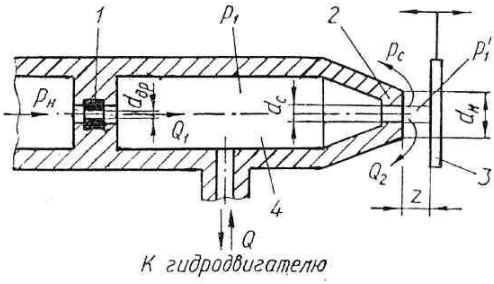
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ДОНБАССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЙ ГИДРОМЕХАНИКИ

З.Л. Финкельштейн, Н.Ф. Брожко

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПРИВОД

Учебное пособие
(для студентов технических специальностей дневной и заочной форм обучения)



Алчевск
ДонГТУ
2008

УДК 62-82 + 532.5 (075.8)

Навчальний посібник відповідає програмі курсу: основні теоретичні відомості гідростатики, кінематики та дінаміки рідини, втрати енергії рідини в трубопроводах, їх гідравлічний розрахунок. Наведено відомості про гідравлічний об’ємний гідропривод, принципові схеми та способи регулювання гідропривода, а також дані про слідкуючі приводи.

Для студентів технічних спеціальностей вузів.

Рецензенти:

Н.Г. Бойко – докт. техн. наук, проф. зав. кафедрой энергомеханических систем Донецкого национального технического университета, лауреат гос. премии Украины, заслуженный деятель науки и техники Украины.

Н.И. Ведерников – канд. техн. наук, доц. Донбасского государственного университета.

Финкельштейн З.Л., Брожко Н.Ф.

Гидравлика и гидропривод: Учебн. пособие./ З.Л. Финкельштейн, Н.Ф. Брожко. – Алчевск: ДонГТУ, 2008. – 198 с.

Пособие соответствует программе курса: основные теоретические сведения гидростатики, кинематики и динамики жидкости, потери энергии жидкости в трубопроводах, их гидравлический расчет. Приведены сведения об объемном гидроприводе, рассмотрены принципиальные схемы гидропривода, а также следящий привод.

Для студентов технических специальностей вузов.

УДК 62-82 + 532.5 (075.8)

ВВЕДЕНИЕ

Современная гидравлика (техническая механика жидкости) представляет собой общетехническую прикладную науку, опирающуюся, с одной стороны на теоретический фундамент классической гидромеханики, а с другой стороны являющуюся теоретической базой целого ряда инженерных направлений: энергомашиностроение, гидроэнергетика, кораблестроение, авиационная промышленность, атомная энергетика, где гидравлические приводы используются традиционно для осуществления как главных, так и вспомогательных движений рабочих органов.

В горном деле гидропривод применяют в проходческих и угольных комбайнах, струговых установках, буровых станках, механизированных крепях.

Гидромеханика изучает законы равновесия и движения жидкостей в зависимости от действующих сил, а также методы применения этих законов для решения практических задач. Состоит из трех разделов: статика, кинематика и гидродинамика жидкости.

Целью изучения курса «Гидравлика и гидропривод» является привитие студентам знаний и навыков необходимых для самостоятельного решения прикладных задач инженерного характера, выполнение гидравлических расчетов, связанных с проектированием и эксплуатацией систем объемного гидропривода, с методами расчета и конструирования основных узлов гидравлических машин.

В предлагаемом учебном пособии основные сведения теоретического материала сочетаются с набором задач, отражающих содержание каждой темы и предназначенных для самостоятельного решения. Это способствует систематизации, закреплению и расширению теоретических знаний и дает практические навыки для расчетов в инженерной деятельности, способствует успешной работе с технической литературой, справочным материалом, помещенном частично в приложениях к настоящему пособию.

1 ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

При изучении курса студент должен особое внимание уделить углубленной проработке по учебнику основных положений темы (раздела), используя для этой цели методические указания, основное назначение которых – облегчить работу с книгой. В конце методических указаний приведены вопросы для самопроверки по наиболее существенным положениям изучаемого материала.

Курс следует изучать последовательно по темам и разделам согласно программе и методическим указаниям. Сначала изучают теоретическую часть курса, затем анализируют приведенные примеры решения задач. После этого необходимо ответить на вопросы для самопроверки. Существенное значение имеет правильный выбор учебника. Рекомендуется избрать один из основного списка рекомендуемых в данных методических указаниях источников, по которому и следует изучать весь курс. Дополнительные источники используются лишь в том случае, если прорабатываемый раздел отсутствует или неполно изложен в основном.

Учебный материал можно считать усвоенным только в том случае, если студент правильно применяет теорию для решения практических задач.

2 ПРОГРАММА КУРСА

ТЕМА 1 ВВЕДЕНИЕ

Предмет науки. Содержание курса и роль гидравлики и объемного гидропривода в подготовке специалистов механиков. Гидромеханическое представление о жидкостях как сложной и легкоподвижной среде. Плотность и удельный объем: их зависимость от температуры и давления для капельных жидкостей. Сжимаемость жидкости. Вязкость жидкостей. Закон вязкого трения Ньютона. Коэффициенты и единицы измерения вязкости. Зависимость вязкости от температуры и давления. Вязкость газовых смесей.

Литература: [2, 4, 6, 12]

Вопросы для самоконтроля

1. Различие между плотностью и объемным весом.

2. Как изменяется плотность жидкости при увеличении давления и температуры?

3. Связь между коэффициентом объемного сжатия и объемным модулем упругости.

4. Что представляет собой коэффициент температурного расширения?

5. Зависимость вязкости жидкости от температуры и давления.

6. Связь между динамическим и кинематическим коэффициентами вязкости.

7. Чем отличается идеальная жидкость от реальной? В каких случаях при практических расчетах жидкость можно считать идеальной?

8. От чего зависит растворимость воздуха и других газов в жидкости?

9. В каких единицах выражают плотность, объемный вес, коэффициенты температурного расширения и объемного сжатия, объемный модуль упругости, динамический и кинематический коэффициенты вязкости?

ТЕМА 2 НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ЖИДКОЙ СРЕДЫ

Силы, действующие в жидкости: массовые и поверхностные. Напряжение поверхностных сил и его общие свойства. Уравнение движения сплошной среды в напряжениях.

Литература: [1, 2, 3, 4, 6, 12]

Вопросы для самоконтроля

1. В чем различие между массовыми и поверхностными силами?
2. Какие силы относятся к массовым, а какие – к поверхностным?
3. Каковы свойства напряжения поверхностных сил?

ТЕМА 3 ГИДРОСТАТИКА

Напряжение в покоящейся жидкости. Гидростатическое давление. Дифференциальные уравнения Эйлера и их интегрирование для случаев сжимаемой и несжимаемой жидкости. Плавание тел. Относительное равновесие жидкостей.

Литература: [1, 2, 3, 4, 6, 12].

Вопросы для самоконтроля

1. Гидростатическое давление, его основные свойства и единицы измерения.
2. Основное уравнение гидростатики.
3. Что называют абсолютным давлением, манометрическим давлением, вакуумом?
4. Какой наибольший вакуум возможен и чем он ограничивается?
5. Разница между напором и давлением.
6. Почему при определении силы давления жидкости на поверхность чаще всего оперируют не абсолютным, а манометрическим давлением или вакуумом?
7. Какие устройства конструируются на основе закона Паскаля?
8. Как определить силу давления и центр давления жидкости на плоскую поверхность?
9. Что такое центр давления?

10. Как определить силу давления на сферическую поверхность?

11. Что называется телом давления? Реальное и фиктивное тело давления.

12. Чем различаются эпюры давления в случае манометрического давления и в случае вакуума?

13. Сформулируйте закон Архимеда.

14. Какие силы действуют на жидкость в случае абсолютного и относительного давления?

ТЕМА 4 ОСНОВЫ КИНЕМАТИКИ

Виды движения жидкости. Установившееся и неустановившееся движения жидкости. Два метода описания движения жидкости. Поле скоростей, линии и трубки тока. Уравнение сплошности в дифференциальной и гидравлической формах.

Литература: [1, 2, 3, 4, 6]

Вопросы для самоконтроля

1. Чем установившееся движение жидкости отличается от неустановившегося, равномерное от неравномерного, напорное от безнапорного?

2. Можно ли измерить среднюю скорость потока?

ТЕМА 5 ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДИНАМИКИ ЖИДКОСТИ

Дифференциальные уравнения движения идеальной жидкости Эйлера. Уравнения Бернулли для идеальной несжимаемой жидкости. Уравнение Бернулли для струйки вязкой жидкости. Основные признаки и свойства одномерных течений. Плавно изменяющееся движение и закон распределения давлений по сечению. Средняя скорость и расход. Уравнение Бернулли для потока конечных размеров. Геометрическая и энергетическая интерпретация уравнения Бернулли.

Природа потерь энергии (напора). Классификация гидравлических сопротивлений. Общие формулы для вычисления потерь. Основное уравнение равномерного движения. Коэффициенты гидравлического трения и местного сопротивления. Опытные данные о коэффициенте гидравлического трения.

Режимы движения жидкостей. Ламинарное течение в трубах. Формула Пуазейля. Элементы полуэмпирической теории турбулентного сопротивления. Распределение скоростей и закон сопротивления.

Гидравлически гладкие и гидравлически шероховатые трубы. Абсолютная и относительная шероховатости.

Основные типы местных гидравлических сопротивлений. Потери на внезапное расширение и на вход в трубу. Зависимость коэффициента местного сопротивления от числа Рейнольдса.

Литература: [1, 2, 3, 4, 6, 12]

Вопросы для самоконтроля

1. Каков геометрический смысл членов уравнения Бернулли? Каков их энергетический смысл?

2. Чем различаются уравнения Бернулли для идеальной и реальной жидкости, для элементарной струйки и потока?

3. Какие ограничения существуют в применении уравнения Бернулли?

4. Чем различаются структуры потока при ламинарном и турбулентном режимах движения жидкости?

5. Как определить число Рейнольдса для круглой трубы?

6. Какой кривой описывают распределение скоростей в сечении трубы при ламинарном течении жидкости?

7. От каких параметров зависят гидравлические потери в ламинарном потоке?

8. Какое явление называется облитерацией?

9. Как распределяются скорости в сечении трубы при турбулентном течении жидкости?

10. Почему гидравлические потери в турбулентном потоке больше, чем в ламинарном?

11. Почему одна и та же труба в одном случае может быть гидравлически гладкой, а в другом случае гидравлически шероховатой?

12. Сколько имеется зон сопротивления и какие из них соответствуют турбулентному движению жидкости?

13. От чего зависит коэффициент гидравлического трения в различных зонах и как можно его определить?

14. Какие сопротивления называют местными? По какой формуле определяют местные потери?

15. От чего зависит значение коэффициента местного сопротивления ξ и как он определяется?

16. В каком сечении берут скорость при определении местных потерь по формуле Вейсбаха?

17. Когда местные потери отдельных сопротивлений можно просто суммировать?

ТЕМА 6 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

Классификация трубопроводов. Основные задачи гидравлического расчета трубопроводов. Параллельное и последовательное соединение трубопроводов. Сифоны.

Неустановившееся движение при больших ускорениях. Гидравлический удар в трубах. Понятие о непрямом ударе. Дифференциальное уравнение гидравлического удара. Способы локализации гидравлического удара.

Литература: [1, 2, 3, 4, 6, 12].

Вопросы для самоконтроля

1. Какие уравнения применяют при расчете напорных трубопроводов?

2. В чем различие в расчете коротких и длинных трубопроводов?

3. Какие задачи можно решать графоаналитическим способом?

4. Как построить гидравлическую характеристику трубопровода?

5. Как строят и рассчитывают гидравлические характеристики систем из последовательно и параллельно соединенных трубопроводов?

6. В чем различие между установившемся и неустановившемся движением жидкости?

7. Какое явление в напорных трубах называют гидравлическим ударом?

8. Чем отличается прямой удар от непрямого?

9. Какие силы вызывают резкое повышение давления в трубе при внезапной остановке движущей жидкости?

10. От чего зависит скорость распространения ударной волны в жидкости?

11. Каковы меры борьбы с гидравлическим ударом?

ТЕМА 7 ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЙ И НАСАДКОВ

Истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке и через насадки при постоянном напоре в атмосферу и под уровень. Типы насадков. Коэффициенты скорости, сжатия и расхода. Время опорожнения сосуда при постоянном и переменном напоре.

Силовое взаимодействие напорного потока со стенками. Свободные струи.

Литература: [1, 2, 3, 4, 6, 12]

Вопросы для самоконтроля

1. Как связаны между собой коэффициенты сопротивления, сжатия, скорости и расхода?

2. Поясните физический смысл этих коэффициентов.

3. Как изменяются расход и скорость при истечении жидкости через цилиндрический насадок по сравнению с истечением ее из круглого отверстия того же диметра и под тем же напором?

4. Чем отличается насадок от трубы?

5. Что называется свободной струей?

6. Как определяется давление струи на плоские и криволинейные поверхности?

ТЕМА 8 ОСНОВЫ ГИДРОПРИВОДА

Основные понятия об объемном гидроприводе. Классификация гидропривода. Принцип действия и основные параметры гидропривода.

Рабочие жидкости гидропривода. Их классификация.

Объемные гидромашины.

Общие сведения о роторных гидромашинах. Шестеренные на-

сосы и гидромоторы. Пластинчатые насосы и гидромоторы. Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы. Гидроцилиндры. Поворотные гидродвигатели.

Распределители клаппаного, золотникового и кранового типа, предохранительные, переливные, обратные, редукционные клапаны, дроссели, замки, делители, сумматоры, аккумуляторы.

Гидравлический следящий гидропривод. Структурная схема следящего гидропривода. Гидроусилители золотникового типа; типа сопло-заслонка. Гидроусилители со струйной трубкой, с игольчатым дросселем. Статические характристики гидроусилителей. Схемы гидравлического следящего привода с однокромочным золотником.

Литература: [2, 4, 7, 8, 9, 12]

Вопросы для самоконтроля

1. На какие типы разделяются объемные гидромашины по характеру движения рабочего органа?

2. Что называется рабочей камерой гидромашины?

3. Из каких рабочих процессов состоят рабочие циклы роторных насосов и гидромоторов?

4. Как вычисляется рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным баком?

5. Как определяют теоретическую подачу насоса?

6. В чем состоит принцип работы пластинчатого насоса?

7. В каких типах насосов возможно регулирование подачи и реверсирование потоков жидкости?

8. Какие способы разгрузки от сил давления используют в шестеренных и пластинчатых насосах?

9. Объяснить принцип работы аксиально-поршневого гидромотора с наклонным диском.

10. Перечислите основные параметры выходного звена гидроцилиндра.

11. Как определить скорость и усилие на штоке гидроцилиндра?

12. Какие гидроаппараты относятся к распределителям, принципы их работы.

13. Какие гидроаппараты относятся к регуляторам, принципы их

работы.

14. Какой гидропривод называется следящим?

15. Назовите типы гидроусилителей.

16. Принцип действия гидроусилителя типа сопло-заслонка.

17. В чем состоит суть дроссельного эффекта?

18. Принцип действия гидравлических следящих гидроприводов.

19. Как определить статические характеристики гидравлического следящего гидропривода?

ТЕМА 9 ГИДРОПРИВОДЫ С ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ.

Принцип работы. Преимущества и недостатки. Схемы гидропривода с дросселем на входе, выходе и с дроссельным распределителем. Расход жидкости через дроссель. Уравнение баланса сил гидроцилиндра.

Гидропривод с машинным управлением.

Принцип регулирования. Принципиальные схемы гидропривода с машинным управлением.

Гидроприводы с машинно-дроссельным управлением.

Принцип регулирования параметрами движения выходного звена. Схемы гидропривода с машинно-дроссельным управлением.

Литература: [2, 4, 5, 6, 8, 9, 12]

Вопросы для самоконтроля

1. Какие способы дроссельного регулирования Вы знаете?

2. Чем отличаются гидроприводы с разомкнутым потоком от гидроприводов с замкнутым потоком?

3. Какие виды регулирующих гидроаппаратов применяются в гидроприводах с целью осуществления дроссельного управления?

4. В чем заключается сущность дроссельного управления в гидроприводах?

5. В каких местах схемы могут быть установлены дроссели в гидроприводах с дроссельным управлением?

6. Какие гидроприводы называют с машинным (объемным) управлением?

7. В чем состоит преимущество машинно-дроссельного управления по сравнению с другими способами управления гидроприводов?

3 ГИДРАВЛИКА

3.1 Физическая структура жидкостей

Жидкости и газы с точки зрения механики различаются только степенью сжатия. В условиях, когда это свойство не проявляется или не является определяющим, решения уравнений движения сплошной среды оказываются одинаковыми как для жидкостей, так и для газов. Этим объясняется существование дисциплины, называемой технической механикой. Исторически сложилась в самостоятельную дисциплину одна ветвь технической гидромеханики, получившая название гидравлика.

Знание законов гидравлики необходимо для решения многих технических задач в области станкостроения, энергомашиностроения, гидроэнергетики, теплоснабжения, водоснабжения, гидравлических систем и гидропневмоприводов горных машин, шахтных вентиляторных и водоотливных установок.

Жидкость – физическое тело, обладающее свойством текучести, то есть способностью неограниченно деформироваться под действием приложенных к ней сил.

При выполнении гидравлических расчетов, в первом приближении принимают, что жидкость несжимаема, не расширяется под действием внешних факторов, отсутствуют силы внутреннего трения. Однако, в уточненных расчетах гидросистем, газопроводов, паропроводов, проектировании котельных установок и конструировании турбин и вентиляторов учитываются реальные физико-механические свойства применяемых жидкостей – плотность, вязкость, сжимаемость, теплопроводность и т.п.

Плотностью называют массу единицы объема для однородной жидкости

$$\rho = \frac{m}{V}, \qquad \left[\frac{\text{êã}}{\text{ì}^{3}}\right]. \tag{3.1}$$

В практике часто используют понятие удельного веса и относительной плотности.

Удельный вес – вес единицы объема

$$\gamma = \frac{G}{V}, \qquad \left[\frac{\text{Í}}{\text{ì}^{3}}\right]. \tag{3.2}$$

Относительная плотность – безразмерная величина, характеризующая отношение плотности рассматриваемой жидкости к плотности дистиллированной воды при температуре 20°С

$$\delta = \frac{\rho_{æ}}{\rho_{â}} \ . \tag{3.3}$$

Вязкость – это способность жидкости сопротивляться сдвигу. Различают динамическую и кинематическую вязкости. Первая входит в закон жидкостного трения Ньютона

$$\tau = \pm \mu \frac{du}{d\acute{o}}, \tag{3.4}$$

где μ – динамический коэффициент вязкости, [Па · с];

$\frac{du}{d\acute{o}}$ – градиент скорости.

Кинематическая вязкость связана с динамическим соотношением

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \qquad \left[\frac{\text{ì}^{2}}{\text{ñ}}\right], \tag{3.5}$$

(при росте давления от 0 до 150 МПа вязкость повышается в среднем в 15 раз).

Для перевода условной вязкости, выраженной в градусах ^{0}ВУ (Энглера), в кинематическую применяют эмпирическую формулу Уббелоде

$$\nu = \left(7{,}31 \cdot {}^{0}\hat{A}\acute{O} - \frac{6{,}31}{{}^{0}\hat{A}\acute{O}}\right) \cdot 10^{-6}, \quad \left[\frac{\grave{\imath}^{2}}{\tilde{n}}\right].$$

Сжимаемость характеризуется модулем объемной упругости E, входящим в обобщенный закон Гука

$$\frac{\Delta V}{V} = -\frac{\Delta P}{E}, \qquad (3.6)$$

где ΔV – приращение (в данном случае уменьшение) объема жидкости V, вызванное увеличением давления на Δp.

Величина, обратная модулю объемной упругости, называется коэффициентом объемного сжатия.

$$\beta_p = -\frac{\Delta V}{V_0} \cdot \frac{1}{\Delta p}, \qquad \left[\frac{\text{ì}^2}{H}\right] \qquad (3.7)$$

Температурное расширение характеризуется коэффициентом температурного расширения

$$\beta_t = \frac{\Delta V}{W \cdot \Delta t}, \qquad \left[\frac{1}{^0C}\right], \qquad (3.8)$$

равным относительному изменению объема, при изменении температуры на 1°С.

Учитывая, что плотность жидкости определяется объемом, который она занимает, влияние температуры на эту характеристику может быть найдено из выражения

$$\rho_1 = \frac{\rho_0}{(1 + \beta_t \Delta T)}, \qquad (3.9)$$

где ρ_0 и ρ_1 – начальная и измеренная при изменении температуры плотность жидкости.

При изменении давления на величину Δp приближенное значение плотности можно вычислить по формуле

$$\rho_1 = \frac{\rho_0}{(1 - \beta_p \Delta p)}, \qquad (3.10)$$

где ρ_0 – начальная плотность; ρ_1 – плотность жидкости при изменении давления на Δp.

Плотности газов в значительной степени зависят от температуры и давления. Согласно известному уравнению Клапейрона-Менделеева (уравнение состояния идеального газа)

$$pV = \frac{m}{\mu} R_\mu T \qquad \text{èëè} \qquad \text{ðV} = RT; \qquad \text{èëè} \qquad \text{ð} / \rho = RT, \qquad (3.11)$$

где p – абсолютное давление; V – объем; m – масса; R_μ – универсальная газовая постоянная, равная 8,314 Дж/(моль·К); T – абсолютная температура; μ – молярная масса; $\upsilon = \dfrac{V}{m}$ – удельный объем; $R = \dfrac{R_\mu}{T}$ – газовая постоянная (для воздуха R = 287 Дж/(кг·К)). Можно установить зависимости плотности газа от температуры и давления

$$\rho = \rho_0 \frac{p}{p_0} \frac{T_0}{T}, \tag{3.12}$$

где ρ и ρ_0 – плотность газа соответственно при новых давлениях p и температуре T и начальных давлениях p_0 и температуре T_0.

Пример: При испытании прочности гидроцилиндра гидравлическим способом он был заполнен водой при давлении $60 \cdot 10^5$Па. Через некоторое время в результате утечки части воды через уплотнение давление снизилось вдвое.

Диаметр цилиндра D = 0,35 м, длина l = 1,2 м. Пренебрегая деформацией стенок цилиндра, определить объем воды, вытекший за время испытания.

<u>Решение</u>. Объем гидроцилиндра

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot l = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}35^2}{4} \cdot 1{,}2 = 0{,}115 \text{ì}^3 .$$

Давление в гидроцилиндре в конце испытания

$$\text{ð}_2 = \frac{\text{ð}_1}{2} = \frac{60 \cdot 10^5}{2} = 30 \cdot 10^5 \quad \text{Па}.$$

Объем воды, вытекший за время испытаний

$$\Delta V = \frac{V(\text{ð}_1 - \text{ð}_2)}{E} = \frac{0{,}115 \cdot (60 \cdot 10^5 - 30 \cdot 10^5)}{2{,}06 \cdot 10^9} = 1{,}68 \cdot 10^{-4} \text{ì}^3,$$

где $E = 2{,}06 \cdot 10^9$ – модуль упругости воды, Па.

3.2 Гидростатика

Давлением в покоящейся жидкости называется напряжение сжатия

$$p = \lim_{\Delta\omega \to 0} \frac{\Delta P}{\Delta\omega}, \qquad (3.15)$$

где p – давление в точке;

$\Delta\omega$ – элементарная площадка, содержащая эту точку;

ΔP – сжимающая сила, действующая на элементарную площадку.

Давление в неподвижной жидкости называется гидростатическим и обладает двумя свойствами:

- на внешней поверхности жидкости давление всегда направлено по нормали внутрь объема жидкости;

- в любой точке внутри жидкости давление по всем направлениям одинаково. Единицей давления является «Паскаль». 1 Паскаль = 1 Н/м^2.

Уравнение, выражающее гидростатическое давление р в любой точке неподвижной жидкости, в том случае, когда на нее действует только сила тяжести, называется основным уравнением гидростатики

$$p = p_о + \rho\, g\, h. \qquad (3.16)$$

Различают абсолютное давление $p_{аб}$, манометрическое (избыточное) – $p_м$ и вакуумметрическое $p_в$, между которыми существуют следующие зависимости:

$$p_м = p_{аб} - p_{ат}; \quad p_в = p_{ат} - p_{аб}. \qquad (3.17)$$

Сила давления жидкости на плоскую стенку равна произведению гидростатического давления $p_с$ в центре тяжести площади стенки на площадь стенки ω, т.е

$$P = p_с\, \omega = (p_о + \rho\, g\, h_с)\, \omega. \qquad (3.18)$$

Центр давления (точка приложения силы P) – $h_д$ расположен ниже центра тяжести $h_с$ площади или совпадает с последним в случае горизонтальной стенки.

Координата точки приложения силы имеет вид

$$y_д = y_ц + I_о / y_ц\, \omega, \qquad (3.19)$$

где $y_ц$ – координата центра тяжести площади;

I_o – центральный момент инерции площади смоченной поверхности жидкости (т.к. момент инерции I_o всегда положителен, то $y_д > y_ц$).

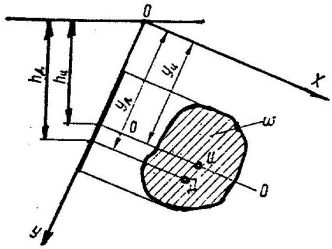


Рисунок 3.1 – Схема к определению силы давления на плоскую стенку

Сила давления жидкости на криволинейные поверхности.

Для криволинейных, цилиндрических поверхностей (поверхности круглых резервуаров, сегментных затворов, паропроводов, поверхности барабанов паровых котлов) обычно определяют горизонтальную P_x и вертикальную P_z составляющие полной силы гидростатического давления.

$$P=\sqrt{P_x^2+P_z^2}\ , \qquad (3.20)$$

где P_x – горизонтальная составляющая равна силе давления жидкости на вертикальную проекцию данной стенки.

$$P = \rho\, g\, h_c\, \omega_z \qquad (3.21)$$

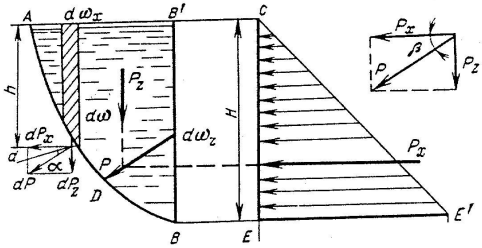
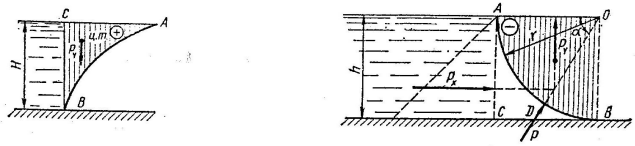


Рисунок 3.2 – Схема к определению силы давления на криволинейную стенку

Определение вертикальной составляющей связано с понятием “**тела давления**”, которое представляет собой действительный или воображаемый объем жидкости, расположенный над криволинейной поверхностью.

$$P_z = \rho \cdot g \cdot V_{т.д.} \qquad (3.22)$$

Для практических расчетов важным является определение типа тела давления. Тело давления может быть фиктивным (вертикальная составляющая направлена вверх) и действительным (вертикальная составляющая направлена вниз), рисунок 3.3.



а б

Рисунок 3.3 – Тело давления: а – реальное; б – фиктивное

Угол наклона результирующей силы давления определяется выражением

$$tg\beta = \frac{P_x}{P_z}. \qquad (3.23)$$

Относительное равновесие жидкости – равновесие жидкости относительно стенок сосуда, движущегося вместе с жидкостью. При этом частицы жидкости не смещаются друг относительно друга, и вся масса движется как одно твердое тело.

Возможны два случая относительного равновесия:

- в сосуде, движущемся прямолинейно и равноускоренно;
- в сосуде, вращающемся вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью (т.е. поверхности в каждой точке которой давление одинаково).

В первом случае поверхности уровня будут плоскими. Во втором случае поверхности уровня представляют собой параболоиды вращения, ось которых совпадают с осью вращения сосуда. Уравнение

поверхности уровня имеет вид

$$Z=Z_o+\frac{\omega^2 r^2}{2g}\ , \qquad (3.24)$$

где Z_o – вертикальная координата вершины параболоида поверхности уровня; r и Z – координаты любой точки поверхности уровня.

Объем параболоида

$$V = \pi R^2 H/ 2,$$

где R – радиус вертикального цилиндрического сосуда.

Закон распределения давления по объему жидкости, вращающейся вместе с сосудом

$$p=p_0+[(Z_o-Z)+\frac{\omega^2 r^2}{2g}]\rho g\ , \qquad (3.25)$$

где p_o – давление в точке с координатами $r = 0$, $Z = Z_o$.

Повышение давления в жидкости, которое возникает из-за ее вращения

$$\Delta p=\frac{\omega^2 r^2}{2}\rho \qquad (3.26)$$

При решении задач нужно обязательно различать понятия «давление» и «сила давления», не смешивая их.

Решение задач следует начинать с составления уравнения равновесия, то есть равенства нулю суммы всех сил, действующих на рассматриваемую поверхность.

Пример. Определить давление воды на глубине H = 50 м и силу давления на скафандр водолаза, если площадь его поверхности равна ω = 2,5 м^2. Атмосферное давление $p_{атм}$ = 1,013·10^5 Па.

<u>Решение</u>. Давление на глубине H равно

$$p_{изб}= \rho\, g\, H= 1000 \cdot 9{,}8 \cdot 50 = 4{,}9 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Абсолютное давление на глубине H равно

$$p_{абс}= p_{ат} + p_{изб} = 1{,}013 \cdot 10^5 + 4{,}9 \cdot 10^5 = 5{,}9 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

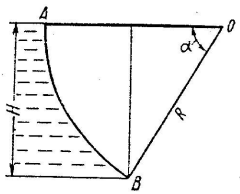
Сила давления на скафандр, принебрегая разницей высот

$$P = p_{абс}\, g\, H\, \omega = 4{,}9 \cdot 10^5 \cdot 2{,}5 = 147 \text{ кН}$$

Пример. Определить силу давления жидкости на криволиней-

ную поверхность *AB*, представляющую собой часть круговой цилиндрической поверхности, если *H* = 6 м; α = 60° ширина поверхности *B* = 10 м.

Решение. Горизонтальная составляющая полной силы давления жидкости на криволинейную поверхность равна



$$P_x = \rho g h_c \text{ÂÍ} = \rho g \frac{(R\sin\alpha)^2 \cdot B}{2},$$

где $R = \dfrac{H}{\sin\alpha} = \dfrac{6}{0,866} = 6,93$ м.

Тогда

$$P_x = 1000 \cdot 9,81 \frac{(6,93 \cdot 0,867)^2}{2} \cdot 10 = 17,8 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

Вертикальная составляющая полной силы гидростатического давления на криволинейную поверхность равна

$$P_z = \rho g V = \rho g \text{ÂÅ}\left(\frac{\pi R^2 \alpha}{360} - \frac{H^2}{\alpha tg\alpha}\right) =$$

$$= 1000 \cdot 9,81 \cdot 10 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 6,95^2 \cdot 60}{360} - \frac{6^2}{2tg60^\circ}\right) = 15,2 \cdot 10^5 H$$

Полная сила гидростатического давления на криволинейную поверхность определяется по зависимости

$$P = \sqrt{P_x + P_z} = \sqrt{(7,8 \cdot 10^5)^2 + (15,2 \cdot 10^5)^2} = 1,71 \cdot 10^6 H$$

3.3 Кинематика и динамика жидкостей

Кинематикой жидкости называется раздел механики, в котором изучаются геометрические свойства механического движения жидкости без учета их массы и действующих на них сил.

Основными уравнениями, позволяющими решать простейшие задачи о движении жидкости под давлением, являются *уравнение постоянства расхода* (равенство расхода *Q* во всех сечениях установившегося потока) и *уравнение Бернулли.*

Уравнение неразрывности может быть представлено в виде

$$Q = V_1\,\omega_1 = V_2\,\omega_1 = \ldots = V_n\,\omega_n = \text{const}, \qquad (3.27)$$

Из него следует, что средние скорости обратно пропорциональны площадям живых сечений

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}, \qquad (3.28)$$

Уравнение Бернулли для потока идеальной жидкости выражает собой закон сохранения удельной энергии жидкости вдоль потока.

Для двух сечений элементарной струйки имеет вид

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{U_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{U_2^2}{2g} = H, \qquad (3.29)$$

где Z – вертикальные координаты центров тяжести и сечений (удельная энергия положения), м;

$\frac{\delta}{\rho g}$ – пьезометрическая высота (удельная энергия давления), м;

$\frac{U^2}{2g}$ – скоростная высота (напор) – удельная кинетическая энергия, м;

H – полный напор или полная удельная энергия, м.

Для установившегося движения потока реальной жидкости оно является уравнением баланса энергии с учетом гидравлических потерь и имеет вид

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + \sum h \qquad (3.30)$$

где V – средняя по сечению скорость, м/с;

α – коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения скоростей по сечениям и равный отношению действительной кинетической энергии потока к кинетической энергии того же потока, но при равномерном распределении скоростей по сечению;

$\sum h$ – гидравлические потери между сечениями 1 и 2, обусловленные вязкостью жидкости и другими факторами, м.

Гидравлические потери состоят из потерь на трение $h_{тр}$ и местных потерь $h_м$, т.е.

$$\sum h = h_{тр} + h_м. \qquad (3.31)$$

Местные потери возникают в местных гидравлических сопро-

тивлениях, т.е. там, где изменяются форма и размеры русла, и определяются по формуле Вейсбаха

$$h_{\text{ì}} = \xi \frac{V^2}{2g}, \text{ м} \qquad (3.32)$$

где V – средняя скорость потока в сечении перед местным сопротивлением, м/с;

ξ – безразмерный коэффициент местного сопротивления.

Значение коэффициента ξ определяется формой местного сопротивления, его геометрическими параметрами. Режим движения потока жидкости определяется числом Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu} = \frac{4Q}{\pi d \nu} \qquad (3.33)$$

где ν – кинематическая вязкость жидкости, выражаемая в [м^2/с].

Для некруглых труб

$$\text{Re} = \frac{4R_{\text{Ã}}V}{\nu}, \qquad (3.34)$$

где $R_{\text{Ã}} = \frac{\omega}{\chi}$. Здесь ω – площадь живого сечения; χ – смоченный периметр. Для круглых труб $d = 4R_{\text{Г}}$.

При $Re < Re_{\text{кр}}$, где $Re_{\text{кр}} = 2300$, режим движения ламинарный – при котором отсутствует перемешивание жидкости, пульсации скорости и давления.

