...5 единиц.

## 10.2 Основные характеристики жидкостей

В гидросистемах машин (станков) обычно применяют специальные жидкости минерального происхождения с диапазоном вязкости при температуре  $50^{\circ}\text{C}$  примерно 10...175 сСт.

Основные характеристики масел, применяющихся в гидросистемах машин, приведены в таблице:

| Марка масла,<br>ГОСТ               | Вязкость<br>при $50^{\circ}\text{C}$ $\nu$ ,<br>сСт | Т, $^{\circ}\text{C}$ |         | Рабочая<br>темпера-<br>тура Т,<br>$^{\circ}\text{C}$ | Плотность<br>$\rho$ , кг / м <sup>3</sup> |
|------------------------------------|---|-----------------------|---------|--|---|
|                                    |   | застывания            | вспышки |  |   |
| Индустриальное 20,<br>ГОСТ 1707-51 | 17...23   | -20                   | 170     | 0...90   | 881...901                                 |
| Индустриальное 30                  | 27...33   | -15                   | 180     | 10...50  | 886...916                                 |
| Индустриальное 50                  | 42...58   | -20                   | 200     | 10...70  | 890...930                                 |
| Турбинное 30,<br>ГОСТ 32-53        | 28...32   | -10                   | 180     | 10...50  | 901                                       |
| МВП,<br>ГОСТ 1805-51               | 6,3...8,5   | -60                   | 120     | -40...60   |   |
| АМГ-10,<br>ГОСТ 6794-53            | 10  | -70                   | 92      | -<br>60...100  | 850                                       |

Минеральные масла, как и рабочие жидкости гидросистем, содержат высоковязкие присадки.

### 10.3 Невоспламеняющиеся (огнестойкие) жидкости

В гидросистемах широко применяются невоспламеняющиеся жидкости: водно-масляные эмульсии (содержание воды составляет 40% ) и водно-гликолевые жидкости (содержание воды составляет 35% ). В данных жидкостях испаряющаяся вода при контакте эмульсии с источником воспламенения действует гасяще и охлаждающе.

В водно-гликолевых жидкостях значительно меньше разбухает резина. Они имеют более высокий объемный модуль упругости ( $E = 2 \cdot 100$  МПа). Их не рекомендуется применять в гидросистемах, имеющих насосы и гидромоторы с подшипниками скольжения. Диапазон рабочих температур — от  $-65$  до  $+80^{\circ}\text{C}$ .

Для гидросистем, опасных в пожарном отношении, но не подвергающихся действию отрицательных и высоких температур, применяется вода с добавкой эмульсола в количестве 1...2% . Эмульсол содержит это 85% индустриального масла и 15% аси-дола (маслянистой нерастворимой в воде жидкости).

### 10.4 Высокотемпературные жидкости

Применение минеральных масел при высоких температурах ограничено пожарной опасностью. Ввиду этого при температурах более  $150^{\circ}\text{C}$  можно применять высокотемпературные синтетические жидкости (силиконовые), которые в контакте с воздухом они выдерживают длительное нагревание при температуре  $250^{\circ}\text{C}$ , а в закрытых системах могут длительно использоваться при температуре  $370^{\circ}\text{C}$ .

Однако полисиликоны (полисилоксаны) значительно уступают минеральным маслам по противоизносным и смазывающим свойствам, обладают высокой текучестью. Недостатком их является также плохая гидролитическая стойкость (они боятся воды). Они обладают более высокой способностью, чем минеральные масла, растворять воздух и газы, в результате происходит интенсивное пенообразование, что недопустимо.

## 10.5 Гидроемкости

**Гидроемкости** — устройства, предназначенные для содержания рабочей среды с целью использования ее в процессе работы объемного гидропривода. К ним относятся гидробаки и гидроаккумуляторы. Гидробаки бывают открытого и закрытого типов.

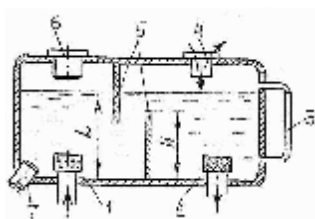


Рисунок 2.68 — Гидробак открытого типа:

- 1 — насадок с сетчатым фильтром;
- 2 — насадок с фильтром;
- 3 — указатель уровня жидкости;
- 4 — сапун; 5 — перегородки;
- 6 — горловина заливная;
- 7 — магнитная сливная пробка

тем, что в них внутренняя полость изолирована от окружающей среды. В пространстве над поверхностью жидкости имеется постоянное избыточное давление подводимого инертного газа (азота) или воздуха. Некоторые гидробаки заправляются инертным газом под давлением и плотно закрываются. При необходимости воздушное пространство в баке изолируется от жидкости подвижным элементом — эластичной мембраной.