При $Re > Re_{\text{кр}}$ режим движения турбулентный, т.е. с интенсивным перемешиванием и вихреобразованием жидкости, с пульсацией скоростей и давлений.

Потери напора на трение определяются по формуле Дарси-Вейбаха

$$h_{\text{òð}} = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{V^2}{2g}, \text{ [ì]} \quad \text{èëè} \quad \Delta p = \frac{\lambda \rho L V^2}{2d}, \text{ [Па]} \qquad (3.35)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения.

При ламинарном режиме λ определяется как

$$\lambda = 64 / Re, \qquad (3.36)$$

а формула Дарси превращается в формулу Пуазейля

$$h_{\text{òð}} = \frac{32\nu LV}{gd^2}, \text{ [м]} \qquad (3.37)$$

Коэффициент Кориоллиса α в уравнении Бернулли при ламинарном потоке принимается $\alpha = 2$.

Для труб, работающих как “гидравлически гладкие”, λ определяется по формуле Блазиуса

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}}. \qquad (3.38)$$

При турбулентном режиме λ, кроме числа Рейнольдса, зависит еще от относительной шероховатости Δ/d, т.е.

$$\lambda_{\text{т}} = f\,(\text{Re}, \Delta/d).$$

Величину Δ/d (или Δ/r_0) называют относительной шероховатостью, а обратную величину d/Δ – относительной гладкостью.

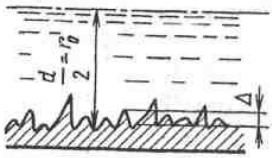


Рисунок 3.4 – Характерные геометрические параметры потока в круглой трубе

Для реальных технических труб с естественной шероховатостью для определения λ рекомендуется формула А.Д.Альтшуля

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}}\right)^{0{,}25}. \qquad (3.39)$$

где $\Delta_э$ – эквивалентная шероховатость трубы, мм.

Эквивалентная шероховатость Δ представляет собой выступы равномерно распределенной зернистой абсолютной шероховатости такого размера, при котором потери напора будут такими же, как и при действительной шероховатости.

При малых значениях ($\text{Re}\cdot\Delta/d$) вторым слагаемым можно пренебречь, и (3.39) обращается в (3.38). Наоборот, при больших ($\text{Re}\cdot\Delta/d$) первое слагаемое делается ничтожно малым и формула (3.39) преобразуется в формулу Б. Шифринсона:

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{\Delta_э}{d}\right)^{0,25} \qquad (3.40)$$

Во всех случаях турбулентного потока коэффициент Кориоллиса α в уравнении Бернулли принимается равным $\alpha = 1$.

И. Никурадзе (1933 г.) впервые обработал свои многочисленные опытные результаты указанным способом и построил универсальную зависимость (рис. 3.5). Шероховатость в опытах Никурадзе создавалась искусственно путем наклеивания калиброванных песчинок на внутреннюю поверхность трубы. Такая шероховатость получалась равнозернистой, чем существенно отличалась от естественной шероховатости труб, образующейся в результате коррозии, отложений и т. п.

Рассмотрим подробно график Никурадзе. Логарифмические шкалы на осях координат выбраны для того, чтобы сделать его наиболее компактным. На поле графика можно отметить четыре характерные зоны.

1. Зона ламинарного режима, изображаемая прямой. Точки, относящиеся к опытам, проведенным при разной шероховатости, ложатся, на одну прямую, уравнение которой

$$\lambda_1 = 64/Re.$$

Следовательно, в пределах этой зоны λ зависит только от числа Re и не зависит от шероховатости стенок трубы. Границей зоны служит значение абсциссы lg 2300 = lg $Re_{Кр}$. Таким образом, данная закономерность имеет место при $Re < Re_{Кр}$, т. е. при ламинарном режиме течения в трубе. При этом потери линейно зависят от скорости.

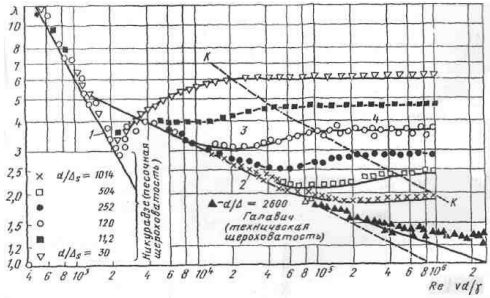


Рисунок 3.5 – Экспериментальная зависимость гидравлического коэффициента трения K от числа Рейнольдса Re и относительной гладкости d/Δ_s при песочной шероховатости (график Никурадзе)

В диапазоне чисел Re = 2300 ... 4000 осуществляется переход от ламинарного режима течения к турбулентному. В потоке наблюдается неустойчивость, порождаемая периодическим возникновением очагов турбулентности и их исчезновением.

2. При турбулентном режиме движения и гидравлически гладких трубах, независимо от их шероховатости, все точки располагаются на прямой *2*, называемой зоной гладкостенных труб, описываемой формулой Блазиуса

$$\lambda = 0{,}3164 / Re^{0{,}25}.$$

При турбулентном течении вблизи стенки сохраняется вязкий подслой, движение в котором преимущественно ламинарное. Толщина подслоя $\delta_Л$ достаточна, чтобы покрыть все неровности стенки благодаря чему турбулентное ядро потока движется как бы в гладкой трубе. Трубы, работающие в таком режиме, иногда называют **гидравлически гладкими**.

3. Зона доквадратичного сопротивления, которая ограничивается линией гладкостенного режима и штриховой линией *КК* (см. рис. 3.5), образованной точками, отделяющими горизонтальные участки кривых. Можно видеть, что в зоне 3 каждая кривая соответствует определенному значению относительной гладкости. Здесь имеет место наиболее общий случай:

$$\lambda_3 = \lambda_3 (Re, d / \Delta_3).$$

4. Зона квадратичного сопротивления, образуемая горизонтальными участками кривых. Очевидно, здесь коэффициент λ не зависит от Re, т.е.

$$\lambda_4 = \lambda_4 (d / \Delta).$$

В этой зоне для труб с искусственной равномерно-зернистой шероховатостью λ вычисляют по формуле И. Никурадзе

$$\lambda = \left(1{,}74 + 2\lg\frac{d}{2\Delta}\right)^{-2}.$$

3.4 Истечение жидкости через отверстия и насадки

Во многих случаях инженерной практики возникает задача об установлении зависимости между давлением (напором) в резервуаре и

расходом или скоростью струи, вытекающей через отверстие резервуара или через короткую трубку (насадок).

В процессе истечения жидкости происходит преобразование потенциальной энергии жидкости в кинетическую.

Из уравнения Бернулли легко выводится выражение для скорости истечения:

$$V = \varphi\sqrt{2gH}\ , \tag{3.41}$$

где H – расчетный напор, который в общем случае равен сумме геометрического и пьезометрического напоров, т.е.

$$H = z + \frac{p}{\rho g}\ , \tag{3.42}$$

φ – коэффициент скорости, определяемый как

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi}} \quad \text{или} \quad \varphi = \frac{V}{\sqrt{2gH}}\ , \tag{3.43}$$

где α – коэффициент Кориолиса;

V – действительная скорость истечения;

ξ – коэффициент местного сопротивления.

Расход жидкости при истечении через отверстия, насадки, дроссели и клапаны определяется произведением скорости истечения на площадь сечения струи. Однако вследствие сжатия струи, причиной которого является инерционность жидких частиц, двигающихся к отверстию из резервуара по радиальным направлениям, площадь сжатой части струи всегда меньше площади отверстия. Сжатие струи характеризуется коэффициентом сжатия

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega_o}\ , \tag{3.44}$$

где ω_o, ω_c – площади сечения отверстия и сжатой струи.

Отсюда расход равен:

$$Q = V \cdot \omega_c = \mu\varepsilon\sqrt{2g(H + \frac{p_o - p_1}{\rho g})}\ , \tag{3.45}$$

где $\mu = \varepsilon\varphi$ – коэффициент расхода – характеризует уменьшение рас-

хода вязкой жидкости по сравнению с расходом невязкой жидкости вследствие потерь энергии и сжатия струи. Согласно исследованиям, коэффициент расхода зависит от чисел Рейнольдса, Фруда и Вебера (последние определяют силы тяжести).

Истечение жидкости может происходить либо в газовую среду, например, в атмосферный воздух, либо в среду той же жидкости. В последнем случае вся кинетическая энергия струи расходуется на вихреобразования.

Отверстием в тонкой стенке называется отверстие, диаметр которого больше толщины стенки δ.

В этом случае коэффициент расхода μ и другие коэффициенты однозначно определяются числом Рейнольдса. На рис. 6 приведены зависимости $\mu(Re)$, $\varphi(Re)$, $\varepsilon(Re)$ для круглого отверстия в тонкой стенке, построенные А.Д. Альштшулем по результатам обработки опытов многих авторов. Число Рейнольдса при этом вычисляется по формуле $\mathrm{Re} = d \cdot \sqrt{2gH} / \nu$, где d – диаметр отверстия.

В приближенных расчетах для круглых отверстий обычно принимают: $\varepsilon = 0{,}64$; $\varphi = 0{,}97$; $\alpha = 1$; $\xi = 0{,}065$; $\mu = 0{,}62$.

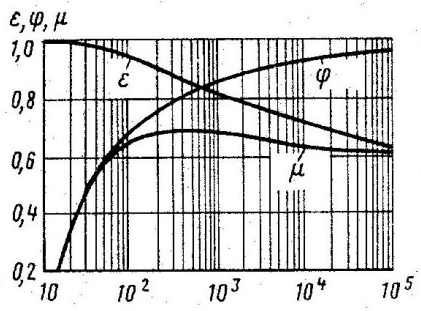


Рисунок 6 – Зависимость коэффициентов истечения от числа Рейнольдса

Параметры струи, вытекающей через отверстие, можно в определенных пределах изменять, если присоединить к нему короткие трубки (насадки) (рис. 7).

При внешнем цилиндрическом насадке, который представляет собой короткую трубу, приставленную к отверстию снаружи, или при отверстии, диаметр которого d_0 в 2 - 6 раз меньше толщины стенки δ, возможны два режима истечения: безотрывный и отрывный. Коэффициенты при первом режиме в приближенных расчетах принимают $\mu = \varphi = 0{,}82$; $\xi = 0{,}5$; $\varepsilon = 1$ (см. приложения). При втором режиме коэффициенты ничем не отличаются от истечения через отверстие в тонкой стенке.

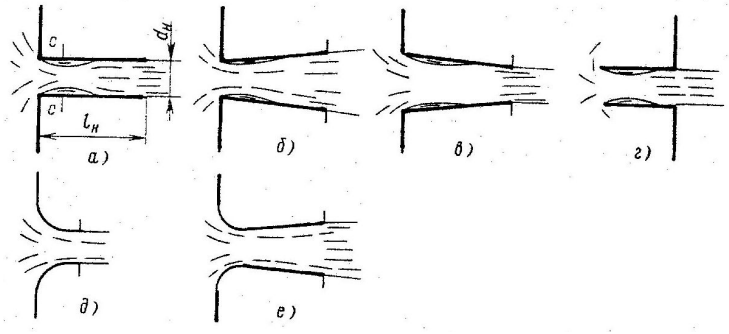


Рисунок 7 – Насадки: а – внешний цилиндрический; б – конический расходящийся (диффузор); в – конический сходящийся (конфузор); г – внутренний цилиндрический; д – коноидальный; е – расширяющееся сопло

Если сравнить истечение через отверстие (без насадка) с истечением через насадок, то видно, что скорость в сжатом сечении насадка будет больше, чем в сжатом сечении за отверстием при одинаковом напоре. Поэтому при одинаковой площади отверстия и насадка расход через последний будет больше, чем через отверстие.

Внутренний цилиндрический насадок – это короткая трубка, присоединенная к отверстию изнутри. Возможны два режима истечения - безотрывный и отрывный со следующими коэффициентами:

- при первом режиме $\mu = 0{,}71$; $\xi = 1$.
- при втором режиме $\mu \approx \varepsilon = 0{,}5$.

Коноидальный насадок, или сопло, обеспечивает плавное безотрывное сужение потока внутри насадка и параллельно-струйное тече-

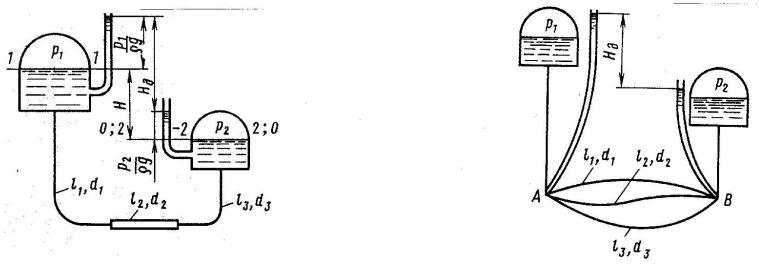
ние на выходе. Принимают: $\mu = \varphi = 0{,}97$; $\xi = 0{,}06$.

3.5 Гидравлический расчет трубопроводов

При гидравлических расчетах рассматривается несколько видов трубопроводов.

Простые – трубопроводы, которые не содержат разветвлений, они могут быть соединены так, что образуют последовательные и параллельные соединения. Если трубопровод имеет несколько труб, выходящих из одного места, он называется *разветвленным*. Трубопровод, содержащий как последовательные, так и параллельные соединения труб или разветвлений, называется *сложным* (рис. 8) .

В основе расчета трубопроводов лежит формула Дарси $h_{\text{тр.}} = \lambda \dfrac{L}{d}\dfrac{v^2}{2g}$, для определения потерь напора на трение по длине, и формула Вейсбаха $h_{\text{м}} = \xi_{\text{м}} \dfrac{v^2}{2g}$ – для местных потерь.



а б

Рисунок 8 – Расчетные схемы трубопроводов: а – простого; б – сложного

При ламинарном режиме пользуются зависимостью, называемой законом Пуазейля:

$$h_{\text{тр.}} = \frac{128\nu L Q}{\pi g d^4}, \text{ [м]}, \tag{3.46}$$

или

$$p_{\text{òð.}} = \frac{128\nu\rho LQ}{\pi d^4}, \text{ [Па].} \qquad (3.47)$$

Формулу Дарси обычно выражают через расход и получают:

$$h_{\text{òð.}} = \lambda_{\text{ò}} \frac{8LQ^2}{g\pi^2 d^5}, \text{ [м].} \qquad (3.48)$$

Суммарная потеря напора в простом трубопроводе складывается из потерь на трение по длине и местных потерь:

$$\sum h = h_{\text{òð.}} + \sum h_{\text{ì}} = \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \xi\right) \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4} \qquad (3.49)$$

Формула (3.49) в принципе справедлива для обоих режимов течения, однако при ламинарном режиме чаще используют формулу (3.46) с заменой в ней фактической длины трубопровода расчетной, равной

$$L_{\text{ðñ÷.}} = L + L_{\text{ýê.}}, \qquad (3.50)$$

где $L_{\text{ýê}}$ – длина, эквивалентная всем местным гидравлическим сопротивлениям в трубопроводе.

$$L_{\text{ýê}} = \Sigma \frac{\xi d}{\lambda}, \qquad (3.51)$$

Для простого трубопровода длиной l и постоянным диаметром d расчетное уравнение трубопровода при турбулентном режиме движения имеет вид

$$H = \left(1 + \lambda \frac{L}{d} + \sum \xi\right) \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4} = 0{,}0827 \frac{Q^2}{d^4} \left(1 + \lambda \frac{L}{d} + \sum \xi\right). \qquad (3.52)$$

При достаточно большой относительной длине l /d трубопровода скоростным напором можно пренебречь, тогда для длинного трубопровода расчетное уравнение примет вид

$$H = 0{,}0827 \frac{Q^2}{d^4} \left(\lambda \frac{L}{d} + \Sigma\xi\right). \qquad (3.52')$$

Если трубопровод состоит из последовательно соединенных участков (рис. 3.9, а), то справедливы равенства:

$$Q = Q_1 = Q_2 = ... = Q_n;$$
$$\sum h = \sum h_1 + \sum h_2 + ... + \sum h_n. \qquad (3.53)$$

При параллельном соединении n трубопроводов (*n* – количество разветвлений) (рис. 3.9, б)

$$Q = Q_1 + Q_2 + ... + Q_n;$$
$$\sum h_1 = \sum h_2 = ... = \sum h_n, \qquad .54)$$

где *Q* – расход в точке разветвления.

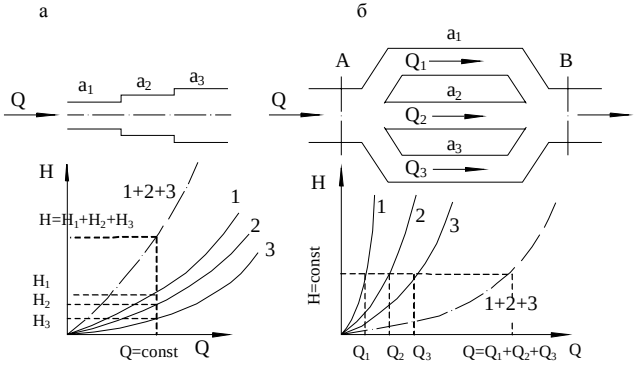


Рисунок 3.9 – Схемы и напорные характеристики трубопроводов, соединенных последовательно (а) и параллельно (б)

При расчете простых трубопроводов можно выделить три типа задач.

Тип I. Даны: расход жидкости *Q*, ее свойства (ν, ρ), размеры трубопровода *l*, *d* и шероховатость его стенок Δ. Найти требуемый напор *H*.

Ход решения:

1. Находим число Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{4Q}{\pi d \nu}$$

и определяем режим движения жидкости.

2. При ламинарном режиме движения напор определяется по формуле (3.46), где *L* – расчетная длина согласно (3.50) и (3.51).

3. При турбулентном режиме движения напор определяется по формулам (3.52) и (3.52’), в которых по известным *R*e, *d* и Δ выбираются соответствующие λ, ξ и $L_{эк}$ согласно (3.38), (3.39), (3.51).

Тип II. Даны: располагаемый напор *H*, размеры трубопровода *l*, *d*, шероховатость его стенок Δ. И свойства жидкости (ν, ρ). Найти расход *Q*.

Ход решения:

1. Определяется режим движения жидкости путем сравнения данного напора с его критическим значением

$$H_{êð} = \frac{32\nu L}{gd^3}\mathrm{Re}_{êð}.$$

Если $H < H_{кр}$, то режим движения ламинарный, иначе – турбулентный.

2. Задача решается методом последовательных приближений.

При ламинарном режиме движения расход определяется по формуле (3.46), в которой последовательно уточняются выбранные значения приведенной длины.

При турбулентном режиме в качестве первого приближения принимается квадратичная область сопротивления, в которой по известным *d* и Δ определяются значения λ (формула (3.40)) и ξ, которые позволяют найти расход по формулам (3.52) или (3.52’). Подсчет *R*e по найденному *Q* дает возможность уточнить значение λ и определить расход во втором приближении и так далее.

Экономию времени решения дает графический способ, основанный на построении характеристики трубопровода по формуле (3.52) или (3.52’) с учетом зависимости λ от *R*e, т.е. от *Q*.

Тип III. Даны: располагаемый напор *H*, расход *Q*, длина трубопровода *l*, шероховатость его стенок Δ. И свойства жидкости (ν, ρ). Найти диаметр трубопровода *d*.

Ход решения:

1. Определяется режим движения жидкости путем сравнения данного напора с его критическим значением

$$H_{êð} = \frac{32\nu L}{gd^3}\mathrm{Re}_{êð}.$$

Если $H < H_{кр}$, то режим движения ламинарный, иначе – турбулентный.

2. Задача решается графически, путем построения зависимости требуемого напора H от диаметра трубопровода d при заданном расходе Q. Задаются значения d, для каждого из которых определяются λ и $L_{эк}$ с учетом области сопротивления, и вычисляются соответствующие значения напора H по (3.46) для ламинарного режима и по (3.52) или (3.52’) – для турбулентного). По рассчитанному и построенному в масштабе графику $H = f(d)$ определяют d по заданному H.

Гидравлическим ударом называется изменение (повышение или понижение) давления в трубопроводе при резком изменении скорости движения жидкости (например, при закрытии задвижки или внезапной остановке насоса, подающего воду в резервуар).

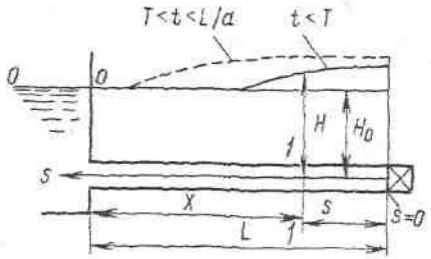


Рисунок 3.10 – Схема гидравлического удара

При повышении давления возможны разрывы трубопровода, поэтому для смягчения действия гидравлического удара необходимо подбирать такой закон закрытия задвижки, при котором давление не превысит допустимого предела прочности материала трубы.

Если в трубопроводе, по которому вытекает вода из резервуара, будет закрыта задвижка, то течение жидкости остановится вначале непосредственно перед задвижкой, а не по всей трубе, так как из-за упругих свойств жидкости и материала трубы первая немного сжимается, а вторая – расширяется. При этом возле задвижки произойдет

повышение давления, так как вся кинетическая энергия потока перейдет в потенциальную. Это повышение давления весьма быстро распространяется по трубопроводу от задвижки до резервуара, в результате чего жидкость начнет выходить из зоны повышенного давления (трубы) в резервуар. Давление в трубе начнет снижаться, и теперь уже из резервуара жидкость пойдет снова в трубу. Такой процесс будет повторяться, пока колебания не затухнут. Наиболее опасным является первое повышение давления.

Скорость распространения повышения давления называется **скоростью ударной волны** *C*. Она зависит от упругих свойств жидкости и материала трубы и определяется выражением

$$C = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{E_{æ}} + \frac{D}{\delta} \cdot \frac{\rho}{E_{òð}}}}, \qquad (3.55)$$

где ρ – плотность жидкости;

$E_{ж}$, $E_{тр}$ – модули объемной упругости соответственно жидкости и материала трубопровода;

D – диаметр трубы;

δ – толщина стенки трубы.

Время одного цикла, включающего повышение и понижение давления, называется **фазой удара**. Считая, что при повышении и понижении давления C = const, определим фазу удара как

$$T = \frac{2L}{C}, \qquad (3.56)$$

где L – длина трубопровода.

Если время закрытия задвижки $t_з$ меньше или равно фазе удара ($t_з \le T$), то удар называется **прямым**. При $t_з > T$ не вся кинетическая энергия перейдет в потенциальную, то есть повышение давления будет меньше, чем при прямом ударе. Такой удар называется **непрямым**.

Величину повышения давления при прямом гидравлическом ударе можно определить по формуле Н.Е. Жуковского:

$$\Delta p = \rho \cdot V_0 \cdot C, \qquad (3.57)$$

где V_0 – скорость течения жидкости в трубе до закрытия задвижки.

Контрольные вопросы

1. Дайте определение гидростатики.

2. Что называется гидростатическим давлением, как оно проявляется и его разновидности?

3. Каковы размерности гидростатического давления?

4. Охарактеризуйте три свойства гидростатического давления.

5. Выведите (напишите) и объясните основное уравнение гидростатики.

6. Выведите (напишите) и объясните закон Паскаля.

7. Объясните применение закона Паскаля к гидравлическому прессу.

8. Охарактеризуйте способы и приборы для измерения давления (пьезометр, манометры).

9. Выведите (напишите) и объясните закон Архимеда.

10. Объясните три состояния тела, погруженного в жидкость.

11. Как определяется гидростатическое давление на плоскую стенку?

12. Прокомментируйте эпюры давлений на плоские стенки.

13. Как определяется гидростатическое давление на цилиндрические поверхности?

14. Как определяется толщина стенок труб?

15. В чем состоят задачи и объект изучения гидродинамики?

16. Охарактеризуйте установившееся и неустановившееся движение жидкости.

17. Охарактеризуйте равномерное и неравномерное движение жидкости.

18. Что называется живым сечением и три его характеристики (площадь, смоченный периметр и гидравлический радиус)?

19. Дайте определение расходу и средней скорости потока; их размерности.

20. Охарактеризуйте основные понятия струйчатого движения (жидкая частица, траектория, элементарная струйка, линия тока, трубка тока).

21. Два свойства элементарной струйки.

22. Что такое поток жидкости?

23. Напишите и объясните уравнение постоянства расхода.

24. В чем состоит сущность уравнения неразрывности потока?

25. Энергия элементарной струйки.

26. Энергия потока жидкости.

27. Напишите уравнение Бернулли для потока, что оно выражает и как читается? Его физический смысл, размерности членов.

28. Что называется гидродинамическим напором?

29. Охарактеризуйте графическое изображение уравнения Бернулли (пьезометрическая линия, напорная линия, линия первоначального напора).

30. Практическое применение уравнения Бернулли – водомер Вентури, водоструйный насос.

31. Определение скорости течения жидкости трубкой Пито.

32. Какие существуют режимы движения жидкости?

33. В чем состоит сущность опытов Рейнольдса? Число Рейнольдса.

34. Как распределяются скорости движения жидкости при ламинарном и турбулентном режимах?

35. Дайте общую характеристику потерь напора в трубопроводах.

36. Как определяют потери напора, по длине трубы (линейные)?

37. Как определяют местные потери?

38. Дайте определение простых и сложных, коротких и длинных трубопроводов.

39. Каковы основные задачи и формулы расчета простого трубопровода?

40. Что называется гидравлическим ударом, причины возникновения и его величина?

41. Какими способами можно уменьшить силу гидравлического удара?

42. Что называется тонкой стенкой и разновидности отверстий в ней?

43. Какими бывают сжатия? Определение коэффициента сжатия.

44. Сущность коэффициентов скорости и расхода.

45. Как определяют скорость истечения и расход жидкости из отверстия?

46. Определение и разновидности насадок.

47. Как определяют расход жидкости через насадки?

4 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДАХ И РАБОЧИХ ЖИДКОСТЯХ

4.1 Состав и основные понятия о гидроприводах

Объемным гидроприводом (ГОСТ 17752-81) называется совокупность устройств и гидролиний, предназначенных для передачи гидравлической энергии на расстояние и приведение в движение машин и механизмов посредством жидкости под давлением.

Принцип работы гидропривода основан на законе Паскаля.

Принципиальной основой ОГП является объемная гидропередача, состоящая из насоса и гидродвигателя.

В общем виде любой гидропривод можно представить в виде схемы, показанной на рис. 4.1. Эта схема упрощенно показывает основные элементы, входящие в состав гидропривода их взаимосвязь, назначение и выходные рабочие параметры. Так, по схеме можно проследить преобразование энергии приводного электродвигателя в выполненную работу при движении рабочего органа станка. Основой гидропривода является гидропередача, в состав которой входят: *1* – входная гидравлическая машина – насос; *2* – выходная гидравлическая машина – гидродвигатель; *3* – гидролиния.

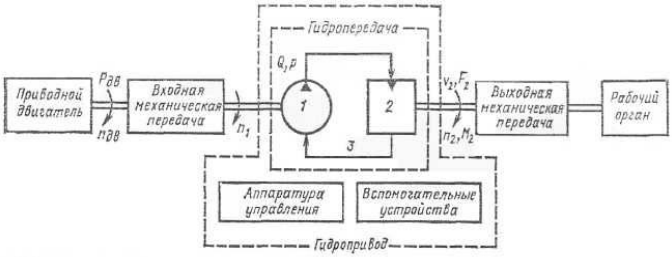


Рисунок 4.1 – Схема гидропривода

В качестве гидродвигателя применяют различные гидромашины в зависимости от вида движения, которое необходимо получить: для прямолинейного возвратно-поступательного – гидроцилиндры; вращательного – гидромоторы и возвратно-поворотного – поворотные гидродвигатели.

Между приводным двигателем и насосом может быть размещена входная механическая передача (редуктор) для изменения частоты вращения $n_{ДВ}$ полученной от выходного вала электродвигателя. Но чаще насос и приводной двигатель соединяют с помощью муфты. Выходную механическую передачу часто применяют для изменения вида движения или направления движения, осуществляемого гидродвигателем.

Гидропривод осуществляет передачу энергии с двойной ее трансформацией: вначале механическая энергия, полученная от электродвигателя, превращается в насосе в энергию потока рабочей жидкости; потом в гидродвигателе происходит обратная трансформация: энергия рабочей жидкости преобразуется в механическую энергию на выходном звене гидродвигателя.

Такая трансформация ведет к неизбежным потерям части энергии. Эффективность работы привода с точки зрения полезного использования энергии можно оценить количественно по величине коэффициента полезного действия – КПД. Современные технические решения позволяют создавать гидроприводы, не уступающие по КПД электроприводам в области средних и больших мощностей, несмотря на потери энергии в процессе трансформации.

В станках гидродвигатели обычно размещают на рабочих органах или в непосредственной близости от них, а насосы – на гидробаках, при этом от одного насоса питается несколько гидродвигателей. В частном случае насос и гидромотор могут быть объединены в виде гидропередачи.

В гидропривод входят различные гидроустройства (машины, механизмы, аппараты и т. д.), выполняющие определенные самостоятельные функции путем взаимодействия с рабочей жидкостью.

Основным гидроустройством является объемный гидродвига-

тель. В зависимости от вида движения выходного звена гидродвигатели разделяют на гидроцилиндры (поступательное движение выходного звена), гидромоторы (вращательное движение), поворотные гидродвигатели (поворот звена).

В зависимости от источника гидравлической энергии гидроприводы разделяют на **насосные, аккумуляторные и магистральные**. Наибольшее распространение получил насосный гидропривод состоящий из приводящего двигателя и объемной гидропередачи.

Под **объемной гидропередачей** (ОГП) понимается часть насосного гидропривода без приводящего двигателя. Основой объемной гидропередачи являются две гидромашины – насос и объемный гидродвигатель, соединенные между собой гидролиниями.

Насосом называется гидромашина, предназначенная для создания потока рабочей жидкости. Основными параметрами насоса являются подача (Q) и давление (p) жидкости.

Выходное звено гидродвигателя непосредственно или через механическую передачу соединено с рабочим органом приводимой машины или механизма (внешняя нагрузка).

Объемная гидропередача осуществляет передачу энергии с двойным ее преобразованием: сначала механическая энергия, полученная от приводящего двигателя, преобразуется в насосе в гидравлическую энергию потока рабочей жидкости, потом в гидродвигателе происходит обратное преобразование – гидравлическая энергия преобразуется в механическую на выходном звене гидродвигателя.

Основными выходными параметрами гидроцилиндров являются линейная скорость V и усилие F на его выходном звене, для гидромоторов – частота вращения n и вращающий момент M, для поворотных гидродвигателей – угловая скорость ω и вращающий момент M.

В качестве приводящего двигателя в насосных гидроприводах получили широкое применение электродвигатели, валы которых соединяют с валами насосов при помощи упругих муфт. При использовании объемных гидропередач на мобильных машинах и в других случаях часто отбор мощности для насоса осуществляется при помощи механической передачи от дизелей, двигателей внутреннего сгорания и

других двигателей.

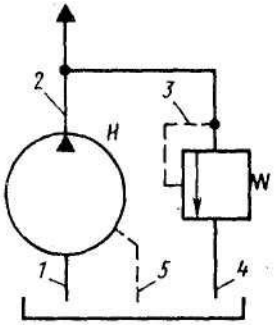


Рисунок 4.2 – Схема, поясняющая разновидности гидролиний

Рабочая жидкость, применяемая в гидроприводе, является рабочей средой, при помощи которой гидравлическая энергия передается от ее источника к гидродвигателю.

Кроме насоса и гидродвигателя, в состав гидропривода входят и другие гидроустройства.

Важные функции выполняют в гидроприводе гидроаппараты (клапаны, дроссели, распределители и т. д.). Они предназначены для управления потоком рабочей жидкости. При помощи гидроаппаратов в гидроприводе осуществляют пуск или перекрытие потока рабочей жидкости, изменение его направления, а также изменение давления или расхода жидкости.

Качественные показатели и состояние жидкости обеспечиваются *кондиционерами* рабочей жидкости. К ним относятся фильтры, очищающие рабочую жидкость, теплообменные аппараты (чаще охладители) и воздухоспускные устройства.

Гидроемкости (гидробаки и гидроаккумуляторы) предназначены для содержания в них рабочей жидкости с целью использования ее в процессе работы гидропривода.

Гидролинии (трубопроводы, гибкие рукава и их соединения, а также каналы) предназначены в гидроприводах для движения рабочей жидкости и передачи энергии от одного гидроустройства к другому. В

зависимости от назначения гидролинии разделяют на всасывающие, напорные, сливные, дренажные и линии управления.

По всасывающей линии *1* (рис. 4.2) жидкость подается к самовсасывающему насосу *Н*; по напорной линии *2* жидкость движется под давлением от насоса; по сливной линии *4* жидкость сливается в гидробак; по дренажной линии *5* отводятся утечки рабочей жидкости; по линиям управления *3* жидкость подается к гидроустройствам для управления ими.

Области применения гидроприводов. Основные преимущества гидроприводов обусловили широкое их применение:

– в металлорежущих станках, автоматах и агрегатах – гидроприводы главного движения (например, в протяжных, поперечно-строгальных и долбежных станках); гидроприводы подач (например, в шлифовальных станках и т. д.); гидроприводы вспомогательных устройств (например, зажимных устройств и т. д.); следящие гидроприводы копировальных станков; гидроприводы с числовым программным управлением (ЧПУ);

– в кузнечно-прессовом и литейном оборудовании – гидроприводы прессов, молотов, машин для литья под давлением и т.д.

4.2 Классификация гидроприводов и гидропередач

Классификацию гидроприводов устанавливает ГОСТ 17752-81 (рис. 4.3).

Наибольшее распространение получил *насосный гидропривод* (рис. 4.3, а), в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель, например гидромотор, насосом *Н*, входящим в состав гидропривода. В насосных гидроприводах используют как объемные, так и динамические насосы. В состав насосного гидропривода входят гидропередача, гидроаппараты, кондиционеры рабочей жидкости, гидроемкости и гидролинии.

В *аккумуляторном гидроприводе* (рис. 4.3, *б)* рабочая жидкость подается в гидродвигатель, например в цилиндр *Ц*, из гидроаккумулятора *АК*, предварительно заряженного от внешнего источника,

не входящего в состав гидропривода. Аккумуляторные гидроприводы применяют, например, в самолетах.