В гидробаках *открытого типа* полость над свободной поверхностью жидкости сообщается с окружающим воздухом через фильтр-сапун (рис. 2.68).

Для избежания барботаж (интенсивного перемешивания), который может привести к вспениванию жидкости, на насадке 1 устанавливается сетка или перфорированный колпак. Перегородки 5 служат для успокоения поверхности жидкости. Высота нижней перегородки должна составлять две трети от высоты жидкости  $L$  в баке.

Гидробаки *закрытого типа* отличаются от гидробаков открытого типа

## 10.6 Пневмогидравлические аккумуляторы

**Пневмогидравлический аккумулятор** — емкость, предназначенная для аккумуляции энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением сжатого газа.

Расчет пневмогидравлического аккумулятора сводится к определению его вместимости  $V$  и полезного объема  $V_{п}$ , под которым

понимается объем жидкости, вытесняемой газом из аккумулятора в процессе его разрядки.

Аккумулятор часто применяют как источник аварийного питания отдельных ветвей гидросистемы в случае отказа или выключения насоса, а также в случае, когда требуется выдержать длительное время какой-либо участок гидросистемы под постоянным давлением (например, выдержка при формовке резины или прессовании порошкового материала). Аккумулятор может кратковременно развить большую мощность.

Применение аккумуляторов особенно рентабельно в гидросистемах с большими пиками расхода жидкости, значения которых намного превышают подачу насоса.

## 10.7 Расчет резервуара цилиндрической формы

Резервуар может выполняться в виде баков разной формы, баллона, камеры. Баки закрытого типа часто выполняются в виде цилиндров с плоским или сферическим дном.

Расчет таких резервуаров проводится с целью определения толщины стенок, необходимого объема и оптимального соотношения его длины (высоты)  $h$  и диаметра  $d$ .

### 10.7.1 Расчет толщины стенки резервуара

Расчет толщины стенки резервуара представлен на рисунке 2.69.

Такие резервуары относятся к тонкостенным емкостям, поскольку в них чаще всего толщина стенки  $\delta$  меньше  $0,1r_{cp}$ , т. е.

$$\delta < (d + \delta) / 20 .$$

Цилиндрическая часть тонкостенного резервуара внутренним давлением

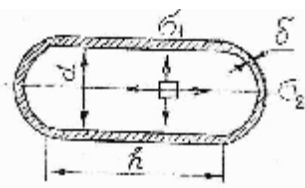


Рисунок 2.69 — Схема цилиндрического резервуара

подвергается двухосному растяжению (вдоль образующей цилиндра (напряжение  $\sigma_2$ )) и тангенциальному растяжению (напряжение  $\sigma_1$ ). Эти напряжения записываются в виде

$$\sigma_1 = Pd / 2\delta, \quad \sigma_2 = Pd / 4\delta.$$

Ведя расчет по максимальному допустимому напряжению растяжения, получаем уравнение

$$\delta = \frac{Pd}{2[\sigma_{вр}]\phi} + b,$$

где  $b$  — прибавка для компенсации коррозии (обычно  $b = 1 \dots 3$  мм);  $\phi$  — коэффициент прочности сварочного шва.

Для углеродистых и низколегированных сталей  $[\sigma_{вр}]$  принимается в пределах 140...160 МПа. Для одностороннего шва  $\phi$  равно 0,65, а для двустороннего — 0,85.

Расчет необходимого объема бака  $V$ , л / мин, производится следующим образом:

$$V = (2,0 \dots 3,0) V_0,$$

где  $V_0$  — минутная подача насоса гидропривода, л / мин.

Оптимальные размеры цилиндрического резервуара  $d$  и  $h$  определяются из следующих условий:

1) резервуар должен иметь минимальную поверхность при заданном объеме  $V$ ;

2) резервуар должен иметь наименьшую длину сварочных швов.

На основании изложенных условий рекомендуются следующие формулы:

$$r = \sqrt[3]{V / 2\pi}; \quad h = 2r;$$

$$r = \sqrt[3]{V / 2\pi^2}; \quad h = 2\pi r.$$

Окончательный выбор радиуса цилиндра  $r$  и его длины  $h$  проектируемого бака определяются тем, что более важно для конструктора: масса металла либо длина сварочного шва.