В *магистральном гидроприводе* (рис. 4.3, в*)* рабочая жидкость подается в гидродвигатель от магистрали *1*, не входящей в состав гидропривода. Под магистралью понимается трубопровод, по которому рабочая жидкость подается от насосной установки к группе гидроприводов, которые не связаны между собой конструктивно и могут подключаться или монтироваться независимо от других гидроприводов. Магистральные гидроприводы применяют, например, на кораблях (насосные установки размещаются в трюмах, а гидродвигатели с гидроаппаратурой – на палубах).

В гидроприводе поступательного движения (см. рис. 4.3 б) гидродвигателем является гидроцилиндр *Ц*, в гидроприводе вращательного движения (см. рис. 4.3 а) – гидромотор *М*, а в гидроприводе поворотного движения (рис. 4.3 в) – поворотный гидродвигатель ПГД.

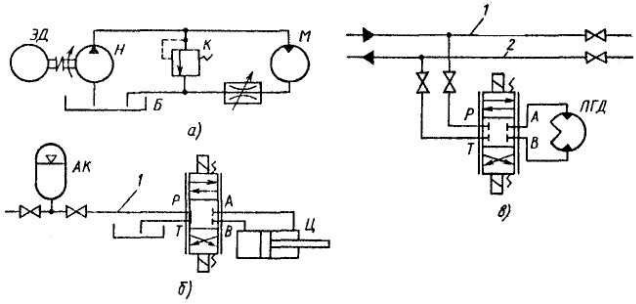


Рисунок 4.3 – Гидравлические принципиальные схемы объемных гидроприводов: а - насосного; б - аккумуляторного; в - магистрального

В *гидроприводе с разомкнутым потоком* (см. рис. 4.3 а) рабочая жидкость от гидродвигателя (гидромотора *М*) поступает в гидробак *Б*. Основные преимущества таких гидроприводов – возможность подключения нескольких гидродвигателей к одному насосу, хорошие условия для охлаждения и очистки рабочей жидкости. Основными недостатками являются большие габаритные размеры и масса гидробака, невозможность использования реверсивных насосов.

В *гидроприводе с замкнутым потоком* рабочая жидкость от гидродвигателя (гидромотора *М)* поступает на вход насоса *Н*. Преимуществами таких гидроприводов являются благоприятные условия защиты рабочей жидкости от загрязнений, возможность применения реверсивных регулируемых насосов меньших габаритов. К основным недостаткам относятся необходимость применения индивидуального насоса для каждого гидродвигателя, быстрый нагрев рабочей жидкости в замкнутой силовой гидросистеме, трудности обеспечения фильтрации рабочей жидкости в гидролиниях с реверсивным потоком жидкости.

Гидроприводом с управлением называется гидропривод, в котором возможно изменение параметров движения выходного звена гидродвигателя.

В **следящих гидроприводах** регулируемый параметр выходного звена изменяется по определенному закону в зависимости от внешнего воздействия, значение которого заранее неизвестно. Следящие гидроприводы могут быть с ручным и автоматическим управлением.

Программным гидроприводом называется гидропривод с автоматическим управлением, в котором регулируемый параметр движения выходного звена изменяется по заранее заданной программе, например в станках с числовым программным управлением (ЧПУ).

Стабилизирующим гидроприводом называется гидропривод с автоматическим управлением, в котором регулируемый параметр движения выходного звена поддерживается постоянным.

Классификация гидроприводов, изложенная выше, распространяется на объемные гидропередачи (ОГП). Следовательно, ОГП могут быть поступательного, вращательного и поворотного движения, с разомкнутым и замкнутым потоком, с дроссельным, машинным и другим управлением.

ОГП дополнительно разделяют на гидропередачи раздельного и нераздельного исполнения. Наибольшее распространение получили гидропередачи раздельного исполнения, которые монтируют на объектах из отдельных гидроустройств. ОГП нераздельного исполнения состоят из отдельных гидроустройств, размещенных в одном корпусе.

4.3 Рабочие жидкости

Функции рабочей жидкости. Основное назначение рабочей жидкости как рабочего тела (рабочей среды) в гидроприводе передача гидравлической энергии от источника (насоса) к гидродвигателю. Кроме того, рабочая жидкость выполняет и другие важные функции:

– используется для смазывания трущихся поверхностей деталей гидромашин и других гидроустройств, в результате чего между двумя поверхностями уменьшается сила трения и интенсивность их изнашивания;

– служит для отвода теплоты от нагретых поверхностей гидромашин и других гидроустройств;

– уносит продукты изнашивания и прочие частицы загрязнения;

– защищает внутренние поверхности полостей гидромашин и других гидроустройств от коррозии.

Перечисленные функции рабочей жидкости играют важную роль в обеспечении функционирования гидропривода и его надежности [10].

Условия эксплуатации рабочей жидкости в гидроприводах могут быть очень сложными. На состояние рабочей жидкости прежде всего влияет широкий диапазон рабочих температур а также наличие больших скоростей потока и высоких давлений. Например, температура рабочей жидкости в некоторых гидроприводах может колебаться от -60 до +90 °С и более, скорости потока жидкости при дросселировании достигают 50 м/с, а давление 40 МПа.

Классификация рабочих жидкостей. Рабочие жидкости, применяемые в гидроприводах, подразделяют на четыре типа: нефтяные, синтетические, водополимерные и эмульсионные.

Нефтяные жидкости получают из нефти обычными методами переработки. Они имеют сравнительно низкую верхнюю границу температурного диапазона. В гидроприводах применяют главные масла ИГП (ТУ38-101413-78): масло гидравлическое единое МТЕ-10А и ТЭ; авиационное гидравлическое масло АМГ-10; всесезонное гидрав-

лическое масло ВМГЗ (зимнего сорта) и др. Краткая техническая характеристика наиболее распространенных рабочих жидкостей, применяемых в гидроприводах, приведена в табл. 4.1.

Таблица 4.1 – Характеристики рабочих жидкостей

Марка рабочей жидкости	**Кинематическая вязкость, мм^2/с, при температуре + 50°С**	**Кислотное число, мг КОН на 1 г масла, не более**	**Температура, °С**	
			вспышки в открытом тигле	**застывания**
Индустриальное				
ИГП-18	16,5 ... 20,5	0,6 ... 1,0	170	– 15
ИГП-30	28 ...31	0,6 ... 1,0	200	– 15
ИГП-38	35 ... 40	0,6... 1,0	210	– 15
ИГП-72	47 ...51	0,6... 1,0	215	–15
ВНИИ НП-403 (ГОСТ 16728-78*)	25 ... 35	0,7 ... 1,1	190	– 10
АМГ-10 (ГОСТ 6794-75*)	10	0,05	92	– 70
ВМГЗ (ТУ 38.101479-74)	10	0,05	135	– 60

Синтетические жидкости – жидкости, основу которых составляют продукты в результате химических реакций (диэфиры, силоксаны, фосфаты и др.).

Как правило, они негорючи, стойки к окислению, имеют низкую температуру застывания, обладают стабильностью вязкостных характеристик в течение длительного срока работы и в широком диапазоне температур. Однако каждая из синтетических жидкостей обладает тем или иным недостатком (несовместимостью с резиновыми уплотнителями, высокой текучестью, плохой смазывающей способностью, токсичностью и т. д.).

Водополимерные растворы – рабочие жидкости, представляющие водный раствор различных полимеров (содержат до 35 % воды). Так, например, жидкость ПГВ (ГОСТ 25821-83) представляет собой водный раствор глицерина и полиэтиленгликоля с различными присадками (массовая доля воды около 32 %). Жидкость ПГВ относится к негорючим жидкостям. Она нетоксична, инертна к некоторым конструкционным материалам (в том числе к резиновым уплотнителям).

Эмульсионные рабочие жидкости относятся к огнестойким и разделяются по следующим категориям, соответствующим стандарту CETOP (европейский комитет по гидравлическим и пневматическим трансмиссиям):

а) *эмульсии "масло в воде"* (категория HF-A), содержащие максимум 20% горючих материалов. Обычно они содержат (1-5%) минеральных масел с добавками (эмульсол) и (93-95%) воды. Эмульсол либо тщательно перемешивается с водой, создавая эмульсию, в которой он присутствует в виде мелкодисперсных капель, либо растворяется в воде.

В этой жидкости гидравлической средой в основном служит вода, а небольшое количество растворимого масла обеспечивает смазку и защиту от коррозии, В целом этому виду жидкости присущи те же недостатки, что и воде: высокая коррозионная активность, невозможность использования при отрицательных температурах. По внешнему виду эти эмульсии напоминают молоко. Новые эмульсии на синтетической основе прозрачные, что затрудняет определение их концентрации «на глаз». Поэтому обязательна их периодическая проверка рефрактометрами.

б) *эмульсии "вода в масле"* (категория HF-B), содержащие до 60% горючих материалов. Эти эмульсии, иногда называемые "обратными эмульсиями", содержат от 40 до 45% воды. Они совместимы с большей частью используемого оборудования, и их можно использовать вместо минеральных масел. Эти жидкости сохраняют многие положительные качества исходного масла, улучшенного введением антиокислительных, противоизносных и антикоррозионных присадок. Однако смазочные свойства у них ниже, чем у высококачественных гидравлических масел. С учетом этого фактора можно рассчитывать только на удовлетворительную работу гидрооборудования. Эмульсии "вода в масле" обычно имеют консистенцию сливок, где масло образует однородную фазу, а вода дистиллирована в виде мелких капель.

Учитывая несколько большее изнашивание при применении этой эмульсии, фирмы-изготовители рекомендуют их для гидросистем с рабочим давлением до 14 МПа и максимальной температурой до 65°С;

в) *водно-гликолевые и водно-глицериновые рабочие жидкости* (категории HF-C). Они содержат 30-60% воды, в отличие от эмульсий являются растворами, так как гликоли и их присадки действительно растворяются в воде, и поэтому стабильны при эксплуатации. В растворы добавляются антикоррозионные, противоизносные и антипенные присадки.

Водно-гликолевые жидкости имеют хорошие вязкостные свойства (вязкости 140-160мм^3/с), совместимы с большинством материалов, применяемых в гидросистемах. Эти жидкости для работы в гидросистемах широко выпускаются многими зарубежными фирмами. Их недостатки – электропроводность и горючесть при содержании воды менее 30%. Поэтому при испарении воды возможно загорание глицерина или гликоля (температура вспышки в открытом тигле 130°С, температура самовозгорания 400-425^{0}С)

Для рабочих жидкостей, применяемых в гидроприводах, характерны следующие эксплуатационные свойства и показатели:

– хорошие вязкостные свойства;

– малая плотность;

– минимальная зависимость вязкости от температуры в требуемом диапазоне температур (высокий индекс вязкости);

– малая сжимаемость жидкости (высокий модуль объемного сжатия);

– большой срок сохраняемости жидкости; низкая температура застывания;

– стойкость к окислению на воздухе;

– отсутствие воды (для минеральных жидкостей);

– отсутствие механических примесей и других частиц загрязнений;

– высокая устойчивость к механическому разрушению сложных соединений жидкости (деструкции) при ее дросселировании при больших давлениях и высоких скоростях потока;

– хорошие смазывающие, моющие и консервационные свойства;

– хорошие охлаждающие свойства (обеспечиваются высокими удельной теплоемкостью и коэффициентом теплопроводности).

Существенное значение при выборе рабочей жидкости имеет вязкость, температура вспышки, застывания и окисляемость.

Вязкость рабочей жидкости зависит от температуры (рис. 4.4). При использовании рабочей жидкости с малой вязкостью увеличиваются внешние и внутренние утечки в гидромашинах и других гидроустройствах. Чем выше вязкость у выбранной жидкости, тем больше потери давлений при работе гидропривода.

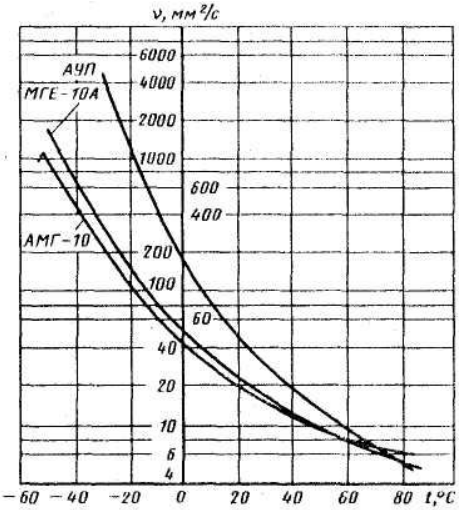


Рисунок 4.4 – Зависимость кинематической вязкости рабочей жидкости от температуры

Температурой вспышки жидкости называется минимальная температура, при которой происходит кратковременное воспламенение паров жидкости от пламени в условиях испытания (в открытом тигле). Температура вспышки является показателем, характеризующим пожаро- и взрывоопасность смеси паров жидкости с воздухом. Маловязкие жидкости обычно имеют более низкую температуру вспышки из-за содержания легколетучих продуктов распада, которые в открытом тигле рассеиваются раньше, чем их окажется достаточно для

вспышки. Максимальная температура нагрева нефтяной рабочей жидкости при работе гидропривода должна быть на 10 ... 15 °С ниже температуры вспышки в открытом тигле.

Температурой застывания называется температура, при которой рабочая жидкость теряет подвижность в условиях испытаний. Температуру застывания определяют по ГОСТ 20287-74. Для нефтяной рабочей жидкости она должна быть на 10 ... 17 °С ниже наименьшей температуры гидропривода при его работе.

Окисляемость рабочей жидкости характеризуется кислотным числом, под которым понимается количество гидрата оксида калия (КОН) в миллиграммах, необходимое для нейтрализации 1 г жидкости (например, кислотное число КОН жидкости АМГ-10 должно быть не более 0,05 мг).

Контрольные вопросы

1. Какие функциональные группы гидроустройств входят в состав насосного гидропривода?

2. Перечислите примеры применения гидроприводов в различных отраслях техники.

3. Какими основными преимуществами обладают гидроприводы по сравнению с другими приводами?

4. Какие основные функции выполняет рабочая жидкость в гидроприводах?

5. Перечислите несколько марок нефтяных рабочих жидкостей, применяемых в гидроприводах.

5 ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

5.1 Общие сведения о роторных гидромашинах

Под роторными гидромашинами понимают объемные роторные насосы и гидромоторы. В роторных гидромашинах подвижные рабочие элементы, образующие рабочие камеры, совершают вращательное или вращательное и возвратно-поступательное движение.

Роторные гидромашины имеют три основных рабочих элемента: ротор, статор и замыкатель (вытеснитель). *Ротором* называется ос-

новной рабочий элемент, который вращается во время работы синхронно с валом приводящего двигателя. *Статор* – рабочий элемент, имеющий приемную и отдающую камеры. *Замыкатель* – рабочий элемент, герметично соприкасающийся со статором и ротором и разделяющий приемную и отдающую камеры. Замыкатели совершают строго циклическое движение, период которого пропорционален частоте вращения ротора.

Рабочие процессы в роторных гидромашинах происходят в *рабочих камерах*.

Рабочий цикл гидромашины состоит из следующих рабочих процессов: в насосах – всасывания и вытеснения (нагнетания), в гидромоторах – нагнетания и вытеснения. Разделение рабочих процессов осуществляется при помощи распределительных устройств, которые могут быть торцовыми, цапфенными, клапанными и клапанно-щелевыми.

Роторные гидромашины разделяют но возможности регулирования рабочего объема – на регулируемые и нерегулируемые; по направлению потока рабочей жидкости с постоянным и реверсивным потоком; по числу рабочих циклов, совершаемых за один оборот вала, – одно-, двух- и многократного действия; по конструкции рабочих элементов – на шестеренные, пластинчатые и поршневые (радиально-поршневые и аксиально-поршневые). Роторные гидромашины, кроме машин с клапанным распределением, в принципе могут быть обратимыми (насос-моторами), т. е. могут работать в режиме как насоса, так и гидромотора.

Основные параметры насосов и гидромоторов.

Номинальные подачу насоса, расход жидкости гидромотора, коэффициент подачи, гидромеханический и полный КПД, номинальные мощность и вращающий момент определяют при номинальных давлении (для насосов) или перепаде давлений (для гидромоторов), частоте вращения и рабочем объеме. Номинальные значения параметров, кроме номинального давления, приводят с допускаемыми отклонениями.

Характеристикой гидромашины называют функциональную зависимость между ее определенными параметрами при неизменных

других параметрах. Характеристики гидромашин приводятся аналитически, в таблицах или чаще в виде диаграмм. Функциональные зависимости и параметры гидромашин (за исключением рабочего объема и давления) приводятся с указанием температуры рабочей жидкости, значения кинематической вязкости и давления на входе в насос или на выходе гидромотора.

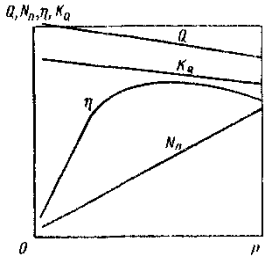


Рисунок 5.1 – Характеристики насоса

Для насосов при постоянной частоте вращения определяют функциональные зависимости (рис. 5.1)

$$Q = f(p); \quad N_{\text{Ï}} = f(p);$$
$$K_Q = f(p); \quad \eta = f(p), \tag{5.1}$$

где Q – подача насоса; p – давление на выходе из насоса; N_n – полезная мощность; K_Q – коэффициент подачи; η – КПД насоса.

Безразмерный коэффициент подачи K_Q характеризует потери подачи насоса. Определяется как отношение фактической подачи насоса, измеренной при определенных значениях давления на выходе, вязкости рабочей жидкости, влияющих на объемные потери к его теоретической подаче

$$K_Q = Q_Ф / Q_T.$$

Для гидромоторов определяют функциональные зависимости

$$n = f(Q); \quad n = f(\Delta p); \quad M = f(n);$$
$$\eta_{\text{Ãì}} = f(n); \quad \eta = f(n), \tag{5.2}$$

при этом зависимость частоты вращения n от расхода Q строят при постоянных значениях перепада давлений Δp (скоростная характеристика); зависимость частоты вращения n от перепада давлений Δp –

при постоянных значениях расхода Q; зависимости вращающего момента M, гидромеханического КПД ($\eta_{\text{Àì}}$) и общего КПД (η) от частоты вращения – при постоянных значениях перепада давлений Δp.

Под *рабочим объемом* q насоса или гидромотора понимается разность наибольшего и наименьшего значений объемов всех рабочих камер за один оборот его вала. Чем больше рабочий объем, тем больший объем рабочей жидкости вытесняет насос за один оборот вала. Чем больше рабочий объем гидромотора, тем больший объем рабочей жидкости необходим для поворота его вала на один оборот.

При конструировании рабочие объемы V гидромашин определяют по формуле

$$q = q_k z i \,, \tag{5.3}$$

где q_k – объем рабочей камеры, рассчитанный по ее геометрическим размерам, м^3; z – число рабочих камер; i – число рабочих циклов, совершаемых за один оборот вала.

Формула (5.3) конкретизируется для отдельных типов гидромашин.

Номинальным рабочим объемом q_0 называется расчетное значение рабочего объема насоса или гидромотора, вычисленное без учета допусков, погрешностей формы поверхности, деформации и округленное до ближайшего значения из установленного ряда. Ряд номинальных рабочих объемов насосов и гидромоторов устанавливает ГОСТ 13824-80. Отклонение действительных значений номинальных рабочих объемов от установленных в этом ряде не должно быть более ±3 %. Номинальные рабочие объемы являются главными параметрами, по которым строятся типоразмерные ряды насосов и гидромоторов.

Номинальным давлением $p_{ном}$ гидромашины (на выходе насоса и на входе гидромотора) называется наибольшее установленное значение давления рабочей жидкости, при котором гидромашина должна работать в течение установленного срока службы с сохранением параметров в пределах заданных норм. Ряд номинальных давлений устанавливает ГОСТ 12445-80. Номинальное давление гидромашин достигает 40 МПа, а в отдельных случаях и выше.

Максимальное давление дренажа насоса или гидромотора – это наибольшее значение давления рабочей жидкости во внутренней полости их корпуса. Это давление указывают для насосов и гидромоторов, конструктивной схемой которых предусмотрен отвод наружу объемных потерь из корпуса гидромашины.

Перепад давлений – разность между давлениями рабочей жидкости на выходе и входе насоса, входе и выходе гидромотора.

Под номинальным перепадом давлений гидромотора понимается разность между номинальным давлением на входе в гидромотор и минимальным давлением на выходе из него.

Частотой вращения n называется величина, равная числу полных оборотов за единицу времени:

$$n = 1/\tau \,, \tag{5.4}$$

где τ – время, в течение которого совершается один полный оборот.

Единица частоты вращения в системе СИ – 1 с $^{-1}$ – частота равномерного вращения, при которой за время 1 с совершается один оборот вала гидромашины. Временно допускается применение единиц об/с и об/мин.

Под *номинальной частотой вращения* $n_{\text{ном}}$ понимается наибольшая частота вращения, при которой гидромашина должна работать в течение заданного значения показателя долговечности с сохранением параметров в пределах заданных норм.

Номинальная частота вращения (об/мин) гидромотора

$$n_{\text{ééì}} = 10^3 Q_{\text{ééì}} / q_0 \,, \tag{5.5}$$

где $Q_{\text{НОМ}}$ – номинальный расход жидкости, л/мин; q_0 – в м^3.

Объемная подача насоса – это отношение объема подаваемой рабочей жидкости ко времени. На практике широко применяется краткая форма наименования этого параметра – подача насоса.

Различают теоретическую (идеальную) $Q_{\text{Т}}$ и фактическую $Q_{\text{ф}}$ подачи насоса (для гидромотора – теоретический и фактический расходы). Теоретическая подача насоса или расход (л/мин) гидромотора

$$Q_T = 10^{-3} V_0 n \,, \tag{5.6}$$

где V_0 – в см^3; n – в об/мин.

Номинальную подачу определяют при номинальных значениях частоты вращения, рабочего объема и давления на выходе (перепаде давлений).

Под *объемными потерями* в насосе понимается уменьшение фактической подачи насоса вследствие утечек и перетечек рабочей жидкости через зазоры в рабочих камерах: неполного заполнения рабочих камер и содержания воздуха в рабочей жидкости; сжатия рабочей жидкости.

Под полезной мощностью (Вт) насоса понимается гидравлическая мощность потока рабочей жидкости на его выходе

$$N_{\text{Ï}} = Qp\,, \tag{5.7}$$

где Q – подача насоса, м^3/с; p – давление на выходе из насоса, Па.

На практике удобно определять полезную мощность (кВт) насоса по следующим формулам:

$$N_{\text{Ï}} = 10^{-3}Qp = \frac{10^{-3}Qp}{1{,}02\cdot 10^{-5}\cdot 60\cdot 10^{3}} = \frac{Qp}{612}\,, \tag{5.8}$$

где Q – в л/мин; p – в кгс/см^2;

$$N_{\text{Ï}} = 10^{-3}Qp = \frac{10^{-3}\cdot 10^{6}Qp}{60\cdot 10^{3}} = \frac{Qp}{60}\,, \tag{5.9}$$

где Q – в л/мин; p – в МПа.

На рис. 5.1 показана зависимость полезной мощности насоса от давления на выходе. Из этой зависимости следует, что полезная мощность насоса увеличивается прямо пропорционально увеличению давления.

Потребляемую номинальную мощность (кВт) насоса и эффективную номинальную мощность (кВт) гидромотора (на его валу) определяют по измеренным вращающему моменту M и частоте вращения n:

$$N = \frac{M\omega}{1000} = \frac{2\pi Mn}{60\cdot 1000} = \frac{\pi Mn}{3\cdot 10^{4}}, \tag{5.10}$$

где M – вращающий момент, Н·м; ω – угловая скорость; n – в об/мин.

КПД гидромашины характеризует степень ее совершенства и показывает, какая часть суммарной подводимой энергии полезно ис-

пользуется в машине. Преобразование энергии гидромашиной связано с объемными, механическими и гидравлическими потерями.

КПД насоса (η) называется отношение полезной мощности $N_П$ к потребляемой N:

$$\eta = N_Ї \ / N. \qquad (5.11)$$

Подставляя в формулу (5.11) значения мощностей из формул (5.9) и (5.10), получаем:

$$\eta = N_Ї \ / N = \frac{1000 \cdot 60Qp}{60 \cdot 2\pi Mn} = 159{,}2\frac{Qp}{Mn}, \qquad (5.12)$$

где Q – в л/мин; p – в МПа; M – в Н·м; n – в об/мин.

Значения КПД современных поршневых насосов при номинальных режимах сравнительно высоки: η – 0,86 ... 0,89. Зависимость КПД насоса от давления на выходе при постоянной частоте вращения приведена на рис. 5.1.

Номинальный вращающий момент (Н·м) гидромотора

$$M = N / \omega = \frac{\Delta pQ}{2\pi n} = 0{,}159\frac{\Delta pQ}{n} = 0{,}159 q_0 \Delta p, \qquad (5.13)$$

где q_0 – номинальный рабочий объем, см^3; Δp – перепад давлений, МПа.

В гидромоторах направление вращающего момента, создаваемого давлением жидкости, совпадает с направлением вращения его вала и является моментом, совершающим полезную работу.

В насосе вращающий момент, создаваемый давлением жидкости, направлен в сторону, противоположную вращению его вала. Этот момент преодолевается приводящим двигателем.

5.2 Шестеренные насосы и гидромоторы

Шестеренным называется роторный насос с рабочими звеньями в виде шестерен (зубчатых колес), обеспечивающих геометрическое замыкание рабочих камер и передающих вращающий момент. Шестеренные насосы применяются в гидроприводах как самостоятельные источники питания невысокого давления или как вспомогательные насосы для подпитки гидросистем. На рис.5.2, *а* показана конструкция

шестеренного насоса. В расточках корпуса *2* размещены ведущая шестерня *1* и ведомая *3*, находящиеся в зацеплении. Шестерни, как правило, имеют одинаковые модули и число зубьев. Корпус является статором, ведущая шестерня ротором, а ведомая – замыкателем. В насосе имеются вал *7*, ось *6* и боковые крышки *4* и *5*. Рабочие камеры образуются рабочими поверхностями корпуса, двух боковых крышек и зубьев шестерен. Корпус *2* имеет полость всасывания *А* и нагнетания *Б*.

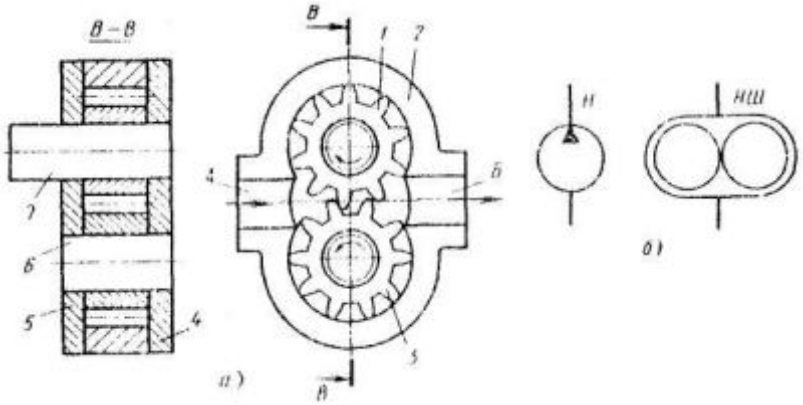


Рисунок 5.2 – Шестеренный насос:
а – конструкция; *б* – условное обозначение

В насосе полость всасывания расположена с той стороны, где зубья шестерен выходят из зацепления. При вращении вала и ведущей шестерни, например, по часовой стрелке, в полости всасывания *А* создается разрежение, так как при выходе из зацепления зубьев шестерен объем полости увеличивается. Для жидкостей, применяемых в гидросистемах, минимальное абсолютное давление в полости всасывания должно составлять ~ 300 мм.рт.ст. Под действием перепада давлений рабочая жидкость заполняет освободившееся пространство в полости *А*. Так происходит процесс всасывания. После этого каждая из шестерен перемещает в противоположных кольцевых направлениях рабочую жидкость, находящуюся во впадинах зубьев, из полости *А* в полость *Б*. Происходит процесс вытеснения (нагнетания), при котором

встречные объемы жидкости сначала соединяются в полости *Б*, а затем жидкость вытесняется из полости *Б* на выход насоса зубьями шестерен, входящими в зацепление.

Обычно не вся жидкость вытесняется из полости нагнетания. Часть жидкости по радиальным зазорам (между расточкой корпуса и наружным диаметром шестерни), торцовым зазорам (между торцами шестерен и боковых крышек) и в местах зацепления перетекает в полость всасывании, а часть ее запирается при зацеплении шестерен во впадинах между ними. Так как зацепление зубьев происходит на длине, большей одною шага, то сначала осуществляется сжатие запертого объема жидкости (рис. 5.3) на участках *AB* и *BC* вследствие уменьшения объема между соседними изгибами, а по второй половине происходит расширение на участках *BC* и CD.

При малых зазорах в зацеплении и хорошем контакте между зубьями давление жидкости в запертом объеме резко увеличивается, что может привести к поломке насоса. Для устранения резкого увеличения давления (для разгрузки) предусматривают специальные разгрузочные канавки. Например, в боковых крышках втулок и в других местах, которыми запертый объем жидкости соединяется с полостями *Л* или *Б*.

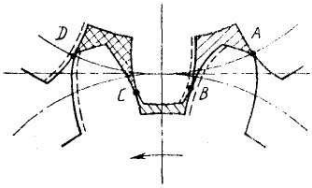


Рисунок 5.3 – Схема образования запертого объема в шестеренном насосе

Рабочий объем шестеренного насоса

$$V_0 = \pi D_i hb = 2\pi m^2 zb, \qquad (5.14)$$

где D_i – начальный диаметр шестерни; $D_i = mz$; h – высота зуба; $h = 2m$; m – модуль зубьев; z – число зубьев шестерни; b – ширина шестерни.

Это выражение справедливо при допущении, что объем впадин между зубьями равен объему зубьев.

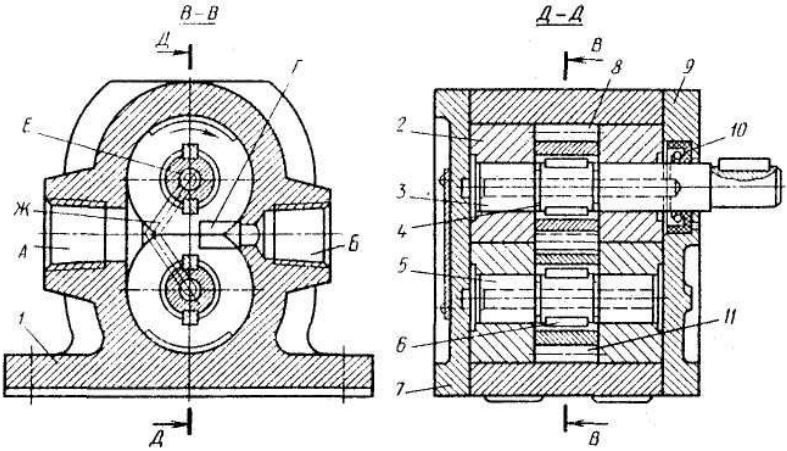


Рисунок 5.4 – Конструкция шестеренного насоса Г11-2

Опыт проектирования показывает, что число зубьев шестерен следует выбирать меньшим (z = 6 ... 16), а модуль большим (при этом значительно уменьшаются габариты насоса). Ширину венца шестерни обычно принимают равной b = (3 ... 6) m.

Так как параметры, определяющие рабочий объем шестеренного насоса, постоянные, то шестеренные насосы являются нерегулируемыми.

Корпуса шестеренных насосов изготовляют из чугуна, стали или алюминия. Для изготовления шестерен используют легированные стали (20Х, 40Х, 18ХН3А и др.) с применением цементации или азотирования и закалки. Боковые крышки выполняют, как и корпуса, из чугуна и стали, иногда из бронзы.

Пример. Определить основные размеры шестеренного насоса при подаче Q = 30 л/мин; номинальном давлении $p_{ном}$ = 2 МПа, частоте вращения n = 1000 об/мин, z = 10, η_V = 0,94, $\eta_{мех}$ = 0,95.

Теоретическая подача

$$Q_T = \frac{Q}{\eta_V} = \frac{30}{0{,}94} = 31{,}9 \text{ л/мин.}$$

Рабочий объем насоса определяем из формулы (3.6):

$$q_0 = \frac{Q_T}{n} = \frac{31{,}9 \cdot 10^3}{1000} = 31{,}9 \text{ см}^3.$$

Принимаем по ГОСТ 13824-80 q_0 = 32 см^3.

Приняв z = 10, b = 4m, определяем модуль

$$m = \sqrt[3]{\frac{V_0}{2\pi z \cdot 4}} = \sqrt[3]{\frac{32}{2\pi \cdot 10 \cdot 4}} \approx 0{,}5 \text{ см.}$$

ПО СТ СЭВ 310-76 принимаем m = 5 мм; тогда начальный диаметр шестерни

$D_Н = mz = 5 \cdot 10 = 50$ мм.

Определяем ширину венца шестерни:

$$b = \frac{V_0}{\pi D_{\ddot{I}}\, 2m} = \frac{32}{3{,}14 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 0{,}5} = 20{,}2 \text{ мм.}$$

Полезная мощность насоса

$$N_{\ddot{I}} = Qp = \frac{30 \cdot 2}{60} = 1 \text{ кВт.}$$

Мощность насоса (потребляемая)

$$N = \frac{N_{\ddot{I}}}{\eta_V \eta_{\grave{m}\mathring{a}\tilde{o}}} = \frac{1}{0{,}94 \cdot 0{,}95} = 1{,}12 \text{ кВт.}$$

5.3 Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы

Аксиально-поршневым насосом называют поршневой насос, у которого рабочие камеры образованы рабочими поверхностями цилиндров и поршней, а оси поршней параллельны (аксиальны) оси блока цилиндров или составляют с ней угол не более 45°. Аксиально-поршневые насосы в зависимости от расположения ротора разделяют на насосы с наклонным диском, у которых оси ведущего звена и вращения ротора совпадают, и насосы с наклонным блоком, у которых оси ведущего звена и вращения ротора расположены под углом.

Насосы с наклонным диском имеют наиболее простые схемы.

Поршни *3* связаны с шатуном *7* (рис. 5.5). Блок *2* цилиндров с поршнями *3* приводится во вращение от вала *5*. Для обеспечения движения поршней во время всасывания применяют принудительное ведение поршней через шатун *7*.