### Контрольные вопросы

1. Какие требования предъявляются к рабочим жидкостям?
2. Дайте определение температуры застывания рабочей жидкости.
3. Как воздействует рабочая жидкость на резиновые детали?
4. Какие масла применяются в гидросистемах?
5. Дайте определение огнестойких жидкостей?
6. Какие жидкости относятся к высокотемпературным?
7. В чем принципиальное отличие гидробака закрытого типа от открытого?
8. Какую роль играет инертный газ в баке закрытого типа?
9. Для чего служат пневмогидравлические аккумуляторы?
10. Что понимается под полезным объемом пневмогидроаккумулятора?
11. К чему сводится расчет резервуара цилиндрической формы?
12. Какие условия учитываются при определении оптимальных размеров цилиндрического резервуара?

## Т е м а 11. РАЗРАБОТКА ПНЕВМОПРИВОДОВ

### 11.1 Общая часть

Классификация оборудования пневмопривода соответствует классификации оборудования для гидропривода.

В отличие от гидропривода в пневмоприводе энергоносителем является сжатый воздух. В пневмоавтоматике различают три диапазона давления питания: низкий (0,01 МПа), нормальный (средний) (0,1...0,3 МПа) и высокий (0,2...1,6 МПа).

В качестве пневмодвигателей используются обычные пневмоцилиндры двустороннего действия, а также поворотные пневмодвигатели, в которых поступательное движение штока за счет рейки и зубчатого колеса преобразуется во вращательное движение на ограниченный угол поворота.

Кроме обычных штоковых пневмодвигателей в пневмоавтоматике применяются и бесштоковые пневмоцилиндры, схемы которых даны на рисунках 2.70 и 2.71.

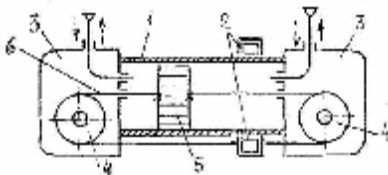


Рисунок 2.70 — Схема бесштокового пневмоцилиндра:

1 — гильза; 2 — позун; 3 — крышки;  
4 — блоки; 5 — поршень; 6 — трос

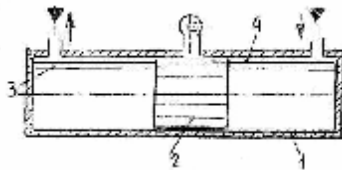


Рисунок 2.71 — Схема бесштокового пневмоцилиндра:

1 — гильза; 2 — поршень; 3 — пластина;  
4 — щель

При ограниченных перемещениях штока для осуществления захватов, зажимов и фиксаторов заготовок (деталей) в автоматизированных поточных технологических линиях используются мембранные и сильфонные пневмоцилиндры.

Для роботов применяются пластинчатые пневмомоторы (например, пневмомотор типа СА-105 мощностью 0,15 кВт с частотой вращения  $2\ 100\ \text{мин}^{-1}$ ). Для вакуумных хватных устройств в качестве приводного двигателя используются шестеренные насосы.

В направляющую пневмоаппаратуру входят обратные клапаны и распределители.

Регулирующая пневмоаппаратура включает: клапаны предохранительные, рассчитанные на давление 0,5...0,7 МПа, редукционные клапаны, снижающие давление воздуха от 15 МПа до 1 МПа, редукторы давления, дроссели с обратными клапанами и комбинированные пневмоаппараты.

Для контроля режима пневмопривода служат реле давления и индикаторы давления.

К вспомогательным элементам пневмоприводов относятся пневмоемкости — ресиверы, служащие для накопления сжатого воздуха. Объем ресивера  $V_p$ ,  $\text{м}^3$ , находится по следующей зависимости:

$$V_p = (2...9)\sqrt{Q_k},$$

где  $Q_k$  — подача компрессора,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Далее во вспомогательные элементы входят кондиционеры рабочего газа (воздуха), включающие фильтры, влагоотделители,

маслораспылители, пневмоглушители, теплообменники, пневмолинии (жесткие и гибкие) и уплотнения.

Для того чтобы пневмосистема функционировала надежно и долговечно, энергоноситель (сжатый воздух) должен быть подготовлен в соответствии с техническими требованиями, согласно которым:

- 1) для отверстий в пневмосистеме диаметром менее 0,5 мм нужна тонкая очистка воздуха;
- 2) для нормального и высокого давлений необходима осушка воздуха (установка дегидрататора);
- 3) относительная влажность воздуха должна быть 100% ;
- 4) точка росы должна быть меньше температуры окружающей среды;
- 5) при использовании поршневых компрессоров при давлении 0,6...1,0 МПа воздух надо очищать от масла.

Однако есть беспоршневые мембранные компрессоры (например, установка АД-220), создающие давление 0,3 МПа.

На рисунке 2.72 приведена схема подготовки сжатого воздуха для снабжения пневматических устройств систем нормального и высокого давлений.

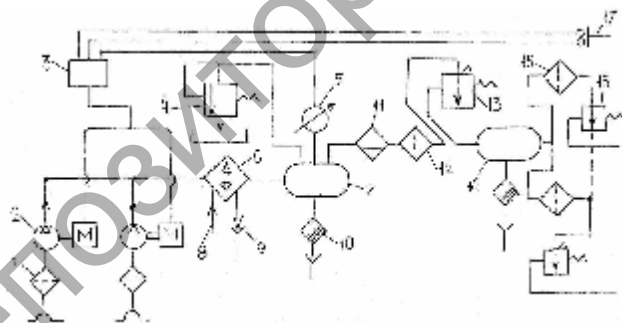


Рисунок 2.72 — Схема подготовки сжатого воздуха:

- 1 — фильтр (от пыли) масляный (водяной); 2 — компрессор;
- 3 — электрическая система автоматики; 4 — клапан предохранительный;
- 5 — пневмодвигатель; 6 — холодильник водяной; 7 — ресивер;
- 8 — линия подачи воды; 9 — линия отвода конденсата в канализацию;
- 10 — вентиль для сбора конденсата; 11 — маслоотделитель;
- 12 — силикогелевый двухступенчатый дегидрататор для осушки воздуха;
- 13 — регулятор постоянного давления воздуха; 14 — ресивер;
- 15 — фильтр; 16 — редуктор давления; 17 — сеть питания

## 11.2 Проектирование пневмопривода

При разработке схем пневмоприводов необходимо предусмотреть возможность поддержания постоянного давления воздуха в баллонах и разгрузку компрессора (отключение при максимальном давлении и включение при понижении давления до заданного уровня).

Следует также обеспечить осушку воздуха от влаги и очистку баллонов от конденсата, а также снижение шума при выпуске (выбросе) отработавшего воздуха в атмосферу.

Необходимо предусмотреть приборы контроля за давлением в пневмоприводе и предохранительную аппаратуру для ограничения максимального давления в баллонах.

На рисунке 2.73 показана схема пневмопривода поступательно-го движения с дроссельным управлением скоростью выходного звена-штока пневмоцилиндра.

Пневматический привод работает следующим образом. При включении приводного двигателя 4 компрессор 3 засасывает воздух через воздухозаборник 1, фильтр 2 и подает его в нагнетательную магистраль. Воздух по магистрали поступает через регулятор давления 5 и обратный клапан 6 в баллон 7, где он накапливается и содержится под определенным давлением. Необходимый уровень

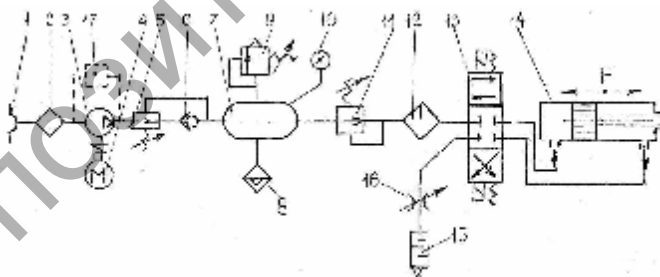


Рисунок 2.73 — Принципиальная схема пневмопривода:

- 1 — воздухозаборник; 2 — фильтр; 3 — компрессор; 4 — электродвигатель;
- 5 — регулятор давления; 6 — клапан обратный; 7 — баллон (ресивер);
- 8 — клапан с автоматическим спуском конденсата; 9 — клапан предохранительный; 10 — манометр; 11 — клапан редукционный;
- 12 — маслораспылитель; 13 — электропневматический распределитель; 14 — пневмоцилиндр; 15 — глушитель;
- 16 — дроссель регулируемый; 17 — реле давления

давления в ресивере 7 обеспечивается регулятором давления 5. При превышении максимального давления в баллоне включается предохранительный клапан 9 и снижает его до заданного уровня путем выпуска в атмосферу. Контроль за уровнем давления осуществляется манометром 10. В ресивере происходит выделение влаги из воздуха вследствие его охлаждения. Конденсат из ресивера удаляется с помощью автоматического клапана 8. Далее сжатый воздух из ресивера поступает к пневмораспределителю 13 через редукционный клапан 11 и маслораспылитель 12. С помощью редукционного клапана давление воздуха понижается и автоматически поддерживается на заданном уровне (в механосборочных цехах на уровне 0,4...0,5 МПа). Маслораспылитель насыщает поток воздуха смазочным материалом, необходимым для смазывания трущихся поверхностей деталей распределителя 13 и пневмоцилиндра 14. При включении электропневматического распределителя 13 воздух поступает в одну из полостей пневмоцилиндра 14, например, в левую. Под действием давления воздуха поршень перемещается вправо, а из правой полости цилиндра воздух вытесняется через распределитель 13, регулируемый дроссель 16 и глушитель 15 в атмосферу.