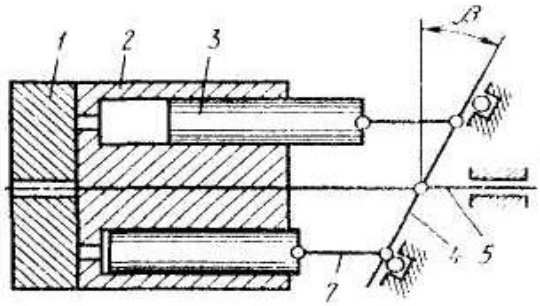


Рисунок 5.5 – Схема работы аксиально-поршневого насоса с наклонным диском с принудительным ведением поршней

Принцип работы насоса следующий. При вращении вала насоса крутящий момент передается блоку цилиндров. При этом из-за наличия угла наклона диска поршни совершают сложное движение; они вращаются вместе с блоком цилиндров и одновременно совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах блока, при котором происходят рабочие процессы всасывания и нагнетания.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным диском

$$q_0 = S_П\, hz = \frac{\pi d_П^2}{4} z D\, tg\beta\,, \qquad (5.15)$$

где $S_П$ – площадь поршня;

h – максимальный ход поршня;

$h = D\, tg\beta$; z – число поршней;

$d_П$ – диаметр поршня;

D – диаметр окружности расположения осей цилиндров в блоке;

β – угол наклона диска.

Из выражения (5.15) видно, что рабочий объем насоса зависит от угла наклона диска. Изменяя угол наклона диска, можно изменять рабочий объем насоса. Чем больше угол наклона β, тем больше рабочий объем насоса. Предельно допустимый угол наклона диска не превышает обычно 25°.

Теоретическую подачу насоса определяют по формуле (5.6).

В *насосе с наклонным блоком* (рис. 5.6, *а)* поршни *3* расположены в блоке *2* цилиндров и шарнирно соединены шатунами *7* с фланцем *4* вала *5*. Для отвода и подвода рабочей жидкости к рабочим камерам в торцовом распределительном диске *1* выполнены два дугообразных окна *А* и *Б*. Карданный механизм *6* осуществляет кинематическую связь вала *5* с блоком *2* цилиндров и преодолевает момент трения и инерции блока цилиндров.

При вращении вала насоса поршни совершают сложное движение – вращаются вместе с блоком цилиндров и движутся возвратно поступательно в цилиндрах блока, при этом происходят процессы всасывания и нагнетания.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком

$$q_0 = S_{\text{ц}}\, hz = \frac{\pi d_{\text{ц}}^2}{4} z D \sin\beta\,, \qquad (5.\ 16)$$

где h – максимальный ход поршня; $h = D\sin\beta$; D – диаметр окружности расположения осей цилиндров в блоке; β – угол наклона блока цилиндров.

Теоретическую подачу насоса рассчитывают по формуле (5.6).

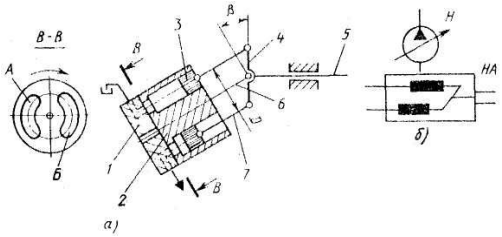


Рисунок 5.6 – Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком: *а* – схема работы; *б* – условное обозначение

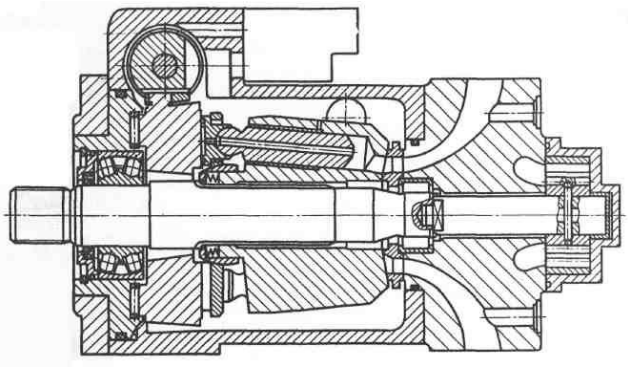


Рисунок 5.7 – Регулируемый насос с наклонным диском, опирающимся на корпус

Осевая сила давления жидкости на поршни через шатуны передается на фланец вала насоса, где возникает вращающий момент. Этот момент составляет основную часть подводимого от приводящего электродвигателя момента. Другая, значительно меньшая, часть момента передается двойным карданным валом на преодоление сил трения поршней, блока цилиндров и распределительного диска и инерции при ускорении и замедлении вращения блока цилиндров. Поэтому двойной карданный вал в этой схеме насоса называют несиловым. Поперечные изгибающие силы на поршни насоса не действуют.

На рис. 5.7 показана показана одна из последних конструкций регулируемого насоса фирмы "Гидроматик", отличающаяся от выпускаемого насоса A4V наличием на ведущем валу двойного сферического подшипника вместо роликового. Особенностью насоса является простота конструкции, малое число деталей и небольшая масса. Блок цилиндров опирается на приводной вал. Одни и те же пружины осуществляют прижим башмаков к наклонному диску и блока цилиндров к распределителю. Блок цилиндров стальной с гильзами из цветного металла. В отличие от рассмотренных конструкций, в которых наклонный диск поворачивается на цапфах в корпусе, в данной конструкции диск опирается через игольчатые подшипники, находящиеся в

специальном сепараторе, на цилиндрическую поверхность корпуса насоса. Это позволяет заметно уменьшить массу гидромашины. Поворотом диска управляет гидроусилитель. От ведущего вала приводится шестеренный насос подпитки с внутренним зацеплением шестерен.

Насосы A4V выпускают четырех типоразмеров с рабочим объемом от 40 до 125 см^3, рассчитанные на номинальное давление 35 МПа и максимальное 40 МПа.

В настоящее время наметилось новое направление создания гидромашин малой удельной массы и низкой стоимости, работающих при низком давлении. Основными геометрическими парметрами блока цилиндров аксиально-поршневой гидромашины являются диаметр D окружности расположения осей цилиндров, наружный диаметр $D_{нар}$ блока цилиндров и диаметр $d_п$ поршней (цилиндров), при этом

$$D \approx 0{,}4\, d_п\, z;$$

$$D_{нар} \approx D + 1{,}6\, d_п.$$

Особое внимание следует уделять выбору зазоров по рабочим парам поршень – цилиндр, блок цилиндров – распределительный диск и другим, а также назначению погрешностей при изготовлении геометрических форм. Параметр шероховатости рабочих поверхностей поршней и цилиндров должен быть не менее Ra = 0,40 … 0,10 мкм.

Пример. Определить основные размеры аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком и двойным несиловым карданным валом, имеющего следующие параметры: подача Q = 4 дм^3/с; номинальное давление $p_{ном}$ = 16 МПа; номинальная частота вращения n = 980 об/мин; η_V = 0,98; η = 0,94.

Теоретическая подача насоса

$Q_T = Q/\eta_V$ = 4/0,98 = 4,04 дм^3/с = 4040 см^3/с.

Рабочий объем насоса

$$q_0 = \frac{Q_T}{n} = \frac{4040 \cdot 60}{980} = 250 \text{ см}^3.$$

Принимая число поршней z = 9 и угол наклона блока цилиндров β = 30°, определяем диаметр поршня:

$$d_{П} = \sqrt[3]{\frac{4q_0}{\pi z^2 0,4 \sin\beta}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 250}{\pi 9^2 0,4 \cdot 0,5}} = 2,7 \text{ см} = 27 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности расположения осей цилиндров в блоке

$D = 0,4 d_П z = 0,4 \cdot 27 \cdot 9 = 97,3$ мм.

Принимаем $D = 98$ мм.

Наружный диаметр блока

$D_{нар} = D + 1,6\, d_П = 98 + 1,6 \cdot 27 = 142$ мм.

Полезная мощность насоса

$N_П = Q p_{ном} = 4 \cdot 16 = 64$ кВт.

Мощность, потребляемая насосом

$N = p_{ном} / \eta = 64 / 0,94 = 68$ кВт.

5.4 Радиально-поршневые насосы и гидромоторы

Радиально-поршневым насосом называют поршневой насос, у которого рабочие камеры образованы рабочими поверхностями поршней и цилиндров, а оси поршней расположены перпендикулярно к оси блока цилиндров или составляют с ней угол более 45°.

Схема *радиально-поршневого насоса однократного действия* показана на рис. 5.8. Статор *1* расположен эксцентрично относительно ротора *2* (*е* – эксцентриситет). В цилиндрах, радиально расположенных в роторе, находятся поршни *3*, которые опираются сферической головкой на опорную поверхность статора.

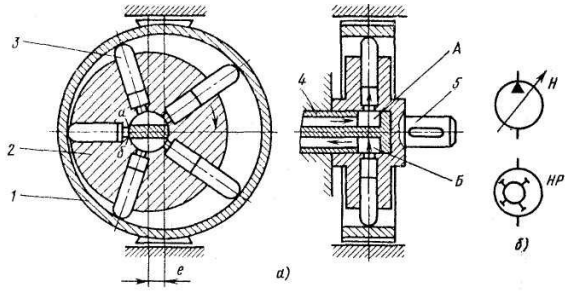


Рисунок 5.8 – Радиально-поршневой насос однократного действия: *а* – конструкция; *б* – условное обозначение

Оси цилиндров расположены в одной плоскости и пересекаются в одной точке. Распределение рабочей жидкости осуществляется неподвижным цапфенным золотниковым распределителем *4*, в котором *А* – всасывающая и *Б* – нагнетающая полости, *аб* – перемычка. Вал *5* жестко соединен с ротором *2*.

Принцип работы насоса следующий. При вращении ротора поршни совершают сложное движение – они вращаются вместе с ротором и движутся возвратно-поступательно в своих цилиндрах так, что постоянно контактируют с направляющей статора. Поршни прижимаются к статору центробежными силами, давлением жидкости (при наличии подпитки) и иногда пружинами. В рабочих камерах, расположенных выше горизонтальной осевой линии, поршни перемещаются в направлении от распределителя *4*. Рабочие камеры соединены со всасывающей полостью *А*. Так как объемы этих рабочих камер увеличиваются, рабочая жидкость заполняет их. Так происходит процесс всасывания.

Рабочие камеры, расположенные ниже горизонтальной осевой линии, соединены с полостью нагнетания *Б*. Поршни в этих камерах перемещаются в направлении к цапфенному распределителю и вытесняют рабочую жидкость из рабочих камер на выход из насоса. Так происходит процесс нагнетания.

При необходимости увеличения рабочего объема используют радиально-поршневые насосы многократного действия, в которых за один оборот вала происходит несколько рабочих циклов.

Рабочий объем радиально-поршневого насоса однократного действия

$$q_0 = S_{\text{П}}\, hzk = 2S_{\text{П}}\, ezk\,, \qquad (5.17)$$

где $S_{\text{П}}$ – площадь поршня; h – полный ход поршня; $h = 2e$; e – эксцентриситет; z – число поршней; k – число рядов поршней.

Рабочий объем радиально-поршневого насоса многократного действия

$$q_0 = S_{\text{П}}\, h_1 zkm = 2S_{\text{П}}\, ezkm\,, \qquad (5.18)$$

где h_1 – ход поршня за один цикл; m – число циклов.

Теоретическую подачу насоса вычисляют по формуле (5.6).

Так как эксцентриситет e определяет ход поршня ($h = 2e$), то изменением эксцентриситета e регулируют рабочий объем насоса. При возможности смещения статора в обе стороны от оси ротора появляется возможность реверсирования потока рабочей жидкости.

В процессе работы радиально-поршневой машины на каждый поршень действуют сила инерции и давление жидкости. Сила инерции определяется массой поршня и ускорением относительного движения его в цилиндре. Результирующую силу давления жидкости на поршень

$$F = p_H S_H = p_H \pi d_П^2 / 4 \qquad (5.19)$$

(где p_H – давление нагнетания рабочей жидкости; $d_П$ – диаметр поршня), направленную по оси поршня, можно разложить на две составляющие (рис. 5.9): тангенциальную

$$T_i = F tg\beta \qquad (5.20)$$

и радиальную

$$S_i = F / \cos\beta , \qquad (5.21)$$

где β – см. на рис. 5.9.

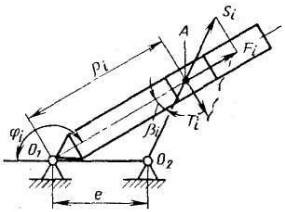


Рисунок 5.9 – Схема вращающейся кулисы

Длина поршня $l = 2\ (e + d_П)$. Минимальная глубина погружения поршня в роторе $l_1 = (1{,}5 \ldots 2{,}0)\ d_П$. Диаметр ротора $D_р = 12{,}5\ d_П$; внутренний диаметр опорной поверхности статора $D_c = D_р + 2e$; диаметр цапфенного распределителя $D_o = (4{,}5 \ldots 5{,}0)\ d_П$. Другие расчеты размеров конструкции и все прочностные расчеты радиально-поршневых гидромашин производят обычными методами, принятыми в машиностроении.

Кулачковые радиально-поршневые насосы выполняют с клапанным распределением (рис. 5.10).

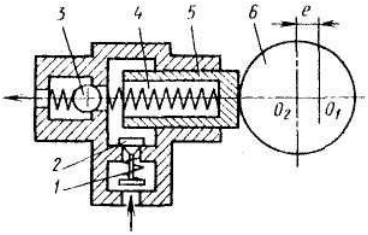


Рисунок 5.10 – Схема работы кулачкового радиально-поршневого насоса

Рабочая камера насоса заполняется жидкостью через всасывающий клапан *2* с пружиной *1*; вытеснение жидкости производится поршнем *5* через нагнетательный клапан *3*. Движение поршню *5* передается кулачком *6*, к которому поршень поджимается пружиной *4*. Ось O_1 вокруг которой вращается кулачок, смещена относительно его геометрической оси O_2 на эксцентриситет *e*. При вращении кулачка поршень совершает в цилиндре возвратно-поступательное движение. Ход поршня равен 2*e*. По такой схеме выполняются насосы серии ВНР для гидропривода механизированных крепей в горной промышленности. Максимальное давление 32 МПа, подача до 10 л/с; насосы работают на водной эмульсии.

Кулачковые радиально-поршневые насосы с клапанным распределением являются необратимыми гидромашинами, т. е. они не могут работать в режиме гидромоторов. Кроме того, подобные насосы не допускают изменения направления вращения.

Материалы основных деталей радиально-поршневых гидромашин выбирают с учетом режимов и условий эксплуатации, а также в зависимости от типа конструкции. Для повышения антифрикционных свойств распределительного диска и блока цилиндров соответственно применяют бронзу или сталь с цементацией рабочей поверхности на глубину 0,7 ... 0,9 мм и закалкой до твердости HRC 58 – 62. Поршни изготовляют из стали 20Х или ШХ15 с твердостью поверхности после термообработки HRC 58 – 62, а для стали 40Х с наибольшей воз-

можной твердостью. Копир выполняют из стали ШХ15 с твердостью HRC 56 – 62. Статор изготовляют из чугуна СЧ 12 или стали.

Требования к точности и шероховатости рабочих поверхностей идентичны тем, которые предъявляются к основным деталям объемных насосов.

Пример. Определить основные размеры рабочих элементов двухрядного радиально-поршневого насоса. Параметры насоса: подача 4,0 л/с; номинальное давление 10 МПа; частота вращения вала n = 980 об/мин; η_V = 0,98; η = 0,92.

Теоретическая подача насоса

$Q_Т = Q/\eta_V$ = 4,0/0,98 = 4,04 л/с.

Рабочий объем

$$q_0 = \frac{Q_T}{n} = \frac{4,04 \cdot 60 \cdot 10^3}{980} = 250 \text{ см}^3.$$

Принимая число поршней z = 9 в одном ряду, число рядов поршней k = 2 и число циклов m = 1, h = 0,65, находим диаметр поршня:

$$d_П = \sqrt[3]{\frac{4q_0}{\pi zhkm}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 250}{3,14 \cdot 9 \cdot 0,65 \cdot 2}} \approx 3 \text{ см}$$

Диаметр поршня принимаем равным 30 мм по ГОСТ 12447-80. Ход поршня определяем из выражения

$$h = \frac{4q_0}{\pi d_П^2 zkm} = \frac{4 \cdot 250}{3,14 \cdot 3^2 \cdot 9 \cdot 2 \cdot 1} = 1,97 \text{ см}.$$

Эксцентриситет

$e = h/2$ = 1,97 / 2 = 0,985 см = 9,85 мм.

Длина поршня $l = 2\ (e + d_П) \approx 80$ мм. Диаметр цапфенного распределителя $D_0 = 5\ d_П = 5 \cdot 30 = 150$ мм. Диаметр ротора $D_р = 12,5\ d_П = 12,5 \cdot 30 = 375$ мм. Внутренний диаметр опорной поверхности статора $D_с = 375 + 2 \times 9,85 = 395$ мм. Принимаем D_c = 400 мм.

Диаметр каналов в распределительной цапфе при скорости потока рабочей жидкости V =3 м/с и двух каналах

$$D_у = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v \cdot 2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4000}{3{,}14 \cdot 300 \cdot 2}} = 2{,}92 \text{ см}.$$

Полезная мощность насоса $N_П$ = 4,0·10 = 40 кВт.

Мощность, потребляемая насосом, N = 40 / 0,92 = 43,5 кВт.

5.5 Гидроцилиндры

Общие сведения. Гидроцилиндром называют объемный гидродвигатель с ограниченным возвратно-поступательным движением выходного звена. В зависимости от конструкции рабочей камеры гидроцилиндры разделяют на поршневые, плунжерные, телескопические, мембранные и сильфонные. Наибольшее применение в объемных гидроприводах получили поршневые цилиндры благодаря простой конструкции и высокой надежности.

Поршневым называют гидроцилиндр, в котором рабочие камеры образованы рабочими поверхностями корпуса и поршня со штоком (рис. 5.11). В цилиндрической расточке корпуса *1* (рис. 5.11, *а)* находится поршень *2*, жестко соединенный со штоком *4*. Цилиндр имеет две полости: поршневую *А* – часть рабочей камеры, ограниченную рабочими поверхностями корпуса и поршня, и штоковую *Б* – часть рабочей камеры, ограниченную рабочими поверхностями корпуса, поршня и штока. Для герметизации подвижных соединений в цилиндре установлены уплотнительные кольца *3* и *5*.

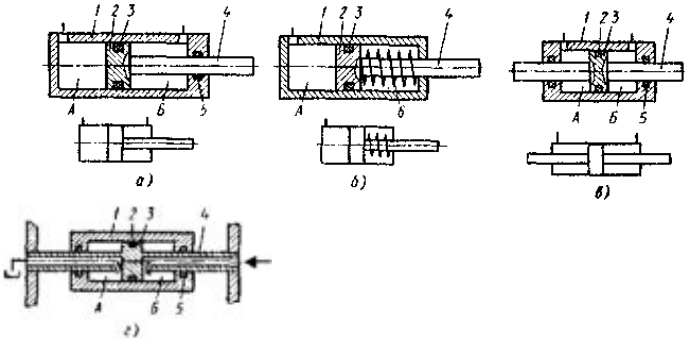


Рисунок 5.11 – Схемы поршневых гидроцилиндров:
а, в, г – двустороннего действия; *б* – одностороннего действия

Принцип работы поршневого гидроцилиндра следующий. При соединении поршневой полости *А* с напорной линией поршень *2* со штоком *4* под действием силы давления рабочей жидкости перемещается вправо. При этом одновременно происходит вытеснение рабочей жидкости из штоковой полости *Б*. При подводе рабочей жидкости под давлением в полость *Б* поршень со штоком под действием силы давления перемещается в противоположном направлении.

Поршневые цилиндры разделяют по следующим признакам: по направлению действия рабочей жидкости – на цилиндры одностороннего и двустороннего действия; по числу штоков – на цилиндры с односторонним и двусторонним штоком; по виду выходного звена – на цилиндры с подвижным штоком и подвижным корпусом.

В цилиндре одностороннего действия (рис. 5.11, б) шток расположен с одной стороны поршня. Имеется лишь одна поршневая полость *А*, и движение штока под действием давления рабочей жидкости возможно только в одном направлении. В обратном направлении поршень со штоком перемещается под действием внешних сил, например, силы пружины *6*, силы тяжести (веса) и т.д. В цилиндрах двустороннего действия (рис. 5.11, *а, в, г)* имеются две рабочие полости поршневая *А* и штоковая *Б*. Движение штока под действием давления рабочей жидкости возможно в двух направлениях, штоки расположены по обе стороны поршня. Обычно выходным звеном цилиндра является шток (рис. 5.11, *а, б* и *в*), редко – корпус (рис. 5.11, *г)*. В последнем случае шток цилиндра жестко прикрепляют к объекту, а подвод и отвод рабочей жидкости производится либо через полые штоки, либо при помощи рукавов.

Для цилиндров установлены следующие основные параметры и размеры: номинальное давление $p_{ном}$ (МПа); диаметр поршня D (мм) – главный параметр, по которому создаются типоразмеры цилиндров; диаметр штока d (мм); ход поршня L (мм) и масса m (кг) цилиндра. Ряды нормальных диаметров поршней и штоков гидроцилиндров устанавливает ГОСТ 6540-68.

Расчет основных параметров. Рабочие площади $S_п$ (м^2) поршней цилиндров определяют по формулам:

– со стороны поршневой полости для цилиндров с односторонним штоком (см. рис. 5.11, *а* и *б)*

$$S_П = \pi D^2 / 4; \quad (5.22)$$

– со стороны штоковой полости для цилиндров о односторонним (см. рис. 5.11, *а*) и двусторонним (см. рис. 5.11, *в* и *г*) штоками при условии равенства диаметров правого и левого штоков

$$S_П = \pi(D^2 - d^2) / 4. \quad (5.23)$$

Теоретическое усилие (Н) на штоке без учета сил трения и инерции

$$F = \Delta p S_П, \quad (5.24)$$

где Δp – перепад давлений в рабочих полостях, Па.

При работе цилиндра на штоке развивается сила $F_{факт}$, которая преодолевает статическую (теоретическую) нагрузку $F_{ст}$, силу трения в конструктивных элементах $F_{тр}$ и силу инерции $R_{ин}$:

$$F_{факт} = F_{ст} + F_{тр} + R_{ин}. \quad (5.25)$$

Сила трения зависит от вида уплотнения. Для цилиндра с резиновыми уплотнениями

$$F_{тр} = f\pi D b \sigma_к z, \quad (5.26)$$

где f – коэффициент трения скольжения (f = 0,1 ... 0,2); b – ширина контактного пояска уплотнения; $\sigma_к$ – контактное напряжение; z – число колец.

Сила инерции движущихся частей возникает при ускорении и замедлении движения штока. В общем случае

$$R_{ин} = ma, \quad (5.27)$$

где m – масса движущихся частей, приведенная к штоку, включая массу рабочей жидкости; a – ускорение.

При равномерном движении штока цилиндра сила инерции равна нулю.

Фактическое усилие на штоке цилиндра

$$F_{факт} = F\eta_{мех}, \quad (5.28)$$

где F – теоретическое усилие; $\eta_{мех}$ – механический КПД ($\eta_{мех}$ = 0,85 ... 0,95).

Расчетную скорость V (м/с) штока без учета утечек рабочей

жидкости определяют по формуле

$$V = Q/S_{П} = 4Q/(\pi D^2), \qquad (5.29)$$

где Q – расход рабочей жидкости, м^3/с.

В цилиндре двустороннего действия с односторонним штоком скорости движения при прямом (индекс 1) и обратном (индекс 2) ходах при постоянстве расходов различны:

$$V_1 = \frac{Q}{S_{1ï}} = \frac{4Q}{\pi D^2}; \quad V_2 = \frac{Q}{S_{2ï}} = \frac{4Q}{\pi\left(D^2 - d^2\right)}. \qquad (5.30)$$

Вполне очевидно неравенство $V_2 > V_1$.

Отношение скорости движения при обратном ходе к скорости движения при прямом ходе называют коэффициентом увеличения скорости при обратном ходе:

$$\tilde{n} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{D^2}{D^2 - d^2}.$$

Теоретическая мощность (Вт) цилиндра

$$N_{Т} = \Delta p S_{П} V, \qquad (5.31)$$

где V – скорость штока (корпуса), м/с.

Потери мощности на преодоление сил трения

$$N_{ТР} = F_{ТР} V, \qquad (5.32)$$

Номинальная мощность гидроцилиндра

$$N = N_{Т} - N_{ТР}, \qquad (5.33)$$

а КПД

$$\eta = N / N_{Т} = 1 - F_{ТР} / F. \qquad (5.34)$$

Плунжерные и телескопические цилиндры. *Плунжерным* называют цилиндр с рабочей камерой, образованной рабочими поверхностями корпуса и плунжера. Это цилиндры одностороннего действия. Плунжерный цилиндр состоит из корпуса *1* и плунжера *2* (рис. 5.12, *а)*. Принцип его работы следующий. При соединении полости *А* с напорной линией плунжер движется под действием давления. При соединении полости *А* со сливной линией гидропривода плунжер под действием внешних сил возвращается в исходное положение.

Скорость перемещения плунжера

$$V = 4Q/(\pi D^2), \qquad (5.35)$$

где Q – расход жидкости, м^3/с; D – диаметр плунжера, м.

Усилие на плунжере без учета сил трения и инерции

$$F = pS_{П} = p\pi D^2 / 4. \qquad (5.36)$$

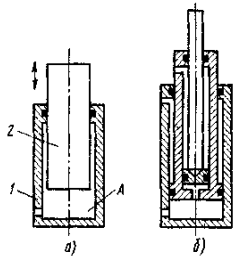


Рисунок 5.12 – Схемы гидроцилиндров:
а – плунжерного; *б* – телескопического

Плунжерные цилиндры отличаются простотой конструкции. Недостатком их являются малый ход и неустойчивость плунжера вследствии наличия только одной опоры плунжера в цилиндре.

Телескопическим называют цилиндр с рабочей камерой, образованной рабочими поверхностями корпуса и нескольких концентрично расположенных поршней, перемещающихся друг относительно друга. Сумма ходов поршней должна быть больше длины корпуса (рис. 5.12, *б*). Последовательность выдвижения поршней может быть от большего к меньшему.

К гидроцилиндрам предъявляют следующие требования:

– поршни и плунжеры под статическим усилием должны плавно (равномерно) перемещаться по всей длине хода;

– не допускаются боковые нагрузки на штоках; эти нагрузки могут привести к быстрому изнашиванию уплотнений, поршней и рабочей поверхности цилиндра;

– наружные утечки рабочей жидкости через неподвижные уплотнения не допускаются; на подвижных поверхностях допускается наличие масляной пленки без каплеобразования;

– внутренние перетечки жидкости из одной полости цилиндра в другую должны быть минимальными и не должны превышать норму,

установленную в технических условиях;

– рабочие поверхности деталей цилиндра должны быть износостойкими, коррозионно-стойкими или иметь защитные покрытия;

– для предотвращения попадания грязи и пыли в полости цилиндров необходимо применять грязесъемники.

Корпуса (гильзы) цилиндров изготовляют обычно из стальных бесшовных горячекатаных труб по ГОСТ 8732-78*, сталей 35 и 45 или легированных сталей 30ХГСА и 12Х18Н9Т, алюминиевого сплава Д16Т. Внутренние поверхности корпусов обрабатывают по полю допусков Н8. Параметр шероховатости поверхности Ra = 0,10 мкм получается хонингованием или раскаткой шариками или роликами. Штоки цилиндров изготовляют из стали 40Х или 30ХГСА. Наружную поверхность штока обрабатывают по полю допуска *е*8. Параметр шероховатости поверхностей штока Ra = 0,05 мкм. Поршни цилиндров изготовляют из сталей 35 и 45. Наружную поверхность поршня обрабатывают по полю допуска *е*8. Параметр шероховатости поверхности поршня Ra = 0,80 ... 0,40 мкм.

Пример. Определить основные рабочие параметры поршневого гидроцилиндра с односторонним штоком при статической нагрузке $F_{СТ}$ = 90 000 Н, максимальных скоростях прямого и обратного ходов соответственно V_1 = 0,2 м/с и V_2 = 0,5 м/с, времени разгона при прямом ходе t = 0,2 с, максимальном давлении в напорной линии p_{max} = 16 МПа, общем КПД цилиндра η = 0,97. Рабочая жидкость – минеральное масло.

Сила инерции во время разгона

$$F_{èí} = \frac{F_{ñò}}{gt}\left(V_1 - 0\right) = \frac{90000 \cdot 0,2}{9,81 \cdot 0,2} = 9180 \text{ Н}.$$

Фактическое усилие

$F_{факт} = F_{ст} + F_{ин}$ = 90000 + 9180 = 99180 Н.

Расчетное усилие

$F = F_{факт} / \eta$ =99180 / 0,97 = 102000 Н.

Диаметр поршня

$$D = \sqrt{\frac{F}{p_{\max}\pi/4}} = \sqrt{\frac{102000\cdot 4}{16\cdot 10^6\cdot\pi}} = 9\,\text{см}.$$

Диаметр штока

$$d = D\sqrt{1-\mathrm{V}_1/\mathrm{V}_2} = 9\sqrt{1-0{,}2/0{,}5} = 7\ \text{см}.$$

Толщину стенки цилиндра из стали определим по формуле Ляме

$$\delta_{\text{ñò}} \geq \frac{D}{2}\left(\sqrt{\frac{[\sigma]+p}{[\sigma]-p}}-1\right) = \frac{9}{2}\left(\sqrt{\frac{200+16\cdot 1{,}2}{200-16\cdot 1{,}2}}-1\right) = 0{,}5\ \text{см},$$

где [σ] – допустимое напряжение растяжения материала цилиндра, Па; [σ] = 200 Па.

Толщина плоского дна цилиндра

$$\delta_{\text{äí}} \geq 0{,}4D\sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} = 0{,}4\cdot 9\sqrt{\frac{16\cdot 1{,}2}{200}} = 1{,}11\ \text{см},$$

где p= 1,2 $p_{\max}$ – расчетное давление, Па.

Необходимый расход жидкости

$$Q = S_{\text{Ï}}\ \mathrm{V}_1 = \frac{\pi D^2}{4}0{,}2\cdot 100 = 1275\ \text{см}^3/\text{с} = 1{,}275\ \text{дм}^3/\text{с}.$$

Мощность гидроцилиндра при статической нагрузке

$N = F_{\text{ст}}\mathrm{V}_1 = 90000\cdot 0{,}2\cdot 10^{-3} = 18$ кВт.

5.6 Поворотные гидродвигатели

Поворотным называют объемный гидродвигатель с ограниченным углом поворота выходного звена (вала). Применение в гидроприводах поворотных гидродвигателей упрощает кинематику передающих звеньев машин и механизмов по сравнению с гидроприводами, в которых для этих же целей применяют гидроцилиндры. Это объясняется тем, что вал поворотного гидродвигателя может быть непосредственно соединен с валом приводной машины без каких-либо промежуточных кинематических звеньев, понижающих точность отработки углов поворота машины. Условные графические обозначения поворотных гидродвигателей в схемах – по ГОСТ 2.782-68*.

Основными параметрами поворотных гидродвигателей являют-

ся: номинальные давление $p_{ном}$, расход $Q_{ном}$, вращающий момент M, угол поворота φ и угловая скорость ω вала гидродвигателя, а также масса m гидродвигателя. Угол поворота вала не превышает 360°. Поворотные гидродвигатели по конструкции рабочих камер разделяют на пластинчатые и поршневые.

Пластинчатые поворотные гидродвигатели по числу пластин разделяют на одно-, двух- и трехпластинчатые. На рис. 5.13, *а* показана схема однопластинчатого поворотного гидродвигателя, состоящего из корпуса *1*, вала *5*, пластины *2*, жестко соединенной с валом, и боковых крышек *3* и *4*. Гидродвигатель имеет две рабочие камеры *А* и *Б*, образованные рабочими поверхностями корпуса, пластины и боковых крышек. Принцип работы гидродвигателя следующий. При подводе рабочей жидкости под давлением в камеру *А* пластина *2* с валом *5* поворачивается по часовой стрелке под действием создаваемого вращающего момента *М*. Одновременно с поворотом пластина вытесняет рабочую жидкость из камеры *Б* в сливную линию. Если изменить направление потока рабочей жидкости и подводить ее под давлением в камеру *Б*, то вал гидродвигателя будет поворачиваться против часовой стрелки.

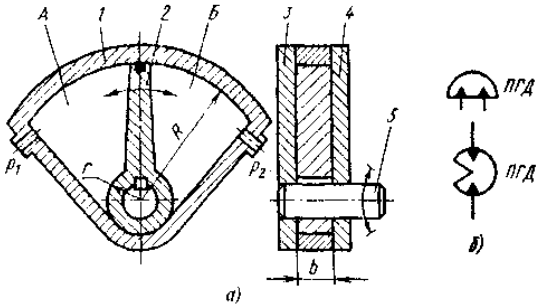


Рисунок 5.13 – Однопластинчатый поворотный гидродвигатель:
а – схема; *б* – условные обозначения

Вращающий момент (Н·м) на валу гидродвигателя

$$M = \Delta pSlz = \Delta p\frac{b}{2}\left(R^2 - r^2\right)z \qquad (5.37)$$

где Δp – перепад давлений, Па; $S = (R - r)b$ – рабочая площадь пластины, м^2; R и r – большой и малый радиусы; м; b – ширина пластины, м; $l = (R + r) / 2$ – плечо (расстояние от оси вращения вала до точки приложения силы давления, м; z – число пластин.

Угловая скорость (рад/с) вала гидродвигателя

$$\omega = \frac{2Q}{B\left(R^2 - r^2\right) z}, \qquad (5.38)$$

где Q – расход жидкости, м^3/с.

Применение пластинчатых поворотных гидродвигателей (ПГД) ограничивается в ГП высокого давления сложностью обеспечения герметизации рабочих камер.

5.7 Пластинчатые насосы и гидромоторы

Пластинчатым называется роторный насос с рабочими звеньями-замыкателями в виде пластин.

На рис. 5.14, *а* показана схема *пластинчатого насоса однократного действия*. Насос состоит из статора *1*, ротора *2*, в пазах которого помещены пластины *3*. Статор расположен эксцентрично ротору (e – эксцентриситет). На боковых крышках корпуса имеются два окна: всасывающее *А* и нагнетающее *Б*. Расположенные окна всасывания *А1* и *А2*, а вытеснение через окна *Б1* и *Б2*. Для обеспечения поджима пластин *3* к статору *1* по кольцевой проточке *В* подается жидкость из напорной полости.

Рабочий объем пластинчатого насоса двухкратного действия

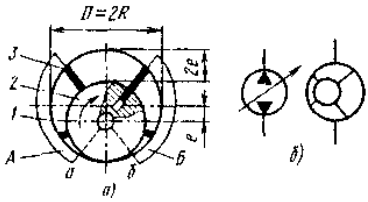
$$q_0 = 2\pi b\left(R^2 - r^2\right), \qquad (5.39)$$

где b – ширина пластины; R – большая полуось статора; z – радиус ротора.

При определении рабочего объема насоса не учтен объем, занимаемый выдвигающимися частями пластин. Как следует из формулы (5.39), пластинчатые насосы двукратного действия являются нерегулируемыми. Теоретическую подачу насоса определяют по формуле

$$Q_Т = 10^{-3} q_0 n, \qquad (5.40)$$

где q_0 – номинальный рабочий объем, см^3; n – число оборотов, об/мин.



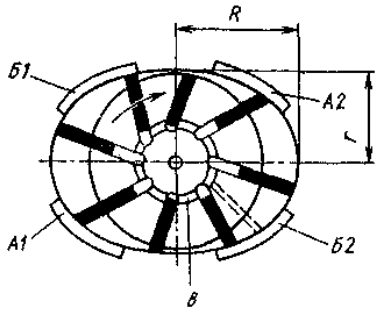


Рисунок 5.14 - Пластинчатый насос однократного действия: *а* - схема; *б* - условное обозначение

Рисунок 5.15 - Схема пластинчатого насоса двукратного действия

Рабочие камеры образуются рабочими поверхностями статора, ротора, двух смежных пластин и боковых крышек.

Принцип работы насоса следующий. Во время работы насоса пластины постоянно прижимаются к статору как пружинами, так и под действием центробежных сил. Из-за наличия эксцентриситета они совершают сложное движение: вращаются вместе с ротором и совершают возвратно-поступательное движение в пазах. При вращении ротора, например, по часовой стрелке, рабочие камеры, расположенные слева от вертикальной осевой линии, сообщаются со всасывающим окном *А*. Их объемы увеличиваются, возникает вакуум, и рабочая жидкость под действием перепада давлений поступает из бака и заполняет рабочие камеры. Так происходит процесс всасывания. В зоне перемычек между окнами объемы рабочих камер не изменяются. Рабочие камеры насоса, расположенные справа от вертикальной осевой линии, сообщаются с нагнетающим окном *Б*. Их объемы уменьшаются, и находящаяся в них рабочая жидкость вытесняется через окно *Б* на выход из насоса и далее в напорную линию. Так происходит процесс нагнетания.

Рабочий объем пластинчатого насоса однократного действия

$$q_0 = 2e(2\pi R - zs)\, b, \qquad (5.41)$$

где e – эксцентриситет; R – радиус ротора; z – число пластин; s – толщина пластины; b – ширина пластины.

Рабочий объем насоса регулируют, изменяя эксцентриситет.

Путем смещения статора можно получать различные значения эксцентриситета по обе стороны от ротора, что позволяет осуществлять реверс подачи насоса.

Теоретическую подачу насоса определяют по формуле (5.40).

Для разгрузки опор ротора от радиальных сил, возникающих от действия давления, применяют пластинчатые насосы двукратного действия (рис. 5.15).

Схема работы *пластинчатого гидромотора* показана на рис. 5.16. Вращающий момент на валу гидромотора создается в процессе нагнетания (при подводе рабочей жидкости под давлением в рабочую камеру) в результате разности давлений, действующих на две смежные пластины:

$$M_i = p(S_1 l_1 - S_2 l_2),$$

где p – давление рабочей жидкости; S_1 и S_2 – рабочие площади пластин; l_1 и l_2 – плечи действия равнодействующей сил давления.

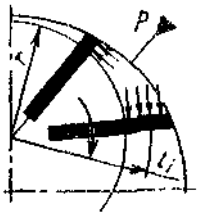


Рисунок 5.16 – Схема работы пластинчатого гидромотора

Полный вращающий момент, равный сумме составляющих моментов рабочих камер, соединенных с окном нагнетания, определяют по формуле:

$$M = \sum M_i \qquad (5.42)$$

Одновременно при вращении ротора из рабочих камер, соединенных с другим окном, жидкость вытесняется.

Самый нагруженный элемент пластинчатой гидромашины – пластина. Усилие прижатия пластины к статору без учета сил трения

$$F_{пл} = F + F_{j1} + F_{j2}, \qquad (5.43)$$

где $F = pbs$ – равнодействующая сила давления жидкости, действую-

щей на торец пластины шириной b и толщиной s; $F_{j1} = m\varphi\omega^2$ – сила от центростремительного ускорения пластины массой m с центром масс на радиусе p; $F_{j2} = me\omega^2$ – сила от ускорения пластины при движении по профилю статора.

Контактное напряжение, возникающее при прижатии пластины к статору,

$$\sigma = F_{пл} / (bs). \qquad (5.44)$$

Пластины изготовляют из быстрорежущих инструментальных сталей типа Р18. Размеры пластины имеют допуски по g6 или f7; шероховатость поверхности Ra = 0,20 мкм.

Чтобы уменьшить трение и защемление в пазах, пластины располагают не по радиусу, а с отклонением на угол 7 ... 15° в сторону вращения ротора.

Статоры пластинчатых насосов изготовляют из легированных сталей; они являются прецизионными деталями, так как имеют очень точную профилированную внутреннюю поверхность. Параметр шероховатости поверхности профили Ra = 0,1 мкм.

Роторы изготовляют из стали 20Х. Параметр шероховатости поверхностен боковых торцов Ra = 0,025 мкм, пазов Ra = 0,20 мкм. Пазы в роторе обрабатываются по посадке Н7.

6 ГИДРОАППАРАТЫ

Гидроаппарты в гидроприводах и объемных гидропередачах предназначены для управления потоком рабочей жидкости. При помощи гидроаппаратов осуществляют пуск и перекрытие потока рабочей жидкости, изменяют направление движения потока жидкости, давление и расход.

Классификация гидроаппаратов. Гидроаппараты, применяемые в гидроприводах, разделяют по следующим признакам (ГОСТ 17752-81): по принципу действия – на клапаны и гидроаппараты неклапанного действия; по способу внешнего воздействия на запорные и запорно-регулирующие элементы – на регулируемые и настраиваемые; по конструкции запорных и запорно-регулирующих элементов – на золотниковые, крановые и клапанные; по характеру открытия рабочего про-

ходного сечения – на направляющие и регулирующие.

Для конструкции любого гидроаппарата характерно наличие запорного или запорно-регулирующего элемента (рис. 6.1) – подвижной детали (клапана, золотника, крана), при перемещении которой частично или полностью перекрывается рабочее проходное сечение. В клапане (рис. 6.1, *а*) рабочее проходное сечение создается между кромками седла *2* и клапана *1* при его осевом перемещении; в золотниковом гидроаппарате (рис. 6.1, *б)* – между острыми кромками цилиндрической расточки корпуса *4* и цилиндрического пояска золотника *3* при его осевом перемещении; в крановом гидроаппарате (рис. 6.1, *в*) – между острыми кромками каналов корпуса *6* и крана *5* при его повороте.

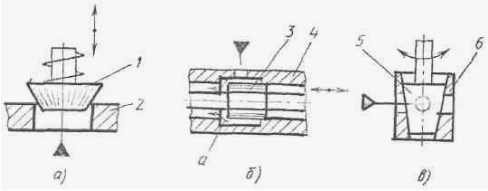


Рисунок 6.1 – Запорные и запорно-регулирующие элементы гидроаппаратов: *а* – клапан; *б* – золотник; *в* – кран

В *регулируемых гидроаппаратах* размеры рабочего проходного сечения или силовое воздействие на запорно-регулирующий элемент можно изменить извне в процессе работы аппарата для получения заданного давления или расхода рабочей жидкости.

В *настраиваемых гидроаппаратах* размеры рабочего проходного сечения или силовое воздействие на запорно-регулирующий элемент можно изменить извне только в нерабочем состояний аппарата для получения заданного давления или расхода рабочей жидкости.

Направляющие гидроаппараты применяют для управления пуском, остановкой и направлением потока рабочей жидкости путем полного открытия или полного закрытия рабочего проходного сечения, т.е. работают по принципу «открыто-закрыто». При этом при перемещении запорных элементов (клапана, золотника, крана) не создаются дросселирующие щели, в результате чего давление или расход рабочей жидкости, проходящей через полностью открытые рабочие окна, не

изменяются (без учета местных потерь). К направляющим гидроаппаратам относятся обратные клапаны, направляющие распределители, гидрозамки и т.д.

Регулирующие гидроаппараты используют для управления давлением, расходом и направлением потока рабочей жидкости путем частичного открытия рабочего проходного сечения (рабочего окна). В таких гидроаппаратах запорно-регулирующие элементы при работе могут занимать много промежуточных положений, образуя дросселирующие щели. Чем больше воздействие на запорно-регулирующий элемент, тем больше рабочее проходное сечение (щель).

К регулирующим гидроаппаратам относятся клапаны давления (напорные, редукционные и др.), гидроаппараты управления расходом (дроссели, регуляторы расхода и т.д.), дросселирующие распределители и т. д.

Основные параметры. Главным параметром гидроаппаратов является условный проход $D_у$ по ГОСТ 16516-80. Типоразмерные ряды всех гидроаппаратов строятся по их условным проходам. К основным параметрам гидроаппаратов относятся номинальное давление, номинальный расход рабочей жидкости, масса аппарата (без рабочей жидкости) и др.

Под *номинальным давлением* $p_{ном}$ понимают наибольшее избыточное давление рабочей жидкости, поступающей на вход аппарата при котором он должен работать в течение установленного ресурса (срока службы) с сохранением параметров в пределах установленных норм. Ряды номинальных давлений для гидроприводов устанавливает ГОСТ 12445-80.

Под *номинальным расходом* жидкости $Q_{НОМ}$ гидроаппарата понимают расход жидкости с определенной вязкостью. Ряды номинальных расходов жидкости для гидроприводов устанавливает ГОСТ 13825-80.

6.1 Распределительные и регулирующие устройства

Рабочую жидкость, подаваемую насосом или насосной станцией, необходимо подвести к гидромотору, силовому гидроцилиндру в той или иной последовательности. Одновременно от этих механизмов необходимо отвести рабочую жидкость. Это осуществляется с помощью *распределителей.*

Гидравлическим направляющим распределителем называется направляющий гидроаппарат, предназначенный для пуска, остановки и изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего направляющего воздействия.

Основными конструктивными элементами направляющего распределителя являются корпус и запорный элемент. Распределители разделяют по конструкции запорного элемента на золотниковые, крановые и клапанные; по числу внешних гидролиний на двухлинейные, трехлинейные, четырехлинейные и т.д.; по числу фиксированных или характерных позиций запорного элемента на двухпозиционные, трехпозиционные и т.д.; по виду управления на распределители с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим и другими видами управления; по числу запорных элементов – на одноступенчатые, двухступенчатые и т.д.

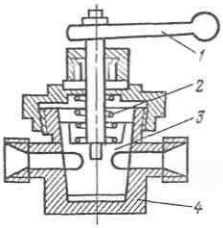


Рисунок 6.2 - Крановый распределитель с конической пробкой

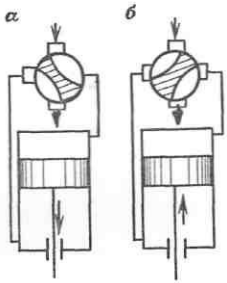
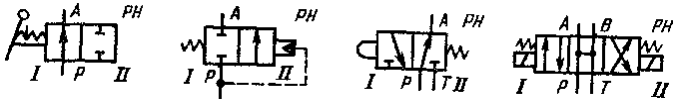


Рисунок 6.3 - Схема подключения кранового распределителя к силовому гидроцилиндру

В условном обозначении распределителя указывают следующие элементы: позиции запорного элемента; внешние линии связи, подводимые к распределителю; проходы (каналы) и элементы управления (ГОСТ 2.871-68*). Число позиций изображают соответствующим числом квадратов (прямоугольников). Проходы изображают прямыми линиями со стрелками, показывающими направление потоков рабочей жидкости в каждой позиции



а) б) в) г)

Рисунок 6.4 – Условные графические обозначения направляющих распределителей РН:

а – 2/2 с ручным управлением; *б* – 2/2 с гидравлическим управлением; *в* – 3/2 с управлением от кулачка; *г* – 4/3 с управлением от электромагнитов

Кроме графических обозначений распределителей, установлены также цифровые обозначения в виде дроби: в числителе указывают число внешних линий распределителя, в знаменателе – число рабочих (характерных) позиций. Например, четырехлинейный трехпозиционный распределитель обозначают дробью 4/3.

На рис. 6.4 показаны условные графические обозначения направляющих распределителей.

Запорные элементы (золотник, кран, клапан) в направляющих распределителях всегда занимают крайние позиции по принципу «открыто-закрыто». Поэтому направляющие распределители не изменяют значения давления или расхода рабочей жидкости, проходящей через его рабочие окна.

Крановые распределители (рис. 6.2) являются наиболее простыми. Основные элементы конструкции – корпус *4* с отверстиями для прохода жидкости и кран *3* пробкового типа с рукояткой *1*. Пробка может быть цилиндрической или конической формы. В последнем случае для прижатия пробки к гнезду корпуса ставят пружину *2*. У кранов с цилиндрической пробкой более точная обработка сопрягае-

мых деталей. При повороте пробки осуществляется изменение направления движения жидкости в системе, что в свою очередь вызывает изменение направления перемещения рабочего органа механизма. Так, например, при одном положении рукоятки пробка обеспечивает вход жидкости под давлением в поршневую полость (рис. 6.3, *а*), а поршень, *перемещаясь*, *выдавливает* жидкость через корпус распределителя из штоковой полости в сточный бак. При повороте рукоятки по часовой стрелке на 90° жидкость под давлением через корпус распределителя подводится к штоковой полости (рис. 6.3, *б*) и поршень, перемещаясь в противоположном направлении, выдавливает жидкость через корпус распределителя из поршневой полости в сточный бак.

Золотниковые распределители получили наибольшее распространение ввиду их компактности и высокой надежности. Основными элементами этих распределителей являются золотник с поясками и цилиндр (гильза) с окнами. При этом трехходовой золотник (рис. 6.5) применяется главным образом в схемах с гидроцилиндрами одностороннего действия, где обратный ход поршня осуществляется под действием пружины или силы тяжести приводимых механизмов; четырехходовые золотники предназначаются для управления гидроцилиндрами двустороннего действия или реверсивными гидромоторами.

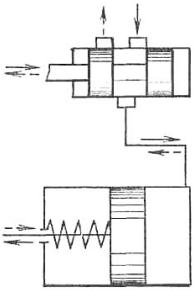


Рисунок 6.5 – Золотниковый распределитель

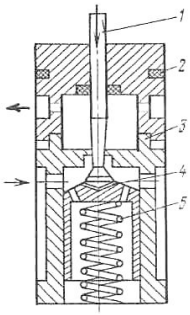


Рисунок 6.6 – Клапанный распределитель

Основными элементами клапанных распределителей (рис 6.6) являются клапан *4* с центрирующим плунжером, прижимаемым к седлу *3* пружиной *5*, и толкатель *1*, воздействующий на клапан для его

открытия. В клапане имеются отверстия для его уравновешивания с подводимым давлением. С целью герметизации рабочей камеры от окружающей среды в проточке корпуса для толкателя установлено манжетное уплотнение *2*. Для надежности перекрытия применяют только конические или шаровые клапаны.

В качестве распределителей в гидросистемах, работающих на эмульсии, в настоящее время применяют распределители с плоскими золотниками, имеющими меньшие зазоры сопрягаемых рабочих поверхностей и уменьшающихся по мере эксплуатации в результате притирки.

Дроссельные устройства в гидросистемах применяют для ограничения поступления рабочей жидкости к тому или иному агрегату и тем самым изменяют расход жидкости, а значит, и скорость движения агрегата.

Дроссельное регулирование является наиболее простым и дешевым способом изменения скорости перемещения рабочих органов при небольших мощностях или малых расходах жидкости.

Принципиально дроссельное устройство представляет собой постоянное или регулируемое сопротивление, установленное в соответствующей гидромагистрали. При этом схемы дросселей могут выполняться с использованием в них потерь напора по длине (линейных), местных потерь напора или тех и других вместе.

Расход (м^3/с) жидкости через дроссель

$$Q_{\text{äð}} = \mu S_{\text{äð}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta ð} \,, \qquad (6.1)$$

где μ – коэффициент расхода (μ = 0,6 ... 0,7); $S_{\text{др}}$ – площадь рабочего проходного сечения, м^2; ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м^3; Δp – перепад давлений жидкости, МПа.

Из формулы (6.1) видно, что расход жидкости через дроссель при прочих равных условиях зависит не только от площади рабочего проходного сечения, но и от перепада давлений. Чем меньше перепад давлений Δp, тем меньше расход $Q_{\text{др}}$, и наоборот. Так как перепад давлений зависит от нагрузки, приложенной к выходному звену гидродвигателя, то при переменной нагрузке нельзя получить с помощью

одного только дросселя постоянный расход и, следовательно, стабильную скорость выходного звена гидродвигателя. Поэтому в гидроприводах с дроссельным управлением применяют регуляторы расхода.

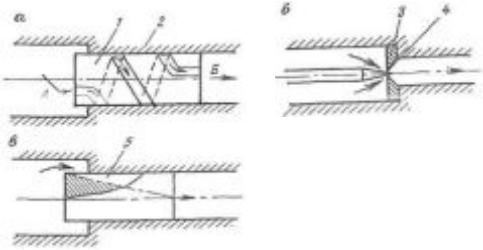


Рисунок 6.7 – Принципиальные схемы дросселей

Дроссельное устройство, работающее по принципу потерь напора по длине (рис. 6.7, *а*), состоит из пробки *1*; установленной в гильзе *2*. На цилиндрической поверхности пробки нарезана винтовая канавка, по которой рабочая жидкость из полости *А* перетекает в полость *Б*. Перемещением пробки изменяется рабочая длина дроссельного канала, в результате чего происходит изменение потерь давления. Чем длиннее путь, проходимый рабочей жидкостью по канавке (чем длиннее канавка), тем больше потери давления, и, наоборот, – короткая канавка оказывает малое сопротивление движению жидкости.

Дроссельное устройство действующее по принципу использования местных потерь давления (рис. 6.7), состоит из диафрагмы *3* с иглой *4*. Перемещением иглы изменяется размер в результате чего меняется проходного отверстия в диафрагме, в результате чего меняется величина местного сопротивления и, соответственно количество протекающей через дроссель рабочей жидкости. Если в пробке сделать клиновидное отверстие *5* (рис. 6.7, в), то с помощью перемещения пробки в ту или другую сторону одновременно изменяются величина дроссельного отверстия и длина дроссельного канала. В результате происходит одновременное изменение потерь давления по длине и местных потерь давления.

Для целей регулирования также используются дроссели с регулятором, редукционные клапаны с регулятором и гидравлические замки.

6.2 Гидравлические клапаны

Клапаном называется гидроаппарат, в котором размеры рабочего проходного сечения (рабочего окна) изменяются от воздействия потока рабочей жидкости, проходящего через гидроаппарат. Клапан является гидроаппаратом, не требующим во время работы какого-либо внешнего воздействия на запорно-регулирующий элемент.

Они являются весьма ответственными элементами, от нормальной работы которых зависит эффективность использования гидросистем машин и средств крепления. В гидроприводе применяют предохранительные, переливные (подпорные), редукционные, обратные клапаны и гидрозамки. В зависимости от конструкции запорного органа клапаны подразделяются на шариковые, конические, тарельчатые, плунжерные и золотниковые.

Предохранительные клапаны служат для предохранения гидропривода от давления рабочей жидкости, превышающего установленное. Это клапаны эпизодического действия, т.е. при нормальных нагрузках гидроприводов они закрыты и открываются лишь при давлении рабочей жидкости в гидросистеме, превышающем установленное. Основные технические требования к предохранительным клапанам: высокая герметичность сопряжения седло-клапан и стабильность давления настройки клапана (±5 %).

На рис. 6.8 показана конструкция предохранительного клапана прямого действия, который состоит из корпуса *1*, конического клапана *2* (запорно-регулирующего элемента), цилиндрической пружины *3* и пробки *4*. В корпусе клапана имеются два отверстия: для подвода и отвода рабочей жидкости.

Принцип работы клапана основан на уравновешивании силой F_0 пружины, силы давления $F_д$ на запорно-регулирующий элемент, определяемой по формуле (без учета сил трения и инерции)

$$F_д = \delta \pi D_y^2 / 4 ,$$

где p – давление в напорной линии; D_y – условный проход.

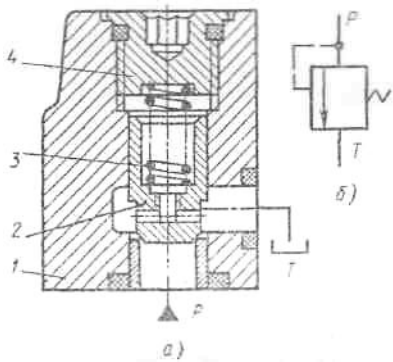


Рисунок 6.8 – Конический предохранительный клапан прямого действия: *а* – конструкция; *б* – условное обозначение

Давление p_0, при котором клапан начинает открываться, преодолевая силу пружины, называют давлением открытия. При достижении предельного (настроечного) давления жидкости пружина сожмется, запорный орган поднимется над седлом и через образовавшееся отверстие будет сбрасываться (сливаться) часть жидкости из гидравлической системы. По мере слива давление уменьшается и при достижении нормального (установленного) клапан приходит в исходное состояние, т.е. закрывается.

Предохранительные клапаны подключают к напорным магистралям гидросистем как можно ближе к защищаемой гидромашине. Они должны удовлетворять следующим требованиям: безотказности в работе независимо от продолжительности пауз и времени действия разгрузки, минимальными отклонениями давления срабатывания (наименьшему запаздыванию), постоянству давления слива независимо от расхода, возможности простой и быстрой замены без больших демонтажных работ.

Шариковые предохранительные клапаны ввиду их простоты получили наибольшее распространение. Для повышения надежности и времени их работы шарики делают ориентированными, а клапаны снабжаются сменными седлами.

Существенными недостатками шариковых, конических и та-

рельчатых клапанов являются: сравнительно быстрое нарушение герметичности, так как запорным органом разбиваются седла клапанов, возникающие в гидравлической системе колебания которые неблагоприятно сказываются как на самом клапане, так и на всех элементах системы; причем колебания тем значительнее, чем больше жесткость пружины, т.е. чем выше давление жидкости.

У плунжерных и золотниковых клапанов колебательные явления почти не возникают, так как уменьшение давления жидкости в щели при открывании клапана почти не вызывает изменения сил на запорном органе.

Переливные (сервоклапаны) клапаны предназначаются для поддержания заданного давления в месте их подключения за счет непрерывного слива рабочей жидкости. По конструкции они аналогичны предохранительным, а в принципе отличаются только постоянством действия. В качестве переливных клапанов обычно используют предохранительные с плунжером или золотниковым запорным органом и пружинами меньшей жесткости.

Переливной клапан, установленный в сливном трубопроводе, обеспечивая подпор рабочей жидкости, предотвращает или существенно уменьшает удары и толчки в гидросистеме и неравномерное движение частей гидрооборудования.

К переливным клапанам предъявляются следующие требования:

- скорость жидкости, протекающей через клапан, должна быть сравнительно небольшой (5 – 8 м/с);

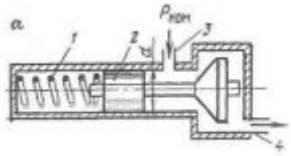
- пропускная способность клапана должна быть значительной (близкой или равной подаче насоса);

- запорный орган не должен подвергаться колебаниям.

Редукционные клапаны предназначены для поддержания заданного, более низкого давления рабочей жидкости в отводимом от него потоке по сравнению с давлением в подводимом к нему потоке. Редукционный клапан, как и переливной, при работе нормально открыт и отличается от него тем, что поддерживает постоянное давление жидкости после себя по потоку, тогда как переливной – до себя.

Редукционные клапаны представляют собой автоматически дей-

ствующие дроссели, сопротивление которых в каждый отдельный момент равно разности между переменным давлением на входе в клапан



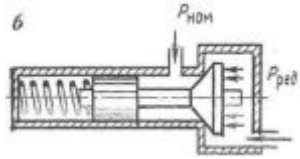


Рисунок 6.9 – Конструктивная схема редукционного клапана

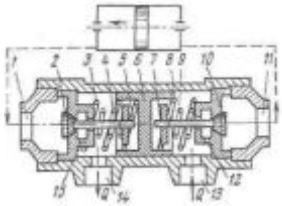


Рисунок 6.10 – Гидравлический замок

В машиностроении редукционные клапаны чаще всего применяют для понижения давления при питании от одного насоса нескольких потребителей с разными давлениями. Существует большое число разных конструкций редукционных клапанов.

Устройство и принцип работы редукционного клапана рассмотрим по упрощенному конструктивному рисунку (рис. 6.9). Золотник *2* с конусной головкой усилием пружины *1* постоянно отжимается вправо и открывает проход жидкости из напорной гидролинии *3* в гидролинию *4* редуцированного давления (рис. 6.9, *а).* Когда редуцированное давление $P_{ред}$ превысит усилие пружины, золотник переместится влево и частично или полностью перекроет доступ жидкости в гидролинию (рис. 6.9, *б).* Так как диаметр конуса золотника в месте контакта с седлом равен диаметру цилиндрического поршня, гидроклапан статически уравновешен от номинального давления $P_{ном}$, существующего в напорной гидролинии.

Обратным клапаном называют направляющий гидроаппарат, предназначенный для свободного пропускания рабочей жидкости в одном направлении и для перекрытия движения жидкости в обратном направлении. Применяют обратные клапаны с шариковыми и коническими запорными элементами.

Обратные клапаны предназначены для пропуска рабочей жидкости только в одном направлении. В качестве обратных обычно применяют клапаны с шариковыми или коническими запорными органами. Особенностью обратных клапанов является малое усилие сжатия пружины, прижимающей запорный орган к седлу. Поэтому иногда для уменьшения потерь давления в клапане пружину не устанавливают. Закрытие клапана в этом случае происходит под действием давления жидкости и силы тяжести запорного органа, для чего клапан желательно располагать вертикально.

В качестве обратных клапанов иногда также используются тарельчатые и пластинчатые клапаны. Они более долговечны, но менее герметичны.

Обратный клапан, установленный на всасывающей линии, называет всасывающим, а на напорной – нагнетательным.

Обратные клапаны могут быть нерегулируемыми и регулируемыми. Нерегулируемыми клапанами называют такие, в которых жидкость проходит в одном направлении и не изменяется усилие прижима клапана к седлу, в регулируемых клапанах имеются детали, с помощью которых регулируется усилие затяжки пружины.

Гидравлические замки. Для запирания полостей гидромоторов, силовых гидроцилиндров и т. п., стопорения их в определенном положении в гидросистемах устанавливают управляемые обратные клапаны, получившие название *гидрозамков.*

Гидравлический замок (рис. 6.10) состоит из двух обратных клапанов, размещенных в общем корпусе. Запорные органы (клапаны) *2* и *10* прижимаются к своим седлам пружинами *4* и *9*. Между обратными клапанами помещен «плавающий» поршень *6*, удерживаемый в равновесии пружинами *3* и *8*.

При соединении канала *13* с напорной магистралью открывается клапан *10* и через отверстия *11* и *12* жидкость проходит в силовой гидроцилиндр. Одновременно поршень под действием давления жидкости смещается влево и открывает клапан *2*, действуя на его хвостовик *5*. При этом жидкость по каналам *1*, *14* и *15* из нерабочей полости цилиндра идет на слив. При подаче жидкости высокого давления в канал *14*

поршень будет воздействовать на хвостовик *7* и процесс будет протекать в обратном направлении. Если разность давлений у каналов *13* и *14* отсутствует после прекращения подачи рабочей жидкости, то оба обратных клапана закрываются и надежно запирают обе полости силового цилиндра, прекращая перемещение его поршня.

Контрольные вопросы

1. Что понимается под номинальным расходом жидкости гидроаппарата?

2. Приведите примеры применения обратных клапанов в гидроприводах.

3. Чем отличается принцип работы клапана от принципа работы клапанного распределителя?

4. Перечислите режимы работы одностороннего гидрозамка применительно к гидроцилиндру.

5. Какой клапан называется клапаном непрямого действия?

6. Назовите две разновидности напорных клапанов в зависимости от их назначения.

7. С какой целью в гидроприводах применяются регуляторы расхода вместо дросселей?

8. Чем отличается принцип работы дросселирующего распределителя от принципа работы направляющего распределителя?

9. Охарактеризуйте конструкции запорных органов различных клапанов.

10. Назначение, устройство и принцип работы гидравлических замков.

Пример. Определить основные размеры конического предохранительного клапана прямого действия со следующими параметрами; давление открытия клапана Δp_0 = 16 МПа, увеличение давления Δp_Q = 0,5 МПа при пропускании жидкости в количества Q = 2 дм^3/с. Рабочая жидкость – минеральное масло; ρ = 900 кг/м^3.

Условный проход подводящего канала при скорости жидкости в щели V= 4 м/с

$$D_y = 1{,}13\sqrt{Q/V} = 1{,}13\sqrt{2000/400} = 2{,}52 \text{ см.}$$

Принимаем D_y = 25 мм, α = 45°.

Средний диаметр щели клапана $d_{ср}$= D_y+ 0,5 = 25,5 мм = 2,55 см.

Высота подъема клапана

$$h = \frac{Q}{\mu \pi d_{cp} \sin\alpha}\sqrt{\frac{\rho}{2\left(p_0 + \Delta p_Q\right)}} = \frac{2000}{0{,}61\pi 2{,}55 \cdot 0{,}707}\sqrt{\frac{900}{2 \cdot 16{,}5 \cdot 10^6 \cdot 10^4}} = 0{,}031 \text{ см.}$$

Жесткость пружины

$$k = \frac{\Delta p_Q}{h}\frac{\pi D_y^2}{4} = \frac{0{,}5 \cdot 100\pi 6{,}25}{0{,}031 \cdot 4} = 8000 \text{ Н/см.}$$

Сила пружины при предварительной деформации

$$F_0 = p_0 \frac{\pi D_y^2}{4} = 16 \cdot 10^2 \frac{\pi 6{,}25}{4} = 7840 \text{ Н.}$$

Предварительная деформация

$$H_0 = F_0 / k = 7840 / 8000 \approx 1 \text{ см.}$$

Давление закрытия клапана

$$p_{çàê} = \frac{F_0}{\frac{\pi D_y^2}{4} + \frac{1}{2}\frac{\pi}{4}\left[\left(D_y + 0{,}1\right)^2 - D_y^2\right]} = \frac{7840}{\frac{\pi}{4}\left(2{,}5^2 + \frac{1}{2}5{,}1 \cdot 0{,}1\right)100} = 15{,}33 \text{ МПа.}$$

Гистерезис клапана

$$\Delta p_{гист} = p_0 - p_{зак} = 16 - 15{,}33 = 0{,}67 \text{ МПа.}$$

Площадь опорной фаски

$$S_{ñò} = \frac{\pi}{4}\left[\left(D_y + 0{,}1\right)^2 - D_y^2\right] = \frac{\pi}{4}\left(6{,}76 - 6{,}25\right) = 0{,}4 \text{ см}^2.$$

Контактное напряжение на опорной фаске

$$\sigma = 1{,}5\frac{F_0}{S_{ñò}} = 1{,}5\frac{7840}{0{,}4} = 294 \text{ МПа.}$$

7 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СЛЕДЯЩИЕ ПРИВОДЫ

7.1 Общие сведения

Следящим гидроприводом называется автоматический привод в котором выходная величина (y) воспроизводит изменения входной величины (x).

Гидравлические следящие приводы широко применяются в ма-

шиностроении как средство автоматизации производственных процессов. В станкостроении гидравлические следящие приводы используются в копировальных устройствах различных металлорежущих станков, работающих от копира или других задатчиков, для выполнения точных делительных и установочных операций, в агрегатных станках и автоматических линиях, составляют основу большинства систем циклового и числового программного управления.

Назначение следящего гидропривода – перемещать нагруженный рабочий орган по заданному закону и с заданной скоростью, обеспечивая при этом требуемое усиление выходной мощности.

По своей структуре гидравлические следящие приводы относятся к системам автоматического управления, в которых требуемые характеристики могут обеспечиваться при помощи разомкнутой или замкнутой цепи управления. Недостатком автоматических систем разомкнутого управления является невозможность получить строгое соответствие между входом и выходом из-за неизбежного наличия возмущающих воздействий. Требуемой характеристики управления, т. е. строгого соответствия между входом и выходом, можно достичь при помощи замкнутой цепи управления (компенсационная схема), в которой результат регулирования автоматически сравнивается (обратная связь) с сигналом управления (программой), а получаемое рассогласование вызывает воздействие, автоматически компенсирующее это рассогласование.

Для гидравлических и пневматических систем характерными являются динамические процессы, при которых движение рабочей среды будет неустановившемся. Станок, как и другое устройство, где необходимо поддерживать в заданных пределах либо изменять по заданному закону значения одной или нескольких физических величин называют регулируемым объектом.

Комплекс устройств, осуществляющих автоматическое регулирование, образует автоматический регулятор. Структурная схема системы автоматического регулирования (САР) в виде замкнутой цепи, состоит из двух элементов.

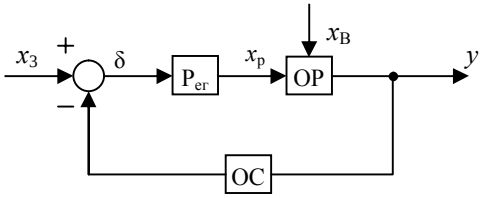


Рисунок 7.1 – Схема автоматического регулирования
Р – регулятор; ОР – объект регулирования:
$x_З$ – заданное значение; $x_р$ – регулирующее воздействие;
$x_в$ – возмущающее воздействие; ОС – обратная связь

В этой схеме текущее значение регулируемой величины y сравнивается с заданным значением $x_З$ и выявляется ошибка $\delta = x_З - y$. Для уменьшения ошибки до допустимых пределов регулятор оказывает регулирующее воздействие $x_р$ на регулируемый объект. Ошибки в САР возникают в следствии возмущающих воздействий $x_в$ на регулируемый объект. В рассматриваемой схеме реализуется основной принцип построения САР **в использовании отрицательной обратной связи**. Регулирующее воздействие формируется в зависимости от изменения регулируемой величины, от возмущающего и задающего воздействия.