В пневмоприводах для регулирования скорости выходного звена двигателей применяют в основном дроссельный способ. Дросселирование на выходе является наиболее распространенным и эффективным.

Для возможности регулирования прямого и обратного ходов штока пневмоцилиндра дроссель устанавливают на выходе с обратным клапаном (рис. 2.74) у каждой полости цилиндра. Это позволяет получить различные скорости движения прямого и обратного ходов штока.

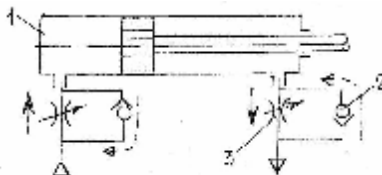


Рисунок 2.74 — Схема регулирования скорости штока пневмоцилиндра:

1 — пневмоцилиндр; 2 — клапан обратный;  
3 — дроссель регулируемый

В пневмоприводах, для работы которых требуется чистый воздух (без примеси масла и влаги), применяют диафрагменные компрессоры и специальные осушители воздуха.

### **Контрольные вопросы**

1. Чем отличается классификация оборудования пневмопривода от классификации оборудования гидропривода?
  2. Каковы диапазоны давлений сжатого воздуха, применяемого в пневмоавтоматике?
  3. Назовите виды бесштоковых пневмоцилиндров. Охарактеризуйте их устройство и принцип действия.
  4. Что включает направляющая пневмоаппаратура?
  5. Перечислите регулирующую пневмоаппаратуру.
  6. Что понимается под кондиционированием рабочего газа?
  7. С помощью чего в пневмоприводах регулируется скорость выходного звена пневмодвигателей?
  8. Как регулируется скорость прямого и обратного ходов штока пневмоцилиндра?
-

## СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Гидравлика, водоснабжение и канализация сельских населенных пунктов : учеб. для вузов / Г. И. Николадзе [и др.]. — М. : Стройиздат, 1982. — 200 с.
2. Гидравлика : учеб. пособие для техникумов / Е. З. Рабинович [и др.]. — М. : Недра, 1987. — 220 с.
3. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учеб. для машиностроит. вузов / Т. М. Башта [и др.]. — М. : Машиностроение, 1982. — 423 с.
4. *Башта, Т. М.* Машиностроительная гидравлика / Т. М. Башта. — М. : Машиностроение, 1971. — 672 с.
5. *Медведев, В. Ф.* Гидравлика и гидравлические машины : учеб. пособие / В. Ф. Медведев. — Минск : Выш. шк., 1998. — 311 с.
6. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / под ред. Б. Б. Некрасова. — Минск : Выш. шк., 1976. — 416 с.
7. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер [и др.] ; под ред. Б. Б. Некрасова. — Минск : Выш. шк., 1985. — 382 с.
8. Основы гидравлики и гидропривод станков / Л. С. Столбов [и др.]. — М. : Машиностроение, 1988. — 256 с.

*Учебное издание*

**ГИДРОПРИВОД  
И ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА**

**Курс лекций  
для студентов инженерных специальностей  
высших учебных заведений**

Составитель *В. Ф. Барышников*

Технический редактор *О. И. Ющук*  
Корректор *Е. В. Фатик*  
Компьютерная верстка *В. В. Кукреши*

Ответственный за выпуск *Е. Г. Хохол*

Подписано в печать 23.11.2009.  
Формат 60 х 84 1 / 16. Бумага офсетная.  
Гарнитура Таймс. Отпечатано на ризографе.  
Усл. печ. л. 10,46. Уч.-изд. л. 5,79.  
Заказ 175. Тираж 80 экз.

ЛИ 02330/0133468 от 09.02.2005

Издатель и полиграфическое исполнение:  
учреждение образования  
«Барановичский государственный университет»  
225404, г. Барановичи, ул. Войкова, 21.

Репозиторий БарГУ

Репозиторий БарГУ