При исследовании работы гидравлических систем автоматического управления важное значение имеет динамика гидропривода.

Уравнение динамики исполнительного органа гидравлического привода, описывающее движение поршня, как твердого тела в соответствии с законами механики

$$m\left(\frac{d^2x}{dt^2}\right) = p_p \cdot \omega_{\tilde{i}} - \left(p_{\tilde{i}\ .\tilde{N}.} f + R + \text{Đ}\right),$$

где m – приведенная масса подвижных частей и рабочей жидкости к поршню; p_p и $p_{П.С.}$ – давление жидкости в рабочей полости и в полости слива; $\omega_П$ и f – площади поршня и эффективная площадь; R и P – сила трения и полезная нагрузка; x – перемещение поршня.

Уравнение представляет упрощенную математическую модель динамики ГП при условии постоянства в процессе движения поршня, рабочего давления и противодавления в полостях гидроцилиндра, сил трения и полезных нагрузок, сопротивления гидросистемы. Модель

справедлива для стационарных процессов в условиях установившегося движения рабочего органа.

В гидравлической следящей системе (рис. 7.2) чувствительный элемент ЧЭ через щуп получает информацию, например от копира, о величине x необходимого перемещения и передает эту информацию в датчик рассогласования ДР. Сюда же по цепи обратной связи поступает измеренная каким-либо устройством выходная величина (перемещение рабочего органа). В датчике рассогласования сравнивается входная x и выходная y величины, в результате чего выделяется сигнал ошибки (рассогласования) $\delta = x - y$, поступающий на вход гидроусилителя. Очевидно, что гидродвигатель (следящая система) работает только тогда, когда имеется сигнал рассогласования. Следовательно, рассмотренному следящему гидроприводу всегда присуща ошибка слежения (рассогласование).

Конструктивно гидравлический следящий привод состоит из трех основных узлов – ввода информации, гидроусилителя и исполнительного механизма (рис. 7.2).

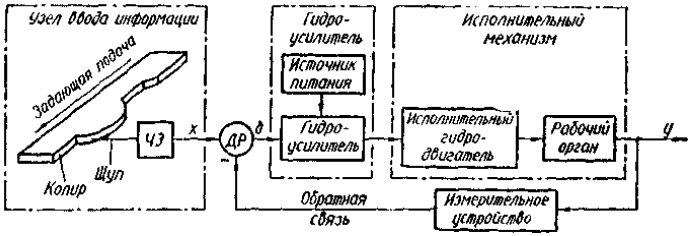


Рисунок 7.2 – Функциональная схема гидравлического следящего привода

Узел ввода информации содержит задающее устройство, которое вырабатывает и (при помощи щупа и чувствительного элемента) передает на вход гидроусилителя управляющий сигнал. Для большинства гидравлических следящих приводов управляющий сигнал поступает в гидродвигатель не непосредственно, а через усилитель, имеющий источник мощности. В гидроусилителе, являющемся гидравличе-

ским устройством управления, мощность входного сигнала усиливается за счет энергии внешнего источника питания. Конструктивно гидроусилитель может быть выполнен в виде отдельного элемента или представлять собой одно целое с датчиком рассогласования и гидродвигателем. Исполнительный механизм содержит гидродвигатель вращательного (гидромотор) или поступательного (гидроцилиндр) движения и соединенный с ним рабочий орган.

Применяемые гидравлические следящие приводы различают по принципу действия, структуре и конструкциям следящих систем и их элементов, по характеристикам работы, количеству следящих перемещений, способу регулирования скорости слежения, количеству каскадов усиления и т. д.

7.2 Гидравлические усилители

Одним из основных элементов гидравлического следящего привода – гидроусилитель, который обеспечивает требуемое усиление выходной мощности за счет использования энергии подаваемой жидкости от внешнего источника. Применительно к гидравлическим следящим приводам гидроусилитель представляет собой распределительное устройство с нагрузкой в виде основного гидродвигателя или, например, золотника второго каскада усиления. Следовательно, самые простые гидравлические следящие приводы, имеющие распределитель и гидродвигатель, могут рассматриваться как гидроусилители с обратной связью. Поскольку в гидроусилителе каналы ввода сигнала управления и мощности разделены (рис. 7.2), то можно получать практически неограниченное усиление мощности при ничтожных мощностях входного сигнала (~0,5...1 Вт). Сигнал управления вызывает смещение в распределителе чувствительного входного элемента, который управляет значением и направлением потоков жидкости гидродвигателя.

Статические характеристики гидроусилителей, как и любых других звеньев систем, выражают зависимость установившихся значений выходных величин от установившихся значений входных величин. Входной величиной у гидроусилителя является перемещение управляющего элемента (золотника, заслонки, струйной трубки или струй-

ного разделителя). За выходную величину можно принять перемещение управляемого золотника либо расход жидкости, направляемой к другому гидроусилителю или исполнительному гидродвигателю. Расход жидкости на выходе гидроусилителя зависит от действующей на гидродвигатель нагрузки, поэтому при расчетах удобнее за выходную величину принимать перемещение управляемого золотника.

Динамические характеристики гидроусилителей определяются передаточными функциями, которые можно получить с помощью исходных уравнений, при математическом описании гидропривода.

Конечный вид передаточных функций гидроусилителей упрощается, если пренебречь сжимаемостью жидкости и массой управляемого золотника.

В зависимости от типа распределителя различают гидроусилители с золотниковим распределителем, типа сопло-заслонка, со струйной трубкой и с игольчатым дросселем.

Золотниковые гидроусилители. Основным элементом этих гидроусилителей является золотниковый распределитель. Управляется он перемещением во втулке в осевом направлении плунжера (золотника) с требуемым количеством кольцевых проточек.

Основное преимущество золотниковых распределителей состоит в том, что они максимально уравновешены от статических сил давления жидкости и при соответствующем конструктивном исполнении имеют относительно малые силы трения.

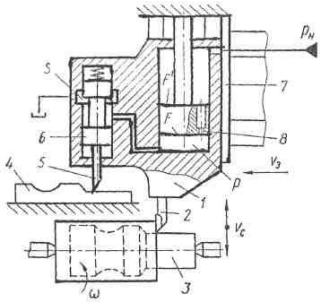


Рисунок 7.3 – Схема гидравлического следящего привода с однокромочным золотником

Следящий привод с однокромочным золотником. В этом приводе жидкость под давлением p_n поступает в штоковую полость цилиндра, связанного со следящей кареткой *1*, имеющей резец *2*. В поршневую полость цилиндра жидкость поступает через постоянный дроссель (демпфер) *8*. Кроме того, поршневая полость цилиндра соединяется со сливом через регулируемый дроссель проходного сечения *S*, которое определяется взаимным положением рабочей кромки золотника *6* и кромки расточки в корпусе. Следовательно, одна рабочая кромка золотника управляет расходом жидкости из поршневой полости цилиндра и давлением *p* в этой полости.

В нейтральном положении золотника цилиндр находится в равновесии ($pF = p_H F'$) и следящая каретка неподвижна ($v_C = 0$).

Обрабатываемая деталь *3* получает вращение ω, а продольный суппорт *7* – задающее перемещение со скоростью $v_З$. Выступ на копире, воздействуя на щуп, перемещает золотник вверх, сжимая пружину. При этом сечение *5* регулируемого дросселя увеличивается, а давление *p* в поршневой полости цилиндра уменьшается, что нарушает равновесие цилиндра ($pF < p_н F$). В результате этого цилиндр перемещается вверх, но вместе с цилиндром, благодаря обратной связи, перемещается вверх и корпус золотника, пытаясь восстановить нейтральное положение золотника (S_0) относительно его корпуса.

При наличии на копире впадины золотник под действием пружины перемещается вниз и перекрывает дросселирующую щель *5*, в результате чего слив жидкости из поршневой полости затрудняется и давление *p* возрастает. Это нарушает равновесие цилиндра ($pF > p_H F'$), и он перемещается вниз, но вниз перемещается и корпус золотника, пытаясь восстановить нейтральное положение S_0.

Следовательно, любое перемещение золотника вверх или вниз вызывает перемещение следящего цилиндра со скоростью слежения v в ту же сторону. При этом, благодаря наличию обратной связи, корпус золотника как бы следит за положением золотника, стараясь занять нейтральное положение (S_0). А поскольку золотник, находясь в контакте через щуп *5* с копиром *4*, повторяет в своем относительном движении профиль последнего, то и цилиндр (следящая каретка *1* с рез-

цом *2*) повторяет в своем движении профиль копира.

Статической характеристикой золотникового усилителя называется зависимость расход жидкости через усилитель от степени стирания его дросселирующих щелей и давления в гидроусилителе.

Регулирующий элемент золотникового распределителя – это дросселирующая щель, образованная кромками поясков золотника и выточек в корпусе. В машиностроении применяют распределители с положительным (рис. 7.4, *а),* нулевым (рис. 7.4, *б)* и отрицательным (рис. 7.4, *в*) перекрытиями. При положительном перекрытии поясок золотника перекрывает проточку с каждой стороны на величину $c = (a - b)/2$, при отрицательном – на величину $c = (b - a)/2$. Вариант с нулевым перекрытием ($a = b$) является теоретическим, так как реальные распределители из-за допусков имеют либо положительное, либо отрицательное перекрытие.

Фиксированный останов рабочего органа может обеспечить только распределитель с положительным перекрытием, так как при отрицательном перекрытии установить золотник строго в нейтральное положение, при котором обеспечивается равенство давлений в полостях гидродвигателя ($p_1 = p_2$), без дополнительных устройств невозможно. Зона нечувствительности, в пределах которой изменение управляющего сигнала не вызывает реакции (движения) нагруженного исполнительного гидродвигателя (выхода), – важная характеристика гидравлического следящего привода.

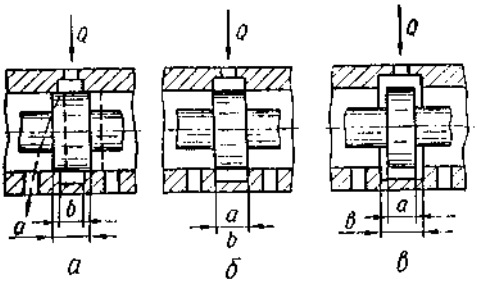


Рисунок 7.4 – Схемы перекрытий золотниковых распределителей: *а* – положительного; *б* – нулевого, *в* – отрицательного

Зона нечувствительности для распределителей с положительным перекрытием зависит прежде всего от перекрытия проточек $c = (a - b)/2$ и поэтому значительно больше, чем при отрицательном перекрытии. Кроме того, распределители с положительным перекрытием обладают более жесткой регулировочной характеристикой, так как открытие дросселирующей щели происходит при уже возросшей скорости перемещения золотника, а распределители с отрицательным перекрытием – более мягкой регулировочной характеристикой, так как открытие начинается практически с нулевой скорости перемещения золотника. Это обстоятельство приводит к более широкому применению распределителей с отрицательным перекрытием в автоматических (следящих) гидравлических приводах. К недостаткам распределителей с отрицательным перекрытием следует отнести более низкий КПД из-за потерь жидкости, протекающей через проточки на слив при среднем и близких к нему положениях золотника. Потери давления в дросселирующей щели можно выразить формулой

$$\Delta p = \xi(\rho/2)\mathrm{V}^2,$$

где V – средняя скорость течения жидкости в окне: $\mathrm{V} = Q/S$; ρ – массовая плотность жидкости; ξ – коэффициент гидравлических потерь; S – площадь дросселирующей щели: $S = \pi dx$; d – диаметр золотника.

Расход

$$Q = \mu\pi dx\sqrt{(2\rho)\Delta\delta},$$

где μ – коэффициент расхода: $\mu = 1/\sqrt{\xi}$. С учетом нагрузки распределителя

$$Q = \mu\pi dx\sqrt{(1/\rho)(p_{\text{i}} - \delta)}. \qquad (7.1)$$

Следовательно, в идеальном распределителе зависимость расхода Q от сигнала управления (перемещения золотника) x линейна. Это свойство золотниковых распределителей имеет чрезвычайно важное практическое значение, обусловившее их широкое применение, в особенности в следящих гидроприводах и в системах автоматики. В реальном же золотниковом усилителе расход Q при постоянном сме-

щении x золотника зависит от нагрузки p (уравнение (7.1)). При постоянной нагрузке зависимость расхода от смещения золотника остается практически линейной.

Гидроусилители с распределителем типа сопло-заслонка. В гидравлических следящих системах широко применяется дроссельное устройство типа сопло-заслонка (рис. 7.5, *а),* представляющее собой последовательное соединение постоянного и регулируемого гидравлических сопротивлений. На входе устанавливается дроссель *1* постоянного сопротивления, на выходе – регулируемый дроссель, образованный торцом сопла *2* и подвижной заслонкой *3*. Перемещение заслонки *3* изменяет гидравлическое сопротивление регулируемого дросселя, а это приводит к изменению расхода Q_2 через регулируемый дроссель и давления p_1 в междроссельной камере *4*.

Простота конструкции и отсутствие трущихся поверхностей в распределителях сопло-заслонка обусловили их широкое применение в гидроусилителях и в системах автоматического управления. При этом устраняются сухое трение и опасность защемления управляющих элементов. Такие распределители имеют малые габаритные размеры и массу, обладают высокой чувствительностью, точностью и быстродействием, а также простотой изготовления и долговечностью, достигаемой благодаря бесконтактности действия.

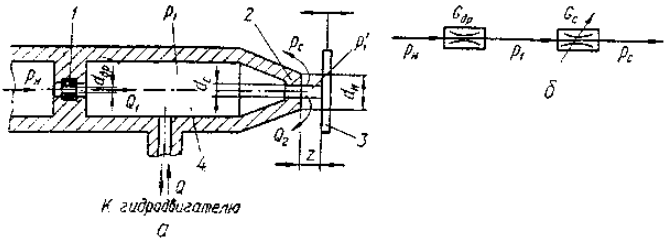


Рисунок 7.5 – Конструктивная (а) и гидравлическая (б) схемы распределителя сопло-заслонка

где d_H – диаметр наружного среза сопла; d_C – диаметр канала сопла; $d_{др}$ – диаметр дросселя постоянного сопротивления; Q_1 – расход жидкости через постоянный входной дроссель; Q_2 – расход жидкости через регу-

лируемый дроссель; $G_{др}$ – проводимость постоянного входного дросселя; G_C – проводимость дросселя сопло заслонка; p_H – давление питания; p_1 – давление в междроссельной камере 4; p_C – давление на выходе из сопла.

Проводимость постоянного входного дросселя

$$G_{äð} = \mu_{äð} \cdot \omega_{äð} \sqrt{2/\rho} \ ,$$

где $\mu_{äð}$ – коэффициент расхода дросселя; $\omega_{äð}$ – площадь проходного сечения дросселя.

В гидроусилителях с распределителями типа сопло-заслонка применяют схему с двумя соплами (рис. 7.6). Нагрузка усилителя представляет собой перепад давлений в рабочих полостях гидродвигателя $\Delta p = p_1 - p_2$, т. е. перепад давлений в междроссельных камерах *2* и *3*, используемый для привода золотника *1* второго каскада усиления или любого другого гидродвигателя.

Изменяются давления p_1, и p_2 перемещением заслонки между соплами. При ее перемещении, например, вправо давление p_2 возрастает, а p_1 – уменьшается. Образовавшийся перепад давлении $\Delta p = p_2 - p_1$, преодолевая нагрузку (усилия пружин золотника), перемещает золотник *1* влево. Следовательно, каждому положению заслонки соответствует свое положение золотника.

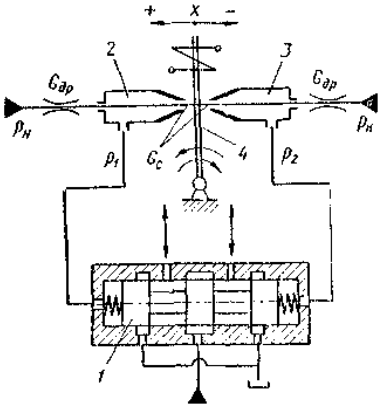


Рисунок 7.6 – Схема усилителя с распределителями сопло-заслонка

Это позволяет перемещать золотник на величину, пропорциональную сигналу управлення, поступающему на заслонку. Гидроусилители с позиционной нагрузкой (пружины золотника) являются статическими. Для получения астатического гидроусилителя достаточно в рассматриваемой схеме убрать пружины золотника, т. е. устранить обратную связь.

Для управления заслонкой (перемещения) требуются ничтожно малые усилия, которые можно создать задающими устройствами малой мощности – манометрами, центробежными регуляторами, термометрами, датчиками давлении, маломощными электромагнитами и т. д.

Недостаток гидроусилителя типа сопло-заслонка состоит в значительном расходе жидкости через сопла (потерях) и сравнительно низком КПД (η < 12,5 %). Поэтому такой гидроусилитель применяют для гидроприводов незначительной мощности.

Статическая характеристика устройства сопло-заслонка (см. рис. 7.3, *а*) представляет собой зависимость давления p_1 в междроссельной камере от смещения z заслонки. При работе устройства жидкость последовательно проходит через нерегулируемый дроссель (канал диаметром d_c насадки сопла), проводимость которого

$$G_{\text{í}} = \mu_{\text{í}} S_{\text{í}} \sqrt{2/\rho} = \mu_{\text{í}} \pi \left(d_c^2 / 4\right) \sqrt{2/\rho} \ ,$$

и регулируемый дроссель сопло-заслонка, проводимость которого

$$G_{\text{c}} = \mu_{\text{c}} S_{\text{c}} \sqrt{2/\rho} = \mu_{\text{c}} \pi d_c z \sqrt{2/\rho} \ ,$$

где $S_{\text{н}}$, S_{c} – площади проходных сечений соответственно канала насадки и дросселя сопло-заслонка; $\mu_{\text{н}}$, μ_{c} – коэффициенты расхода соответственно канала насадки и дросселя сопло-заслонка.

Гидроусилители со струйной трубкой. В этих усилителях основным элементом управления является струйная трубка *1* (рис. 7.7). Жидкость под давлением $p_{\text{н}}$ = 0,4...1,0 МПа поступает в струйную трубку через ее ось поворота. На выходе трубки имеется сопло *2* с диаметром d_{c} = 1...2 мм и углом конусности 8...15^0. Конусность необходима для увеличения запаса кинетической энергии движущейся жидкости ($V \approx$ 30...50 м/с). Выходя из трубки, жидкость попадает в два приемных окна диаметром d, расположенных на расстоянии h от конца

трубки.

Обычно d = 2...2,5 мм; $h \approx 4d_c$. В большинстве конструкций расстояние между приемными окнами S = 0,2...0,5 мм. Скорость жидкости, попадающей в приемные сопла, уменьшается во много раз, поэтому в них кинетическая энергия быстродвижущейся струи преобразуется в потенциальную энергию давления.

Управляют гидроусилителем, поворачивая струйную трубку вокруг оси O. Для этого достаточно приложить силу (2...5) 10^{-2} Н.

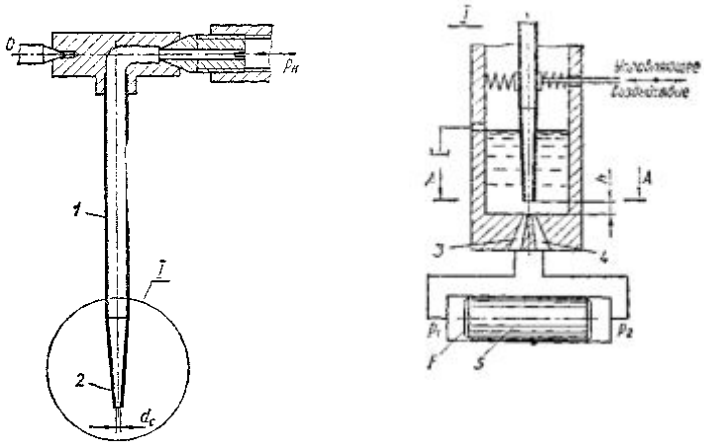


Рисунок 7.7 – Конструктивная схема гидроусилителя со струйной трубкой

Если струйная трубка расположена симметрично относительно двух приемных сопел *3* и *4*, то в них образуется одинаковое давление. При смещении трубки (см. «управляющее воздействие»), например, влево увеличивается площадь ΔF_1, приемного окна *3*, перекрытого струей, и уменьшается перекрытая струей площадь ΔF_2 приемного окна *4*. В результате создавшегося перепада давлений гидродвигатель, например золотник *5*, начинает перемещаться.

Силовая характеристика представляет собой зависимость (в установившемся режиме) давлений в приемных соплах от смещения конца трубки при неподвижном гидродвигателе.

Контрольные вопросы

1. Что называется следящим гидроприводом?

2. Какие основные элементы следящего гидропривода?

3. Какие типы распределительных устройств используют в следящем гидроприводе?

4. Что называется статической и динамической характеристикой гидроусилителя?

5. Что называется гидроусилителем типа сопло-заслонка?

6. Что называется гидроусилителем со струйной трубкой?

7. Какие явления непосредственно влияют на чувствительность и точность следящего гидропривода?

Литература [2, 3, 6, 8, 9, 12].

7.3 Гидроприводы с дроссельным управлением

Общие сведения. *Гидроприводом с дроссельным управлением* называется гидропривод, в котором управление параметром движения выходного звена гидродвигателя осуществляется при помощи регулируемого дросселя или регулятора расхода, дросселирующего распределителя или гидроусилителя.

По источнику подачи рабочей жидкости гидроприводы с дроссельным управлением могут быть насосными, аккумуляторными и магистральными. В насосных гидроприводах применяют обычно нерегулируемые насосы. При этом подача насоса должна превышать максимальный расход гидродвигателя. По циркуляции рабочей жидкости гидроприводы с дроссельным управлением являются гидроприводами с разомкнутым потоком. Они могут быть поступательного, поворотного и вращательного движения.

В зависимости от схемы гидроприводы с дроссельным управлением разделяют на гидроприводы с постоянным и переменным давлением. Для гидроприводов с постоянным давлением характерно наличие переливного клапана, который поддерживает в напорной линии постоянное давление путем непрерывного слива рабочей жидкости. В гидроприводе с переменным давлением в напорной линии давление изменяется в зависимости от нагрузок гидродвигателя. В таких гидро-

приводах дроссель устанавливают параллельно гидродвигателю.

Изменение скорости движения выходных звеньев гидродвигателей осуществляется изменением расхода рабочей жидкости путем дросселирования. При этом лишняя часть потока рабочей жидкости непроизводительно сливается в бак либо через переливной клапан, либо через регулируемый дроссель (при его параллельном включении в гидроприводах с переменным давлением).

В гидроприводе с дроссельным управлением в каждый момент времени соблюдаются следующие равенства (без учета потерь):

$$Q_{н} = Q_{гд} + Q_{п.к}; \quad Q_{н} = Q_{гд} + Q_{др},$$

где $Q_{н}$ – подача нерегулируемого насоса; $Q_{гд}$ – расход жидкости, поступающей в гидродвигатель; $Q_{п.к}$, $Q_{др}$ – расход жидкости, проходящей через переливной клапан, дроссель.

В гидроприводах с регулируемыми дросселями и регуляторами расхода изменение направления движения выходных звеньев гидродвигателей (реверсирование) осуществляется при помощи направляющих распределителей.

Основными преимуществами гидроприводов с дроссельным управлением являются высокая чувствительность и большое быстродействие, простота конструкции гидроустройств и невысокая их стоимость; возможность автономного управления гидродвигателями, работающими от одного насоса. К недостаткам относятся: сложность обеспечения дистанционного управления гидроприводом или объемной гидропередачей, в состав которых входят регулируемые дроссели и регуляторы расхода; более низкий по сравнению с гидроприводом с машинным управлением КПД, обусловленный самим принципом дросселирования рабочей жидкости. Поэтому гидроприводы и объемные гидропередачи с дроссельным управлением обычно применяют при мощности не более 5 кВт.

Гидроприводы с постоянным давлением. В таких гидроприводах регулируемые дроссели устанавливают либо в напорной линии перед направляющим распределителем (дроссель на входе), либо в сливной линии после направляющего распределителя (дроссель на выходе).

На рис. 7.8, *а* показана гидравлическая принципиальная схема гидропривода с дросселем, установленным на входе гидродвигателя (гидроцилиндра). Гидропривод состоит из нерегулируемого насоса *Н* с приводящим электродвигателем *ЭД*, бака *Б*, переливного клапана *К*, регулируемого дросселя *ДР*, направляющего распределителя *РН* и поршневого гидроцилиндра *Ц*.

На рис. 7.8, *б* показаны механические характеристики гидроприводов с регулируемым дросселем на входе с постоянным давлением – зависимости скорости движения штока цилиндра от нагрузки.

Гидроприводы и объемные гидропередачи с дросселями, установленными на входе гидродвигателей, нельзя использовать для работы с отрицательной нагрузкой, т. е. с нагрузкой, направление действия которой совпадает с направлением движения штока цилиндра. Под действием отрицательной нагрузки скорость штока может увеличиться настолько, что произойдет разрыв сплошности потока в рабочей полости цилиндра, и движение поршня цилиндра станет неуправляемым, так как в сливной линии отсутствуют тормозные или демпфирующие устройства.

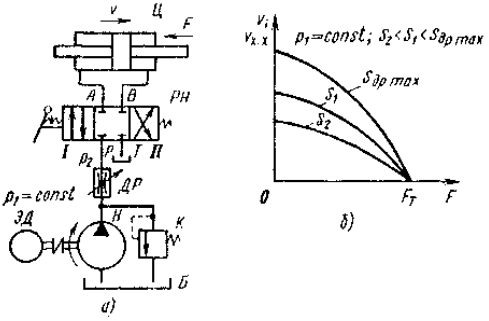


Рисунок 7.8 – Гидропривод с дросселем на входе
а – гидравлическая принципиальная схема; б – характеристика

На рис. 7.10 показана гидравлическая принципиальная схема гидропривода с дросселем, установленным на выходе гидроцилиндра.

Расход $Q_ц$ жидкости, подводимой к цилиндру, равен расходу жидкости через дроссель $Q_{др}$:

$$Q_{ö} = Q_{äð} = \mu S_{äð}\sqrt{\frac{2\Delta ð}{\rho}}\,, \qquad (6.2)$$

где μ – коэффициент расхода; μ = 0,6 ... 0,7; $S_{др}$ – площадь рабочего проходного сечения, м^2; Δp – перепад давлений, Па; ρ – плотность жидкости, кг/м^3.

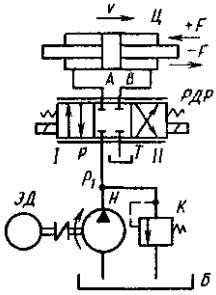


Рисунок 7.9 – Гидравлическая принципиальная схема гидропривода с дросселирующим распределителем

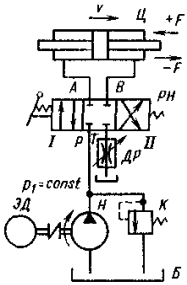


Рисунок 7.10 – Гидравлическая принципиальная схема гидропривода с дросселем на выходе

Излишек жидкости, равный $Q_н - Q_{др}$, сливается в бак через переливной клапан, который поддерживает давление p_1 постоянным. Давление p_2 в линии после дросселя, зависящее от нагрузки, определяют из условия равновесия цилиндра (без учета сил трения и инерции)

$$ð_2 S_ï = F + p_c S_ï\,, \qquad (7.3)$$

где $S_ï$ – рабочая площадь поршня цилиндра, м^2; F – нагрузка на штоке цилиндра, Н; p_c – давление жидкости в сливной линии, Па.

Средняя скорость штока цилиндра:

$$V = \frac{Q_{äð}}{S_ï} = \frac{\mu S_{äð}}{S_ï}\sqrt{\frac{2}{\rho}\left(ð_1 - \frac{F}{S_ï}\right)}\,. \qquad (7.4)$$

Скорость движения штока цилиндра

$$V = \frac{\mu S_{äð}}{S_ï}\sqrt{\frac{2}{\rho}\left(ð_1 + \frac{|F|}{S_ï}\right)}\,. \qquad (7.5)$$

Преимущества рассматриваемого гидропривода: возможность управления скоростью движения выходных звеньев гидродвигателей при знакопеременной нагрузке, быстрое торможение выходного звена гидродвигателя; отвод теплоты, выделяющейся при дросселировании рабочей жидкости, в бак, минуя гидродвигатель, К недостаткам относятся зависимость скорости движения выходного звена гидродвигателя от нагрузки, а также меньшая экономичность по сравнению со схемой гидродвигателя с дросселем на входе (часть мощности гидродвигателя затрачивается на преодоление гидравлического сопротивления в сливной линии).

На рис. 7.9 показана гидравлическая принципиальная схема гидропривода с дросселирующим распределителем *РДР*, который выполняет при работе гидропривода две функции: изменяет направление потока рабочей жидкости и регулирует скорость движения штока цилиндра. В таких гидроприводах обычно применяют симметричные золотниковые распределители.

Такой гидропривод получил широкое применение в следящих гидроприводах с автоматическим управлением. Для этой схемы характерны быстродействие и точность отработки управляющих сигналов. К недостаткам можно отнести зависимость скорости движения выходных звеньев гидродвигателя от нагрузки, а также нагрев жидкости в результате двойного дросселирования потока жидкости.

Для обеспечения постоянной скорости движения выходных звеньев гидродросселей при переменных нагрузках в гидроприводах и объемных гидропередачах с дроссельным управлением применяют регуляторы расхода предназначенные для поддержания заданного расхода независимо от перепада давлений, в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости.

На рис. 7.11 показана гидравлическая принципиальная схема гидропривода с регулятором расхода, установленным на входе в гидроцилиндр. В регулятор расхода входят регулируемый дроссель *ДР1*, с помощью которого регулируют скорости движения штока цилиндра, и два клапана. Клапан *К1* перепада давлений подключен параллельно напорной линии и предназначен для автоматического поддержания

постоянного перепада давлений на дросселе *ДР1*. Линия управления клапана *К1* соединена через дроссель *ДР2* с напорной линией. Клапан *К2* предохраняет гидропривод от давления, превышающего установленное. При повышении нагрузки *F* на штоке цилиндра одновременно повышается давление p_2. При этом рабочее проходное сечение клапана *К1* автоматически уменьшается, в результате чего давление p_1, соответственно повышается. Таким образом, перепад давлений на дросселе восстанавливается. Аналогично при снижении давления p_2 уменьшается давление p_1.

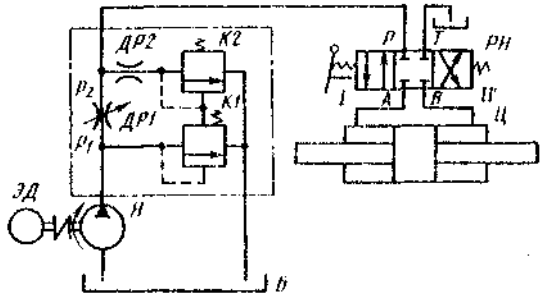


Рисунок 7.11 – Гидравлическая принципиальная схема гидропривода с регулятором расхода на входе

В гидроприводах и объемных гидропередачах с дроссельным управлением применяют также регуляторы расхода, в состав которых входят редукционные клапаны.

К недостаткам гидроприводов с регуляторами расхода относятся большие габаритные размеры и масса регуляторов расхода, а также сложность обеспечения автоматического дистанционного управления.

7.4 Гидроприводы с машинным управлением

Гидроприводом с машинным управлением называется гидропривод, в котором управление параметрами движения выходного звена гидродвигателя осуществляется регулируемым насосом пли регулируемым гидромотором, или обеими регулируемыми гидромашинами (насосом и гидромотором).

Теоретическую (расчетную) частоту вращения вала гидромотора в таких гидроприводах определяют из условий равенства подача насоса $Q_н$ и расхода $Q_м$ гидромотора:

$$Q_н = Q_м \text{ или } V_{он} n_н = V_{ом} n_м, \qquad (7.6)$$

где $V_{он}$ и $V_{ом}$ – рабочие объемы насоса и гидромотора; $n_н$ и $n_м$ – частоты вращения насоса и гидромотора:

$$n_м = Q_м / V_{ом} = n_н V_{он} / V_{ом}. \qquad (7.7)$$

Частота вращения вала насоса для гидроприводов с машинным управлением постоянна. Следовательно, осуществлять управление частотой вращения вала гидромотора можно тремя способами: изменять рабочий объем насоса или гидромотора или одновременно изменять рабочие объемы и насоса, и гидромотора. Первый способ применяют в гидроприводах поступательного, поворотного и вращательного движения, второй и третий – только в гидроприводах вращательного движения.

На рис. 7.12 приведены простейшие схемы гидроприводов с машинным управлением. Гидропривод с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором (рис. 7.12, *а)* является самым распространенным. Принцип его работы следующий. При включении приводящего электродвигателя *ЭД* насос *Н* нагнетает рабочую жидкость по напорной линии *1* в гидромотор *М*, вал которого под действием крутящего момента вращается в определенном направлении. Из гидромотора рабочая жидкость по сливной линии *2* снова поступает в насос.

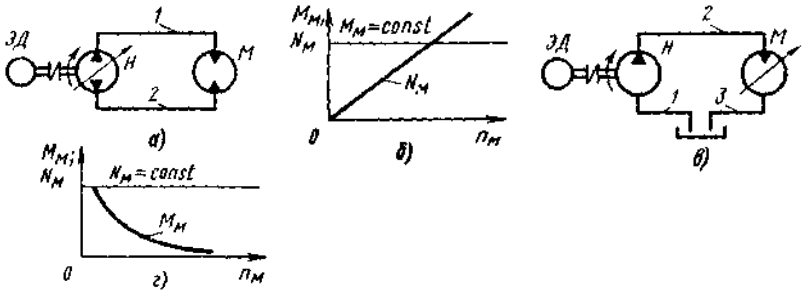


Рисунок 7.12 – Простейшие принципиальные схемы и характеристики гидроприводов с машинным управлением:

а, б – с регулируемым насосом; *в, г* – с регулируемым гидромотором

Давление $p_н$ гидропривода в напорной линии зависит от нагрузки гидромотора:

$$\delta_í = \Delta\delta_ì + \Delta\delta_{òð} = \frac{2\pi Ì_ì}{V_{îì}} + \Delta\delta_{òð},$$

где $Ì_ì$ – вращающий момент гидромотора, Н·м; $\Delta\delta_ì$ – перепад давлений в гидромоторе, Па; $\Delta\delta_{òð}$ – потери давления в гидролиниях, Па.

Частотой вращения вала гидромотора управляют, изменяя рабочий объем насоса, а направление вращения вала гидромотора изменяют в результате реверсирования потока рабочей жидкости, создаваемого насосом.

На рис. 7.12, *б* приведены характеристики такого гидропривода с учетом следующих условий: $n_н$ = const; $V_{ом}$ = const и $\Delta p_м$ = const.

Основные параметры гидропривода определяют по следующим формулам

$$n_м = n_н V_{он} / V_{ом};\ N_н = N_м =$$

$$= Q_н \Delta p_м \neq \text{const};\quad Ì_ì = \frac{1}{2\pi} V_{îì}\ \Delta\delta_ì = \text{const}, \qquad (7.8)$$

где $N_н$ и $N_м$ – мощность насоса и гидромотора.

Следовательно, частота вращения вала гидромотора и его мощность изменяются в рассматриваемом гидроприводе прямо пропорционально рабочему объему насоса, а вращающий момент гидромотора (без учета потерь) является постоянным.

Гидропривод с регулируемым гидромотором и нерегулируемым насосом (рис. 7.12, *в*) применяют значительно реже по сравнению с гидроприводами, которые имеют регулируемые насосы. На рис. 7.12, *г* приведены характеристики такого гидропривода с учетом следующих условий: $n_н$ = const; $V_{он}$ = const; $\Delta p_м$ = const.

Основные параметры гидропривода определяют по формулам

$$n_м = n_н V_{он} / V_{ом};\ N_м = Q_н \Delta p_м = \text{const};$$

$$Ì_ì = \frac{1}{2\pi} V_{îì}\ \Delta\delta_ì \neq \text{const}. \qquad (7.9)$$

Частота вращения вала гидромотора изменяется в рассматриваемом гидроприводе обратно пропорционально его рабочему объему.

К недостаткам гидроприводов с регулируемыми гидромоторами

относятся сложность управления гидромоторами при их значительном удалении от операторов и ограничение минимального рабочего объема гидромотора, при котором момент, развиваемый гидромотором, становится равным или меньше момента внутреннего трения (самоторможение).

Основным недостатком гидроприводов и объемных гидропередач с машинным управлением является сложность системы автоматического управления рабочими объемами регулируемых насосов и гидромоторов. Для перемещения элементов регулирования насосов и гидромоторов требуются значительные усилия, которые создаются с помощью двух каскадных электрогидравлических механизмов управления, имеющих низкий КПД.

7.5 Гидроприводы с машинно-дроссельным управлением

Гидроприводом с машинно-дроссельным управлением называется гидропривод, в котором управление параметрами движения выходного звена осуществляется регулирующим гидроаппаратом и объемной гидромашиной (чаще всего – регулируемым насосом).

На рис. 7.13, *а* показана гидравлическая принципиальная схема гидропривода поступательного движения с разомкнутым потоком с машинно-дроссельным управлением (с регулируемым насосом *Н*, имеющим регулятор подачи с обратной связью по давлению).

Скорость штока гидроцилиндра *Ц* изменяют с помощью дросселирующего распределителя *РДР* с управлением от электромагнитов, аналогично гидроприводу с дроссельным управлением. Однако в рассматриваемом гидроприводе при уменьшении расхода рабочей жидкости через распределитель *РДР* автоматически уменьшается подача регулируемого насоса *Н*. Пневмо-гидроаккумулятор *АК*, подключенный в напорную линию, предназначен для питания гидропривода в начале перемещения золотника распределителя *РДР* из исходной позиции, когда подача насоса еще невелика.

На рис. 7.13, *б* показана принципиальная схема аксиально-поршневого насоса с регулятором подачи. Чувствительным элементом регулятора является пружина *5* гидроцилиндра *6* одностороннего дей-

ствия. Шток цилиндра шарнирно соединен с наклонным диском *4* насоса *8*, а поршневая полость цилиндра подключена через дроссель *6* к напорной линии. Насос имеет упор *9*, который ограничивает угол наклона β диска.

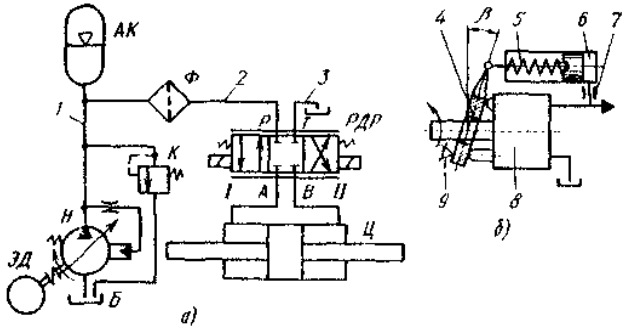


Рисунок 7.13 – Гидропривод с машинно-дроссельным управлением:
а – гидравлическая принципиальная схема;
б – схема регулятора подачи насоса

Контрольные вопросы

1. На какие виды подразделяют гидроприводы в зависимости от источников энергии потоков рабочей жидкости?

2. Чем отличаются гидроприводы с разомкнутым потоком от гидроприводов с замкнутым потоком?

3. Какие виды регулируемых гидроаппаратов применяются в гидроприводах с дроссельным управлением? В чем состоит сущность дроссельного управления?

4. В каких местах схемы устанавливаются дроссели при дроссельном регулировании? Покажите на схеме.

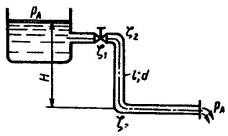
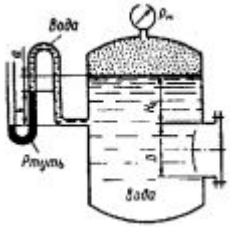
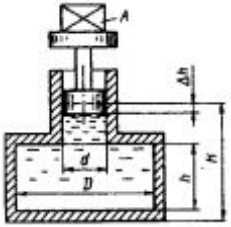
5. Какие гидроприводы называют с машинным управлением?

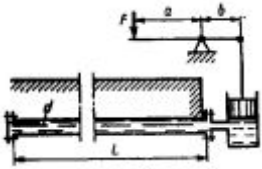
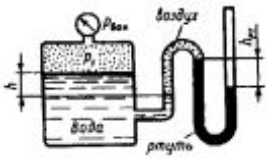
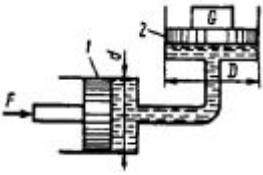
6. Перечислите преимущества и недостатки гидроприводов с дроссельным и объемным регулированием.

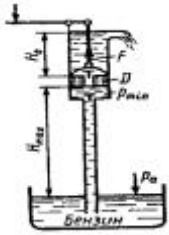
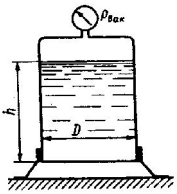
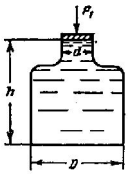
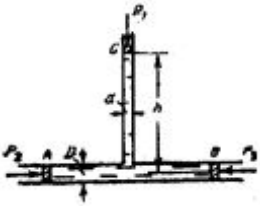
7. В чем преимущество машинно-дроссельного управления по сравнению с другими видами управления?

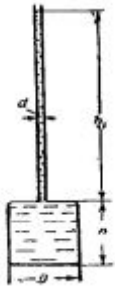
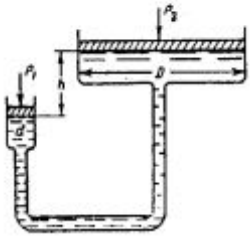
Литература: [2, 4, 6, 8, 9, 12].

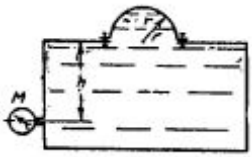
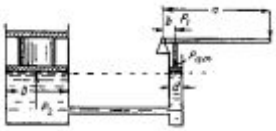
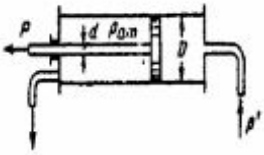
8 ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

ЗАДАЧА 1	
Определить расход воды с вязкостью ν = 0,01 см^2/с, вытекающей через трубу из бака, если диаметр трубы d = 20 мм; длина l = 10 м; высота H = 8 м; коэффициент сопротивления крана ξ_1 = 3; колена ξ_2 = 1; шероховатость трубы Δ = 0,05мм. <u>Указание.</u> Задачу решить методом последовательных приближений, задавшись коэффициентом λ.	
ЗАДАЧА 2	
Определить силу давления жидкости (воды) на крышку люка диаметром D=1м в следующих двух случаях: 1. Показание манометра $p_м$=0,08 МПа, H_o=1,5 м. 2. Показание ртутного вакуумметра h=73,5 мм при a=1 м; H_o=1,5 м; $\rho_{рт}$=13600 кг/м^3.	
ЗАДАЧА 3	
Определить объемный модуль упругости жидкости, если под действием груза A массой 250 кг поршень прошел расстояние Δh=5 мм. Начальная высота положения поршня (без груза) H=1,5 м, диаметры поршня d = 80 мм и резервуара D = 300 мм, высота резервуара h=1,3м. Весом поршня пренебречь. Резервуар считать абсолютно жестким.	

ЗАДАЧА 4	
Для опрессовки водой подземного трубопровода (проверки герметичности) применяется ручной поршневой насос. Определить объем воды (модуль упругости E=2000 МПа), который нужно накачать в трубопровод для повышения избыточного давления в нем от 0 до 1,0 МПа. Считать трубопровод абсолютно жестким. Размеры трубопровода: длина l =500м, диаметр d=100мм. Чему равно усилие на рукоятке насоса в последний момент опрессовки, если диаметр поршня насоса d_n=40 мм, а соотношение плеч рычажного механизма a/b=5?	
ЗАДАЧА 5	
Определить абсолютное давление воздуха в баке p_1, если при атмосферном давлении, соответствующем h_a=760 мм рт.ст., показание ртутного вакуумметра $h_{рт}$=0,2 м, высота h=1,5 м. Каково при этом показание пружинного вакуумметра? Плотность ртути ρ=13600 кг/м^3.	
ЗАДАЧА 6	
Определить давление в гидросистеме и вес груза G, лежащего на поршне *2*, если для его подъема к поршню *1* приложена сила F=1 кН. Диаметры поршней: D = 300 мм, d = 80 мм. Разностью высот пренебречь.	

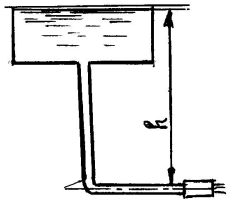
ЗАДАЧА 7	
Определить максимальную высоту H_{max}, на которую можно подсасывать бензин поршневым насосом, если давление его насыщенных паров составляет $h_{н.п.}$=200 мм рт. ст. Чему равна при этом сила вдоль штока, если H_o=1 м, ρ=700 кг/м^3; D=50 мм?	
ЗАДАЧА 8	
В сосуде находится расплавленный свинец (ρ=11000 кг/м^3). Определить силу давления, действующую на дно сосуда, если высота уровня свинца h=500 мм, диаметр сосуда D=400 мм, показание мановакуумметра $p_{вак}$=30 кПа.	
ЗАДАЧА 9	
Определить силу манометрического давления на дно сосуда, если сила P_1, действующая на поршень, равна 44 Н. Диаметр d=12 см, глубина воды в сосуде h=40 см, диаметр дна сосуда D=35 см.	
ЗАДАЧА 10	
Труба диаметром D=400 мм соединена с трубой диаметром d=50 мм, как показано на чертеже. Высота столба воды h=80см. В трубах имеются поршни. Какое усилие P_2 нужно приложить на поршни A и B, чтобы система находилась в равновесии, если на поршень C действует сила P_1=98,1Н; H=10кг.	

ЗАДАЧА 11	
Стальная бочка диаметром D=0,60 м, высотой h=0,9 заполнена водой. Определить: 1.Силу манометрического давления P_1 на дно бочки и силу G_1, передаваемую на пол, если масса пустой бочки равна 35 кг. 2. Силу манометрического давления P_2 на дно бочки, если в крышке просверлить отверстие и к нему приварить вертикальную трубку диаметром d=2 см, длиной h_1=15 м, которую заполнить водой. 3.Силу G_2, передаваемую на пол во втором случае, пренебрегая весом трубки. 4. Силу манометрического давления P_3 на верхнюю крышку. 5. Что воспринимает силу давления, равную разности между силой манометрического давления на дно P_2 и силой веса жидкости в бочке?	
ЗАДАЧА 12	
1. Какую силу P_2 нужно приложить к большему поршню, чтобы система находилась в равновесии? Сила, приложенная к меньшему поршню, P_1 = 147 Н. Диаметр большего поршня D = 300 мм, меньшего d=50 мм. Разность уровней h=30 см. Трубки заполнены водой. Весом поршней пренебречь. 2. Сколько процентов составляет сила давления столба воды от найденной силы P_2?	

ЗАДАЧА 13	
Определить отрывающее усилие, воспринимаемое болтами полусферической крышки радиусом r = 0,5 м, если показание манометра p_o = 26487 Н/м^2. Глубина воды h = 1,2м.	
ЗАДАЧА 14	
Определить величину сжимающего усилия P_2, производимого одним рабочим у гидравлического пресса, если большое плечо рычага имеет длину a=1м, а малое b=0,1м, диаметр поршня пресса D=250мм, диаметр поршня насоса d = 25 мм, усилие одного рабочего P_1 = 147 Н. Коэффициент полезного действия η=0,85.	
ЗАДАЧА 15	
Определить силу P, действующую вдоль штока, если диаметр поршня D =100 мм, а давление, подводимое к гидравлическому цилиндру справа, p'=78,48·10^4 Па. Давление слева от поршня $p_{ат}$ = 9,81·10^4 Па, а диаметр штока равен 30 мм. Трением поршня в цилиндре, а также штока в сальнике пренебречь.	
ЗАДАЧА 16	
При испытании прочности баллона гидравлическим способом он был заполнен водой при давлении 60·10^5 Па. Через некоторое время в результате утечки части воды через неплотности, давление в баллоне снизилось вдвое. Диаметр баллона D = 350 мм, высота H=1200мм. Пренебрегая деформацией стенок баллона, определить объем воды, вытекшей за время испытания. Решение задачи дать в системе единиц (СИ).	

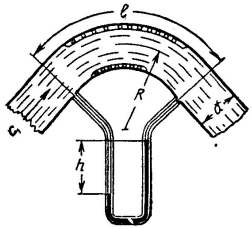
ЗАДАЧА 17

Нагревательная печь расходует G = 300 кг/час мазута с плотностью $\rho_м$= 880 кг/м^3 и кинематическим коэффициентом вязкости ν = 0,25 см^2/с. Определить давление мазута перед форсунками, если бак расположен на высоте h = 10 м выше оси форсунки. Длина нефтепровода l = 32 м, диаметр d = 25 мм.



ЗАДАЧА 18

Определить коэффициент сопротивления колена трубы, если известно: диаметр d = 50 мм, абсолютная шероховатость Δ= 0,2 мм, расход Q = 15 м^3/час, вязкость ν = 0,0151 см^2/с. Расстояние между точками присоединения дифференциального ртутного манометра с разностью уровней h = 20 мм, составляет l = 0,8 м. Коэффициент гидравлического трения λ определить по формуле А. Альтшуля.



ЗАДАЧА 19

Определить количество воды, подводимой к гидромонитору и ее давление, чтобы сила удара струи о перпендикулярно расположенную плоскость составила P = 5,0 т. Известно, что диаметр коноидального насадка d = 100 мм, коэффициент сопротивления ζ= 0,06.

ЗАДАЧА 20

Стальной толстенный баллон, объем которого 42 дм^3, заполнен водой и плотно закрыт при температуре 20°С и давлении $1\cdot10^5$Па. Определить давление в баллоне при температуре воды в нем 60°С. Плотность воды при температуре 20°С равна 998,23 кг/м^3, а при температуре 60 °С – 983,24 кг/м^3.

ЗАДАЧА 21

Плотность автола при температуре 20°С равна 883 кг/м^3. Условная вязкость автола при температуре 50°С равна 7°ВУ. Определить динамический коэффициент вязкости автола при температуре 50°С.

ЗАДАЧА 22

Баллон, объем которого равен 36 дм^3, заполнен нефтью и плотно закрыт при давлении 1 х 10^5 Па.

Какое количество нефти необходимо закачать в баллон дополнительно, чтобы давление в нем повысилось в 25 раз?

Истинный модуль сжатия нефти равен 1325 х 10^6 Па. Деформацией стенок баллона пренебречь.

ЗАДАЧА 23

При испытании прочности резервуара гидравлическим способом он был заполнен водой при давлении 5,0 МПа. Через некоторое время в результате утечки части воды через неплотности давление в резервуаре понизилось до 1,15 МПа.

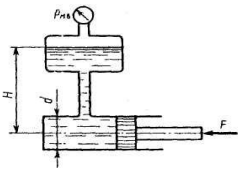
Пренебрегая деформацией стенок резервуара, определить объем воды, вытекшей за время испытания. Объем резервуара равен 20 м^3.

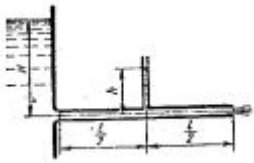
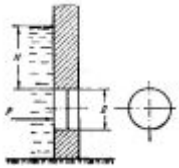
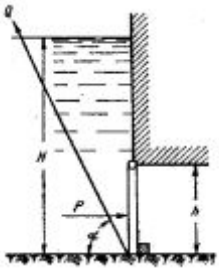
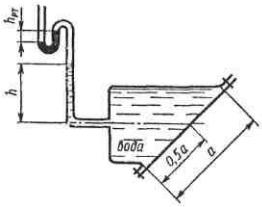
ЗАДАЧА 24

Плотность нефти при температуре 288°К равна 828 кг/м^3. Условная вязкость ее при температуре 295 °К равна 6,4 °ВУ. Коэффициент температурного расширения β_t=0,00072 1/°К. Определить динамическую вязкость нефти при температуре 295°К.

ЗАДАЧА 25

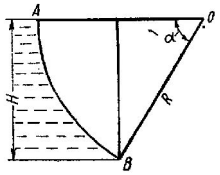
Определить показания мановакуумметра $p_{мв}$, если к штоку поршня приложена сила F = 0,1 кН, его диаметр d = 100 мм, высота H = 1,5 м, плотность жидкости ρ = 800 кг/м^3.



ЗАДАЧА 26	
При истечении воды из большого резервуара в атмосферу по горизонтальной трубе, диаметр которой d = 40 мм и длина l = 10 м, при статическом напоре H = 10 м получено, что уровень в пьезометре, установленном по середине трубы, h = 4,5 м. Определить расход Q и коэффициент сопротивления трения λ трубы.	
ЗАДАЧА 27	
Найти силу давления воды на круглый щит, перекрывающий отверстие в вертикальной стенке, и точку приложения равнодействующей $h_Д$. Диаметр щита D = 1 м, уровень воды над щитом H = 3 м.	
ЗАДАЧА 28	
Донное отверстие плотины перекрывается плоским прямоугольным щитом, верхняя кромка которого шарнирно прикреплена к плотине. Какое усилие необходимо приложить к канату, чтобы открыть щит при следующих данных: уровень воды перед плотиной H = 4 м, высота щита h = 1 м, ширина щита $в$ = 2 м, угол между направлением каната и горизонтом α = 45°.	
ЗАДАЧА 29	
Определить силы, действующие на верхние $F_в$ и нижние $F_н$ болты крышки, которая имеет форму прямоугольника высотой a = 0,64 м и шириной b = 1,5 м. Показания ртутного вакуумметра $h_{рт}$ = 150 мм, высота h = 2,2 м.	

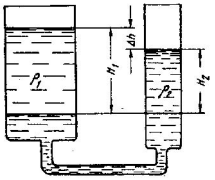
ЗАДАЧА 30

Определить силу давления жидкости на криволинейную поверхность *AB*, представляющую собой часть круговой цилиндрической поверхности, если H = 6 м, α = 60°, ширина поверхности *в* = 10 м.



ЗАДАЧА 31

Два открытых сообщающихся сосуда наполнены жидкостями плотностью ρ_1=700 кг/м^3 и ρ_2=1000 кг/м^3. Определить положение плоскости раздела жидкостей относительно уровней в сосудах, если разность уровней в них Δh = 150 мм.



ЗАДАЧА 32

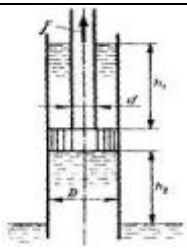
Нефтеналивное судно прямоугольного сечения с плоским дном длиной 100 м и шириной 20 м с полным грузом имеет осадку 2,5 м, а без груза – 400 мм. Определить массу нефти, перевозимой судном. Плотность морской воды принять равной 1000 кг/м^3.

ЗАДАЧА 33

Плоскодонная металлическая баржа длиной 36 м и шириной 10 м с грузом песка имела осадку 1м. После выгрузки песка осадка баржи стала равной 25 см. Определить массу выгруженного песка, если его плотность равна 15000 кг/м^3.

ЗАДАЧА 34

Определить силу F, необходимую для удержания поршня на высоте h_2 = 2 м над поверхностью воды в колодце. Над поршнем поднимается столб воды высотой h_1 = 2 м. Диаметры: поршня D = 100 мм, штока d = 30 мм. Вес поршня и штока не учитывать.



ЗАДАЧА 35

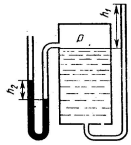
Трубопровод длиной l = 90 м и внутренним диаметром d = 800 мм перед гидравлическим испытанием заполнен водой, находящейся под атмосферным давлением. Определить сколько нужно добавить в трубопровод воды, чтобы давление в нем повысить до Δp = 2,0 МПа. Температура воды t = 20°С.

ЗАДАЧА 36

По горизонтальному трубопроводу длиной l = 17 км необходимо перекачивать нефть (плотность ρ = 920 кг/м^3, кинематическая вязкость ν = 0,2 см^2/с), массовый расход которой M = 200 т/ч, при условии, чтобы падение давление в трубопроводе не превышало Δp = 4 МПа. Шероховатость трубопровода Δ = 0,2 мм. Определить диаметр трубопровода.

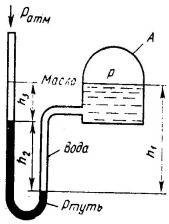
ЗАДАЧА 37

Определить величину давления p в котле и пьезометрическую высоту h_1, если высота поднятия ртути в ртутном манометре h_2. Дано: h_2 = 0,12 м.



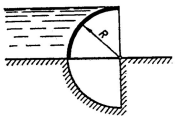
ЗАДАЧА 38

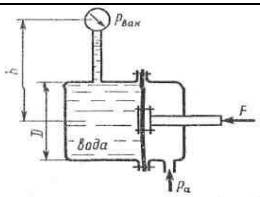
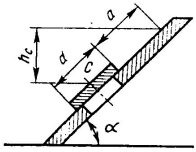
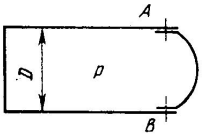
Определить избыточное давление p в сосуде A по показанию жидкостного манометра, если в левом открытом колене над ртутью налито масло, а в правом – вода. Дано: h_1 = 1,6 м; h_2 = 0,40 м; h_3 = 0,14 м.



ЗАДАЧА 39

Определить величину и направление силы давления воды на четверть кругового цилиндра радиусом R и длиной L. Дано: R = 0,5 м, L = 3,5 м.

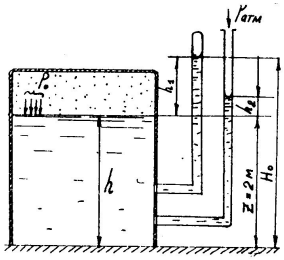


ЗАДАЧА 40	
Определить силу F, действующую на шток гибкой диафрагмы, если ее диаметр D = 200 мм, показание вакуумметра $p_{вак}$ = 0,05 МПа, высота h = 1 м. Площадью штока пренебречь. Найти абсолютное давление в левой полости, если $h_а$ = 740 мм рт. ст.	
ЗАДАЧА 41	
Определить силу давления воды P на круглую крышку люка диаметром d, закрывающую отверстие на наклонной плоской стенке. Угол наклона стенки α. Длина наклонной стенки от уровня воды до верха люка a. Найти точку приложения равнодействующей и построить эпюру гидростатического давления. Дано: d= 1,2 м, α = 60°, a = 1,5 м.	
ЗАДАЧА 42	
Определить усилие, срезающее заклепки боковой стенки котла AB в месте ее прикрепления к цилиндрической части последнего. Внутреннее давление в котле p, диаметр цилиндрической части котла D. Дано: $p = 30 \cdot 10^5$ Н/м^2, D = 2.	
ЗАДАЧА 43	
Определить основные размеры шестеренного насоса по следующим данным: Q = 60 л/мин; p = 2 МПа; n = 1450 мин $^{-1}$; число зубьев z = 14; η_0 = 0,92.	

ЗАДАЧА 44

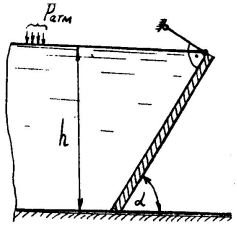
Определить высоты уровней воды в закрытой h_1 и открытой h_2 трубках над поверхностью воды в резервуаре, если абсолютное давление на свободной поверхности p_o.

Дано: p_o = 150 кПа



ЗАДАЧА 45

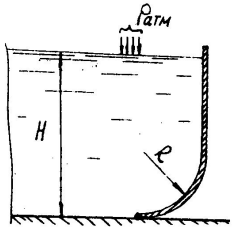
Определить натяжение троса, удерживающего прямоугольный щит, шириной B = 2 м при глубине воды перед щитом h = 1,8 м, если угол наклона щита к горизонту α =40°.



ЗАДАЧА 46

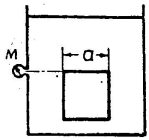
Определить величину и направление силы давления воды на 1 м ширины затвора.

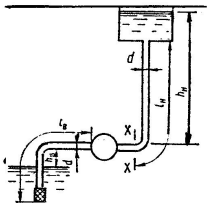
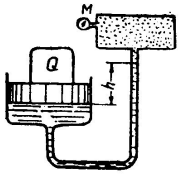
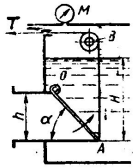
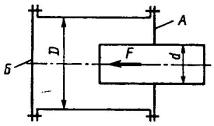
Дано: H = 3 м, R = 1,5 м.



ЗАДАЧА 47

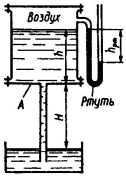
Определить силу давления жидкости P на плоскую крышку, закрывающую квадратное отверстие в боковой стенке резервуара, а также вертикальную координату, центра давления $h_д$, если a = 200 мм, $h_м$ = 190 мм.вод.ст., δ = 0,95.



ЗАДАЧА 48	
Центробежный насос подает воду с температурой t = 15°С по новой стальной трубе диаметром d = 125 мм и длиной $l_н$ = 27 м при геометрической высоте нагнетания $h_н$ = 30 м. Определить расход Q воды в трубопроводе, если сечение х-х имеет давление $p_х$ = 0,26 МПа.	
ЗАДАЧА 49	
Определить массу m_Q (кг) груза, находящегося на поршне диаметром D, если масло с относительной плотностью $\delta_м$ поднялось в трубке на высоту h. Показание манометра, установленного на воздушном резервуаре $p_м$. Дано: D = 220 мм; $\delta_м$ = 0,84; h = 0,64 м; $p_м$ = 3500 Па	
ЗАДАЧА 50	
Поворотный клапан OA закрывает трубу квадратного сечения 0,5 х 0,5 м. Определить силу T натяжения троса, необходимую для открытия клапана, если уровень бензина H = 1,7 м., показание манометра $P_м$=1,5·105 Па, плотность бензина ρ = 750 кг/м^3.	
ЗАДАЧА 51	
Определить нагрузку на болты крышек $А$ и $Б$ гидроцилиндра с D = 160 мм, если к плунжеру d = 120 мм приложена сила F = 20 кН.	

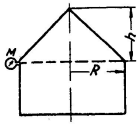
ЗАДАЧА 52

В сосуде A и в трубе вода находится в покое. Показание ртутного прибора $h_{рт}$. Определить высоту H, если h = 1 м, $h_{рт}$ = 400 мм.



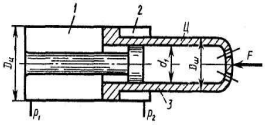
ЗАДАЧА 53

Определить силу давления воды P (кН) на коническую крышку резервуара, имеющую высоту h = 1 м и радиус основания $R = h$. Показание манометра $p_м$ = 2,5 ат.



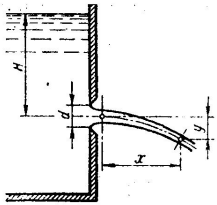
ЗАДАЧА 54

Определить давление p_1, необходимое для удержания цилиндром $Ц$ нагрузки F = 70 кН. Противодавление в полости *2* равно p_2 = 0,3 МПа, давление в полости *3* равно атмосферному. Размеры: $D_ц$ = 80 мм, $D_ш$ = 70 мм, d_1 = 50 мм.



ЗАДАЧА 55

Определить коэффициенты расхода μ, скорости φ, сжатия ε и сопротивления при истечении воды в атмосферу через отверстие диаметром d = 10 мм под напором H = 2 м, если расход Q = 0,294 л/с, а координаты центра одного из сечений струи x = 3 м и y = 1,2 м. (координаты x и y связаны между собой соотношением $x = 2\varphi\sqrt{Hy}$).

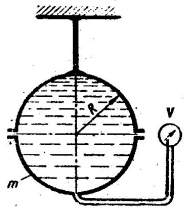


ЗАДАЧА 56

Определить мощность, потребляемую гидромотором, и гидромеханический КПД $\eta_{ГМ}$ когда его выходной вал развивает полезный крутящий момент M=95,4 Н·м и частоту вращения n=50 об/с. Рабочий объем гидромотора q=80 см^3. Противодавление в сливной полости гидромотора $p_{пр}$=50 кПа.

ЗАДАЧА 57

Шаровой сосуд радиусом R = 0,4 м, заполненный водой, висит на тяге, прикрепленной к его верхней половине. Какое наименьшее давление в центре сосуда (показание пружинного вакуумметра $p_в$) удержит свободную нижнюю половину сосуда массой m = 150 кг? Ответить на поставленный вопрос, принимая m = 0.

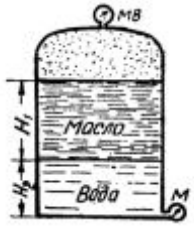


ЗАДАЧА 58

Определить силу гидростатического давления, передающуюся на задвижку вследствие возникновения гидравлического удара при ее закрытии. Трубопровод стальной, наружный диаметр 114 мм, толщина стенки 7 мм, длина трубопровода 6,2 км. По трубопроводу перекачивается нефть плотностью 875 кг/м^3 со скоростью 1,5 м/сек. Время закрытия задвижки равно 8 сек.

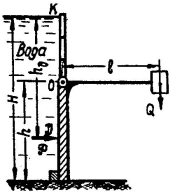
ЗАДАЧА 59

Какое давление показывает мановакуумметр (манометрическое или вакуумметрическое), установленный на резервуаре, и его величину (Па), если высоты жидкостей в резервуаре H_1 = 550 мм; H_2 = 1800 мм, $p_м$ = 0,2 ат, относительная плотность воды $\delta_в$ = 1,01, а масла $\delta_м$ = 0,85.



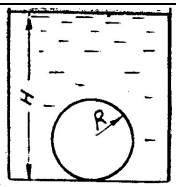
ЗАДАЧА 60

Определить минимальную массу груза (кг), способного удержать прямоугольный щит в закрытом положении при уровне воды в канале H = 5 м, если размеры щита h = 3 м; В = 2 м; l = 3 м. Щит может поворачиваться вокруг оси O.



ЗАДАЧА 61

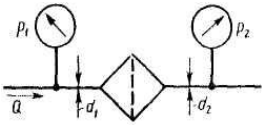
Определить силу давления воды на плоскую крышку, закрывающую круглое отверстие в боковой стенке резервуара, а также вертикальную координату центра давления $h_д$ если известно: $R = 0{,}13$ м; $H = 4R$.



ЗАДАЧА 62

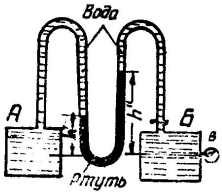
Для определения потерь давления на фильтре установлены манометры, как показано на рис. При пропускании через фильтр жидкости расход которой $Q = 1$ л/с с давлением: $p_1 = 0{,}1$ МПа, $p_2 = 0{,}12$ МПа. Определить, чему равна потеря давления в фильтре, если известно: $d_1 = 10$ мм, $d_2 = 20$ мм, $\rho_ж = 900$ кг/м^3.

Указание. Потерей давления на участках от мест установки манометров до фильтра пренебречь. Принять $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$.



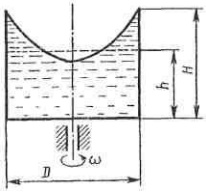
ЗАДАЧА 63

Определить показание вакуумметра $h_в$ (мм вод. ст.), подключенного к резервуару *Б*, если абсолютное давление воды в резервуаре *А* $p_А$, высоты уровней ртути в *U*-образной трубке h' и h''. Атмосферное давление $B = 760$ мм рт. ст. Дано: $p_А = 113$ кПа, $h' = 370$ мм, $h'' = 500$ мм.



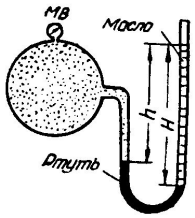
ЗАДАЧА 64

В сосуд высотой $H = 0{,}3$ м залита жидкость до уровня $h = 0{,}2$ м. Определить, до какой угловой скорости ω можно раскрутить сосуд, с тем чтобы жидкость не выплеснулась из него, если его диаметр $D = 100$ мм.



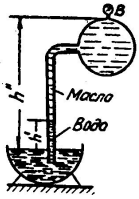
ЗАДАЧА 65

Определить, какое давление (манометрическое или вакуум) показывает мановакуумметр, установленный на воздушном резервуаре, и его величину $h_{мв}$ (мм рт.ст.), если высоты уровней жидкостей в U-образной трубке равны h = 750 мм, H = 0,80 м, а относительная плотность масла $\delta_м$ = 0,9.



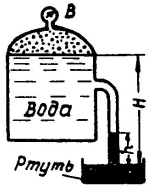
ЗАДАЧА 66

Определить показание вакуумметра $h_в$ (мм рт. ст.), установленного на маслобаке, если высоты уровней жидкостей h' и h'', а относительная плотность масла $\delta_м$.
Дано: h' = 250 мм, h'' = 0,85м, $\delta_м$ = 0,90.



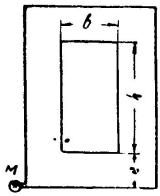
ЗАДАЧА 67

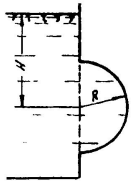
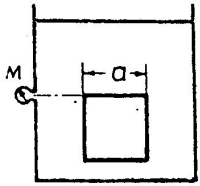
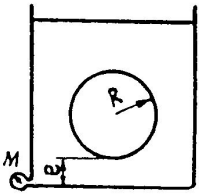
Определить высоту столба ртути в трубке h (мм), если разность отметок поверхностей воды в резервуаре и ртути в чашке H, а показание вакуумметра $h_в$.
Дано: H = 1,28 м, $h_в$ = 200 мм.рт.ст.



ЗАДАЧА 68

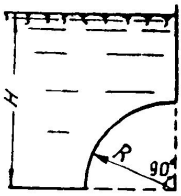
Определить силу давления воды P (кН) на плоскую крышку, закрывающую прямоугольное отверстие в боковой стенке резервуара, а также вертикальную координату центра давления $h_д$ (мм), если размеры отверстия h = 0,6 м, $в$ = 0,5h, расстояние нижней стороны отверстия от дна резервуара $е$ = 0,2 м, показание манометра $p_м$ = 0,10 ат.



ЗАДАЧА 69	
Определить силу давления воды P (кН) на полусферическую крышку сосуда, радиус которой R = 200 мм, а расстояние центра полусферы от свободной поверхности воды $H = 2R$. Определить также угол наклона силы P к горизонту α.	
ЗАДАЧА 70	
Определить силу давления жидкости P (Н) на плоскую крышку, закрывающую квадратное отверстие в боковой стенке резервуара, а также вертикальную координату центра давления $h_д$ (мм), если сторона отверстия a = 358 мм, показание манометра $p_м$ = 115 мм рт.ст., относительная плотность жидкости δ = 0,95	
ЗАДАЧА 71	
Определить силу давления жидкости P (кН) на плоскую крышку, закрывающую круглое отверстие в боковой стенке резервуара, если радиус отверстия R = 350 мм, расстояние от дна резервуара до нижней точки отверстия e = 100 мм, показание манометра $h_м$ = 855 мм рт. ст., относительная плотность жидкости δ = 0,95.	
ЗАДАЧА 72	
Определить потерю напора при движении воды в новой сварной стальной трубе диаметром d и длиной l, если расход воды равен Q, температура t = 12 °С. Дано: d = 0,200 м; l = 800 м; Q = 50 л/с.	

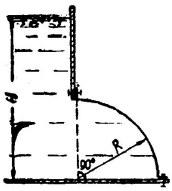
ЗАДАЧА 73

Определить силу давления жидкости P (кН) на цилиндрическую стенку резервуара и ее направление к горизонту, если радиус стенки R = 300 мм, ширина стенки $B = 4R$, высота жидкости в резервуаре $H = 2R$, относительная плотность жидкости δ = 0,85.



ЗАДАЧА 74

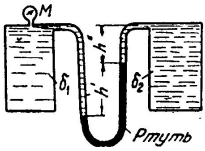
Определить силу давления нефти P (кН) на цилиндрическую стенку резервуара и ее направление (угол наклона к горизонту α), если радиус стенки R = 600 мм, ширина стенки B = 3 м, а высота нефти в резервуаре H = 6 м. Относительная плотность нефти $\delta_н$ = 0,9.



ЗАДАЧА 75

Определить избыточное давление $p_х$ (кПа) в верхней части правого резервуара, если показание манометра, установленного на крышке левого резервуара, $p_м$, а относительные плотности жидкостей в резервуарах δ_1 и δ_2.

Дано: $p_м$ = 0,40 кгс см^2, δ_1 = 1,0, δ_2 = 0,8, h' = 300 мм, h'' = 250 мм.



ЗАДАЧА 76

Жидкость с плотностью ρ = 900 кг/м^3 и вязкостью ν = 0,01 см^2/с нагнетается по горизонтальному трубопроводу длиной l = 4 м, диаметром d = 25 мм. Определить давление в начальном сечении, если в конечном сечении трубопровода давление атмосферное, расход жидкости Q = 6 л/с; шероховатость стенок трубопровода Δ = 0,06 мм.

ЗАДАЧА 77

Подобрать необходимый диаметр цилиндрического насадка (μ=0,82) с таким расчетом, чтобы через него вытекало 77000 кг/ч нефти плотностью 865 кг/м^3. Напор H постоянный и равен 12 м.

ЗАДАЧА 78

Найти потерю давления на трение при движении воды с температурой t = 50°С в цельносварной стальной трубе, бывшей в употреблении, с внутренним диаметром d = 0,5 м. Расход воды Q = 0,60 м^3/с. Длина трубы l = 500 м.

ЗАДАЧА 79

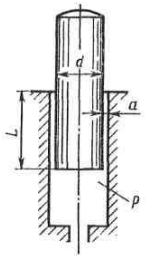
Определить величину потерь давления, вызванных поворотом трубопровода диаметром d = 200 мм на угол α = 90°. Трубопровод новый стальной, радиус поворота R = 40 м. Жидкое масло минеральное(ν = 14,5×10^{-4} м^2/с; ρ = 800 кг/ м^3). Расход жидкости Q = 0,5 м^3/с.

ЗАДАЧА 80

Определить расход минерального масла (плотность ρ = 800 кг/м^3, кинематическая вязкость ν = 10×10^{-4} м^2/с) при истечении в атмосферу через круглое отверстие диаметром d = 2 см из резервуара, в котором давление (избыточное) p = 0,5 МПа.

ЗАДАЧА 81

Определить максимально возможную секундную утечку жидкости через зазор между насосным плунжером и цилиндром, если диаметр плунжера d = 20 мм; радиальный зазор при соосном расположении плунжера и цилиндра a = 0,01 мм; свойства жидкости: ν = 0,01·10^4 м^2/с; ρ = 800 кг/м^3. Давление, создаваемое насосом, p = 25 МПа; длина зазора l = 30 мм.



ЗАДАЧА 82

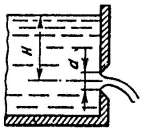
В дне сосуда имеется отверстие с закругленной кромкой d = 3 мм. Высота уровня воды в сосуде остается постоянной: H = 0,05 м. Определить скорость и расход при вытекании холодной (t_1 = 6 °С) и горячей (t_2 = 99°С) воды из отверстия.

ЗАДАЧА 83

Определить силу давления P урагана (скорость ветра V = 50 м/с) на перпендикулярную к направлению ветра стенку товарного выгона высотой h = 4 м и длиной l = 30 м. Температура воздуха t = 15°С, плотность воздуха $\rho = 15{,}2 \cdot 10^{-6}$ м^2/с. Коэффициент сопротивления давления C_D = 1,1.

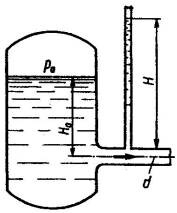
ЗАДАЧА 84

Определить расход воды, вытекающей через отверстие диаметром d в тонкой стенке резервуара при постоянном напоре H = 9,5 м; d = 2 см; t = 15°С.



ЗАДАЧА 85

Определить расход керосина, вытекающего из бака по трубопроводу диаметром d = 50 мм, если избыточное давление воздуха в баке p_o = 16 кПа; высота уровня H_o = 1 м; высота подъема керосина в пьезометре H = 1,75 м. Потерями энергии пренебречь. Плотность керосина ρ = 800 кг/м^3.

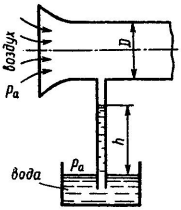


ЗАДАЧА 86

Жидкость с плотностью ρ = 850 кг/м^3 и вязкостью $\nu = 2 \cdot 10^4$ м^2/с подается на расстояние l = 20 м по горизонтальной трубе диаметром d = 20 мм в количестве Q = 1,57 л/с. Определить давление и мощность, которые требуются для указанной подачи. Местные гидравлические сопротивления отсутствуют.

ЗАДАЧА 87

Определить весовой расход воздуха по трубе с плавно закругленным входом и цилиндрической частью диаметром D = 200 мм, если показания вакуумметра в виде вертикальной стеклянной трубки, опущенной в сосуд с водой, h = 250 мм. Коэффициент сопротивления входной части трубы (до места присоединения вакуумметра) ξ = 0,1. Плотность воздуха $\rho_{воз}$= 1,25 кг/м^3

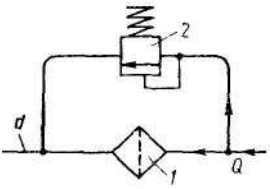


ЗАДАЧА 88

Определить коэффициент подачи шестеренного насоса $\left(\eta_v = \dfrac{Q}{Q_T}\right)$ с числом оборотов n = 440 об/мин. Число зубьев на шестерне z = 12, ширина зуба B = 42 мм, площадь сечения зуба, ограниченная внешней окружностью соседней шестерни f = 960 мм^2. Подача насоса Q = 0,312 м^3/мин.

ЗАДАЧА 89

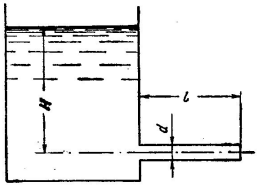
В гидросистеме с расходом масла Q = 0,628 л/с параллельно фильтру *1* установлен переливной клапан *2*, открывающийся при перепаде давления на Δp = 0,2 МПа. Определить вязкость ν, при которой начнется открытие клапана, если коэффициент сопротивления фильтра связан с числом Рейнольдса формулой $\zeta_ф = A/\mathrm{Re}$, где A = 2640; Re подсчитывается по диаметру трубы d = 20 мм; ρ = 850 кг/м^3.



ЗАДАЧА 90
Керосин перекачивается по горизонтальной трубе длиной l = 50 м и диаметром d = 50 мм в количестве Q = 9,8 л/с. Определить потребное давление и необходимую мощность, если свойства керосина: ν = 0,02 см^2/с; ρ = 800 кг/м^3. Труба гидравлически гладкая. Местными гидравлическими сопротивлениями пренебречь.
ЗАДАЧА 91
По трубопроводу диаметром d = 10 мм и длиной l = 10 м подается жидкость с вязкостью ν = 1 см^2/с под действием перепада давления Δp = 4 МПа; ρ = 1000 кг/м^3. Определить режим течения жидкости в трубопроводе. Указание. Воспользоваться выражением для числа Re через Q и законом Пуазейля, исключить из них расход Q и, определив критический перепад давления, соответствующий смене режима, сравнить его с заданным перепадом.
ЗАДАЧА 92
Определить режим течения жидкости при температуре 10°С (ν = 0,4 см^2/с) по трубопроводу длиной l = 3 м, который при перепаде давления Δp = 2 МПа должен обеспечивать расход Q = 1 л/с. Плотность ρ = 850 кг/м^3. Указание. Воспользоваться выражением для числа Re через Q и законом Пуазейля, исключить из них диаметр d и, определив перепад давления, соответствующий смене режима, сравнить его с заданным перепадом.
ЗАДАЧА 93
Определить расход керосина в гладкой горизонтальной трубе длиной l = 40 м; диаметром d = 40 мм, если разность давлений в начальном и конечном сечениях трубы Δp = 160 кПа. Вязкость керосина ν = 0,02 см^2/с, Плотность ρ = 800 кг/м^3. Указание. Задачу следует решать методом последовательных приближений, задавшись сначала значением коэффициента $\lambda_т$ в первом приближении.

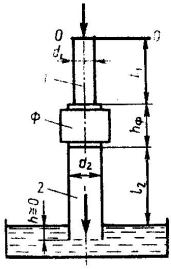
ЗАДАЧА 94

При истечении с постоянным напором H через внешний цилиндрический насадок $d_н$ = 85 мм, определить, какое давление необходимо создать на свободной поверхности, чтобы расход при истечении Q = 45 л/с.



ЗАДАЧА 95

Жидкость из гидросистемы вытекает в бак через трубопровод *1* длиной l_1 = 3 м и диаметром d_1 = 15 мм; фильтр *Ф* сопротивление которого эквивалентно сопротивлению трубопровода, длиной l = 300d_1 и трубопровод *2* длиной l_2 = 5 м и диаметром d_2= 25 мм. Определить расход жидкости, если ее вязкость ν = 0,5 см^2/с; плотность p = 900 кг/м^3; давление в сечении 0-0 p_o= 0,25 МПа; высота фильтра h = 0,3 м. Учесть потерю напора при выходе из трубы в бак.

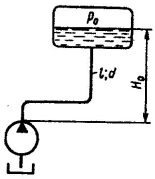
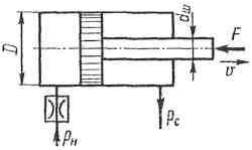
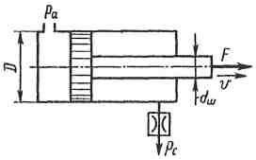


ЗАДАЧА 96

Определить расход жидкости (ρ = 800 кг/м^3), вытекающей из бака через отверстие площадью S_0 = 1 см^2. Показания ртутного прибора, измеряющего давление воздуха, h = 2 м, коэффициент расхода отверстия μ = 0,60.

ЗАДАЧА 97

Определить ударное повышение давления в стальном трубопроводе если наружный диаметр трубопровода равен D = 73 мм, толщина стенки δ = 5,5 мм, длина участка трубопровода до задвижки l = 840 м. По трубопроводу перекачивается 190 т в сутки нефти плотностью p = 820 кг/м^3. Время закрытия задвижки t_3 = 6 с. Модуль сжатия нефти Е = 1,40·109 Па.

ЗАДАЧА 98	
При каком диаметре трубопровода подача насоса составит Q = 1 л/с, если на выходе из него располагаемый напор $H_{расп}$= 9,6 м; длина трубопровода l = 10 м; эквивалентная шероховатость $\Delta_э$ = 0,05 мм; $H_о$= 4 м; давление в баке $p_о$= 30 кПа; вязкость жидкости ν = 0,015 см^2/с и ее плотность ρ = 1000 кг/м^3? Местными гидравлическими сопротивлениями в трубопроводе пренебречь. Учесть потери при входе в бак.	
ЗАДАЧА 99	
Определить значение силы F, преодолеваемой штоком гидроцилиндра при движении его против нагрузки со скоростью V = 20 мм/с. Давление на входе в дроссель $p_н$ = 20 МПа; давление на сливе $p_с$ = 0,3 МПа; коэффициент расхода дросселя μ = 0,62; диаметр отверстия дросселя d = 1,2 мм; D = 70 мм; $d_ш$ = 30 мм; ρ = 900 кг/м^3.	
ЗАДАЧА 100	
Определить диаметр отверстия дросселя, установленного на сливе из гидроцилиндра, при условии движения штока цилиндра под действием внешней нагрузки F = 60 кН со скоростью V = 200 мм/с. Диаметры: штока $d_ш$ = 40 мм, цилиндра D = 80 мм, коэффициент расхода дросселя μ = 0,65, плотность жидкости ρ = 850 кг/м^3, давление на сливе $p_с$ = 0,3 МПа.	

ЗАДАЧА 101

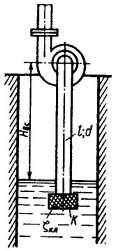
Подобрать необходимый размер цилиндрического насадка (μ = 0,82) с таким расчетом, чтобы через него вытекало 77000 кг/ч нефти (ρ = 865 кг/м^3). Напор H постоянный и равен 12 м.

ЗАДАЧА 102

Вода вытекает из закрытого резервуара через внешний цилиндрический насадок d =10 мм в атмосферу. Определить расход воды при H =1,5 м и манометрическом давлении на поверхности воды $p_м$ =0,25 МПа.

ЗАДАЧА 103

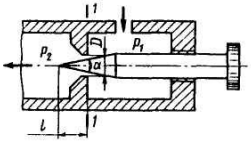
Определить абсолютное давление воды перед входом в центробежный насос при подаче Q = 0,628 л/с и высоте всасывания $H_{вс}$ = 5 м. Всасывающую трубу, длина которой l = 8 м, диаметр d = 20 мм, считать гидравлически гладкой. Учесть сопротивление приемного клапана K с фильтрующей сеткой $\xi_{кл}$ = 3. Вязкость воды ν = 0,01 см^2/с. Атмосферное давление – 750 мм рт. ст.



ЗАДАЧА 104

На рис. изображена схема регулируемого игольчатого дросселя. Определить, на какое расстояние l необходимо вдвинуть иглу в дросселирующее отверстие для обеспечения перепада давления $\Delta p = p_1 - p_2$ = 3МПа, если угол иглы $\alpha = 30^0$, диаметр дросселирующего отверстия D=6 мм, его коэффициент расхода μ = 0,8, расход жидкости Q = 1,2 л/с, плотность рабочей жидкости ρ =900 кг/м^3.

Указание. Площадь дросселирующего кольца определить по приближенной формуле $S = S_о - S_и$, где $S_о$ - площадь отверстия, $S_и$- площадь иглы в сечении 1-1.

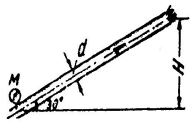


ЗАДАЧА 105

Вода вытекает из открытого бака через цилиндрический насадок d = 15 мм при постоянном напоре H = 1 м в атмосферу. Сосуд емкостью V = 20 л подставленный под струю, наполнится за 31 с. Определить коэффициент потерь $\xi_н$ насадка.

ЗАДАЧА 106

Определить высоту подъема нефти H (м), если расход нефти в трубопроводе M = 350 т/ч, диаметр труб d = 350 мм, показание манометра $p_м$ = 2,25 ат, относительная плотность нефти $\delta_Н$ = 0,93, вязкость нефти по Энглеру ВУ^0 = 50.

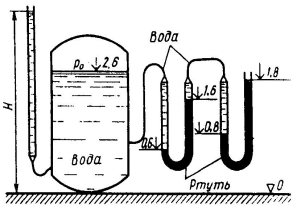


ЗАДАЧА 107

Определить показание манометра $p_м$ (ат), если расход мазута в трубопроводе $M_ч$ = 25 т/час, диаметр труб d = 100 мм, длина трубопровода l = 320 м, высота подъема H, относительная плотность мазута $\delta_{Мо}$ = 0,97, а вязкость по Энглеру ВУ^0= 120; H = 17 м. Местными сопротивлениями пренебречь.

ЗАДАЧА 108

Определить избыточное давление $p_о$ воздуха в напорном баке по показанию манометра, составленного из двух U-образных трубок с ртутью. Соединительные трубки заполнены водой. Отметки уровней даны в метрах. Какой высоты H должен быть пьезометр для измерения того же давления $p_о$? Плотность ртути ρ=13600 кг/м^3.

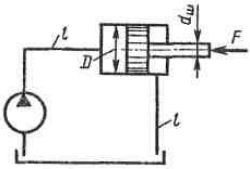


ЗАДАЧА 109

Определить время опорожнения вертикального цилиндрического резервуара диаметром D = 0,8 м при начальном напоре h = 1 м. Жидкость вытекает через круглое отверстие диаметром d = 20 мм на уровне дна сосуда. Коэффициент расхода μ = 0,62.

ЗАДАЧА 110

Определить давление, создаваемое насосом, если длины трубопроводов до и после гидроцилиндра равны l=5м; их диаметры $d_т$= 15 мм; диаметры: поршня D= 60 мм, штока $d_ш$=40мм; сила на штоке F=1кН подача насоса Q=1,2л/с; вязкость рабочей жидкости ν=0,5см^2/с; плотность ρ= 900 кг/м^3.

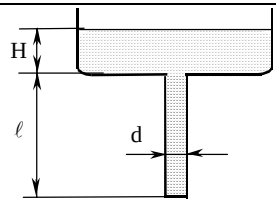


ЗАДАЧА 111

Определить расход воды Q (м^3/час), если диаметр трубы d = 65 мм, длина трубопровода l = 30 м, показание манометра $p_м$= 0,30 кгс/см^2. Коэффициент λ вычислить по формуле Никурадзе, приняв абсолютную шероховатость труб Δ = 0,5 мм.

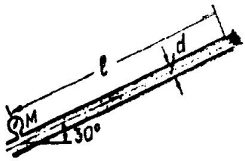
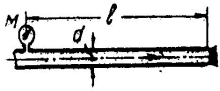
ЗАДАЧА 112

Определить расход воды Q (м^3/час) в трубе диаметром d = 13 мм и длиной l = 2,5 м, если высота воды в резервуаре H = 1,2 м. Коэффициент λ вычислить по формуле Никурадзе, приняв абсолютную шероховатость трубы Δ = 0,2 мм.



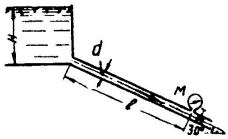
ЗАДАЧА 113

Определить потери напора на трение по длине h_l в новом стальном трубопроводе ($\Delta_э$ = 0,1), d= 200 мм, l= 2 км если расход Q = 20 л/с. Удельный вес жидкости γ = 8000 Н/м^3, динамическая вязкость μ = 0,002 Па·с.

ЗАДАЧА 114	
Определить длину трубопровода l (м), по которому из резервуара вытекает нефть с относительной плотностью $\delta_н$= 0,90 и вязкостью в градусах Энглера ВУ^0 = 90. Расход нефти $M_ч$ = 8,5 т/час, диаметр труб d = 50 мм, высота нефти в резервуаре H = 4,7 м. Местными сопротивлениями пренебречь.	
ЗАДАЧА 115	
Определить расход нефти $M_{сек}$ (кг/с) в трубопроводе диаметром d = 75 мм и длиной l = 80 м, если показание манометра $p_м$ = 7,05 ат, относительная плотность нефти $\delta_н$ = 0,90, вязкость по Энглеру ВУ^0 = 75. Указание. При решении этой задачи принять условно, что режим движения нефти ламинарный, а после определения скорости проверить.	
ЗАДАЧА 116	
Определить динамический коэффициент вязкости μ (Н·с/м^2) масла, перекачиваемого по трубопроводу диаметром d = 75 мм и длиной l = 135 м, если показание манометра $p_м$ = 0,2 МПа, расход масла $M_{сек}$ = 4 кг/с, а плотность $p_м$ = 870 кг/м^3. Указание. При решении этой задачи принять условно, что режим движения масла ламинарный, а после определения вязкости масла проверить.	
ЗАДАЧА 117	
Определить силу давления воды на боковую стенку и дно вертикального цилиндрического резервуара вместимостью 314 м^3 при заполнении его на высоту 4м.	

ЗАДАЧА 118

Определить расход воды Q (м^3/час) в трубопроводе диаметром d = 100 мм и длиной l = 18 м, если высота воды в резервуаре H = 3 м, показание манометра $p_м$ = 1,0 ат. Коэффициент λ подсчитать по формуле Никурадзе, приняв абсолютную шероховатость труб Δ = 0,5 мм. Сопротивление входного участка пренебречь.

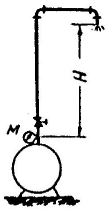


ЗАДАЧА 119

Для охлаждения рабочей жидкости гидропривода используется теплообменник, состоящий из 300 штук охлаждающих трубок. Через теплообменник пропускается циркуляционная вода с расходом Q = 20 л/с и температурой 283 ^{0}К (ν = 0,013 см^2/с). Какой максимальный допустимый диаметр трубок, при котором в них сохраняется турбулентный режим движения?

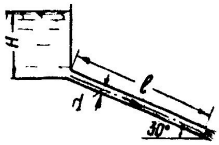
ЗАДАЧА 120

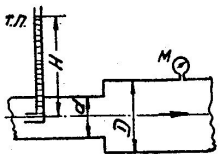
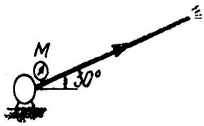
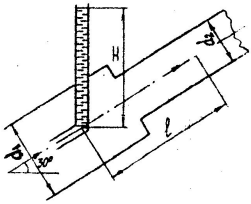
Определить показание манометра $p_м$ (ат), если расход воды в трубопроводе Q = 350 м^3/час, диаметр труб d = 250 мм, длина трубопровода l = 150 м, высота нагнетания H = 120 м, степень открытия задвижки Лудло x:d = 7/8, радиус закругления колен R = 417 мм. Коэффициент λ вычислить по формуле Никурадзе, приняв абсолютную шероховатость Δ = 0,5 мм.



ЗАДАЧА 121

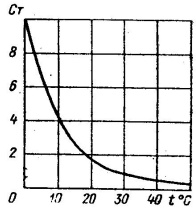
Определить высоту уровня мазута в резервуаре H (м), если расход мазута $M_ч$ = 70 т/ч, диаметр трубы d = 100 мм, длина трубы l = 2,0 м, вязкость мазута по Энглеру ВУ^0 = 100.



ЗАДАЧА 122	
Определить длину трубопровода l (м), если расход керосина $M_ч$ = 130 т/ч, диаметр труб d = 150 мм, показание манометра $p_м$ = 3,0 ат, относительная плотность керосина $\delta_к$ = 0,8. Коэффициент λ вычислить по формуле Никурадзе, приняв абсолютную шероховатость труб Δ = 0,2 мм.	
ЗАДАЧА 123	
Определить расход керосина в трубопроводе Q (м^3/ч), если в трубке Пито керосин поднялся на высоту H = 460 мм, показание манометра $h_м$ = 20 мм рт. ст., диаметры труб d = 50 мм и D = 2d, относительная плотность керосина $\delta_к$ = 0,8. Сопротивлением прямых участков пренебречь.	
ЗАДАЧА 124	
Определить показание манометра $p_м$ (ат), установленного в начале трубопровода диаметром d = 100 мм и длиной l = 60 м, если расход воды Q = 30 м^3/час; эквивалентная длина $l_{экв}$ = 0,2; абсолютная шероховатость труб Δ = 0,5 мм.	
ЗАДАЧА 125	
Определить расход жидкости (м^3/час) в трубопроводе, ось которого наклонена к горизонту под углом α = 30°. Высота уровня жидкости в трубке Пито H = 750 мм, манометрическое давление в узком сечении трубопровода диаметром d_2 = 75мм, отстоящем на расстоянии l= 158см от носика трубки Пито,$p_м$=1500Па. Относительная плотность жидкости δ = 0,8.	

ЗАДАЧА 126

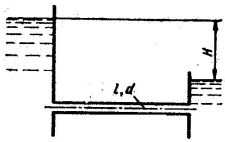
Машинное масло, для которого задана зависимость кинематической вязкости ν от температуры, прокачивается по трубе диаметром d = 20 мм в количестве Q = 4 л/с. Определить режим движения при t = 10°С и t = 40°С и указать температуру, соответствующую критическому значению числа Рейнольдса ($R_{е\ кр}$ = 2300).



ЗАДАЧА 127

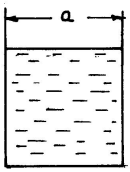
В трубопроводе диаметром d и длиной l под статическим напором H движется жидкость, кинематическая вязкость которой ν. Получить выражения для критического напора, при котором ламинарный режим переходит в турбулентный, учитывая в трубопроводе только потери на трение.

Указание. Воспользоваться формулой для потерь на трение при ламинарном режиме: $H = 32\nu\, l\, v/(gd^2)$, имея в виду, что критический напор $H_{кр}$ соответствует критической скорости $v_{кр}$.



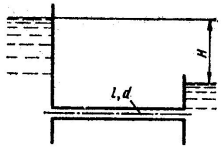
ЗАДАЧА 128

Для квадратной трубки, сторона которой a = 10 мм, определить критическую скорость движения воды при t = 20° (ν= 0,01 см^2/с), воздуха при p = 0,1 МПа и t = 20°С (μ = 1,82·10^{-4} Пз; ρ = 1,17 кг/м^3) и турбинного масла при t = 20°С, (ν = 1 см^2/с), приняв $Re_{кр}$= 2000.



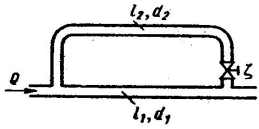
ЗАДАЧА 129

Установить режим течения нефти (ν = 2,5 см^2/с) по трубопроводу длиной l = 1000 м, который при располагаемом статическом напоре H = 40 м должен пропускать расход Q = 60 л/с. Найти минимальное значение ν_{min}, при котором в трубопроводе будет еще ламинарный режим, приняв $Re_{кр}$= 2000.



ЗАДАЧА 130

Найти, как распределяется расход Q = 25 л/с между двумя параллельными трубами, одна из которых имеет длину l_1 = 30 м и диаметр d_1 = 50 мм, а другая (с задвижкой, коэффициент сопротивления которой ξ = 3) имеет длину l_2 = 50 м и диаметр d_2 = 100мм. Какова будет потеря напора $h_п$ в разветвленном участке? Значения коэффициента сопротивления трения труб принять соответственно равными λ_1 = 0,04 и λ_2 = 0,03. Потери напора в тройниках не учитывать.



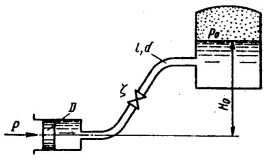
ЗАДАЧА 131

Внутренняя шаровая поверхность пневмогидроаккумулятора разделена на два одинаковых герметичных объема А и С горизонтальной резиновой мембраной. Верхний объем А заполнен азотом, давление которого p = 10 МПа. Нижний объем С заполнен минеральным маслом плотностью ρ = 900 кг/м^3. Радиус полусферы R = 200 мм.

Определить без учета и с учетом веса масла в пневмогидроаккумуляторе усилие P, растягивающее болты, которыми скреплены верхняя и нижняя полусферы с зажатой между ними мембраной.

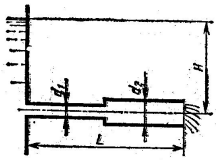
ЗАДАЧА 132

Определить силу P, которую нужно приложить к поршню насоса диаметром D = 65 мм, чтобы подавать в напорный бак жидкость с постоянным расходом Q = 2,5 л/с. Высота подъема жидкости в установке H-10 м, избыточное давление в напорном баке p_o = 0,15 МПа. Размеры трубопровода l = 60 м, d = 30 мм. Коэффициент сопротивления вентиля на трубопроводе ξ= 5,5. Потери напора на плавных поворотах трубопровода не учитывать. Задачу решать для случаев подачи в бак бензина (ρ = 756 кг/м^3, ν = 0,4 см^2/с) и машинного масла (ρ = 930 кг/м^3, ν = 20 см^2/с). Трением поршня в цилиндре пренебречь.



ЗАДАЧА 133

Для подачи воды в количестве Q = 2,1 м^3/мин на расстоянии L = 400 м под напором H = 9 м можно использовать чугунные трубы диаметрами d_1= 150 мм и d_2= 200 мм. Определить необходимые длины участков трубопровода, принимая шероховатость труб Δ = 1,2 мм. Какой напор потребуется при заданном Q если выполнить весь трубопровод диаметром d_1= 150 мм?

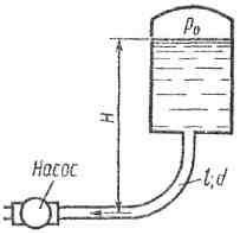


ЗАДАЧА 134

Определить среднюю скорость и расход жидкости в сечении большего диаметра конической трубы, если d_1= 400 мм, d_2= 200 мм и средняя скорость в сечении меньшего диаметра V_2 = 1,0 м/с

ЗАДАЧА 135

На рисунке показан всасывающий трубопровод гидросистемы. Длина трубопровода l = 1 м, диаметр d = 20 мм, расход жидкости Q = 0,314 л/с, абсолютное давление воздуха в бачке p_0 = 100 кПа, H = 1 м, плотность жидкости ρ = 900 кг/м^3. Определить абсолютное давление перед входом в насос при температуре рабочей жидкости t = + 25^{0}С (ν = 0,2 см^2/с). Как изменится искомое давление в зимнее время, когда при этом же расходе температура жидкости упадет до – 35^{0}С (ν = 10 см^2/с).



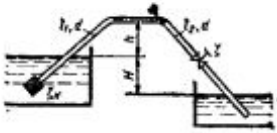
ЗАДАЧА 136

Определить режим течения жидкости при температуре 10^{0}С (ν = 0,4 см^2/с) по трубопроводу длиной l = 3 м, который при перепаде давления Δp = 2 МПа должен обеспечивать расход Q = 1 л/с. Плотность ρ = 850 кг/м^3.

Указание. Воспользоваться выражением для числа Re через Q и законом Пуазейля, исключить из них диаметр d и, определив перепад давления, соответствующий смене режима, сравнить его с заданным перепадом.

ЗАДАЧА 137

Определить диаметр трубопровода d и коэффициент сопротивления задвижки $\xi_З$, если высота точки A относительно начального уровня воды h = 3,5 м, а вакуум в этой точке $p_{вак.}$. Потерями энергии на поворотах пренебречь. Известно, что: H = 8 м; l_1 = 100 м; l_2 = 70 м; Q = 70 л/с = 0,07 м^3/с; $\xi_с$ = 8,5; $p_{вак}$ = 60 кПа.



ЗАДАЧА 138

Прямоугольный понтон с размерами основания 20 х 30 плавает в воде. Определить его осадку h, если полный вес понтона с грузом на нем $G = 12 \cdot 10^3$кН.

ЗАДАЧА 139

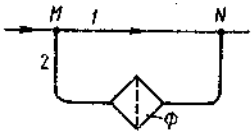
Определить расход Q воды, вытекающей через внешний цилиндрический насадок (d = 10 см), если напор H = 2 м при установившемся движении (H = const). Как изменится расход, если насадок заменить малым отверстием такого же диаметра в тонкой стенке.

ЗАДАЧА 140

В отопительный котел поступает G_0 = 40 т/ч при температуре t_o = 40 °С. Сколько кубометров воды входит в котел и выходит из него, если нагрев производится до t = 90°С, а коэффициент температурного расширения воды составляет β_t = 0,00064 м^3/^{0}К.

ЗАДАЧА 141

Трубопровод с расходом жидкости Q = 0,32 л/с в точке М разветвляется на два трубопровода: 1-й размерами l_1 = 1,0 м, d_1 = 10 мм; 2-й размерами l_2 = 2,0 м, d_2 = 8 мм. В точке N эти трубопроводы смыкаются. Во 2-м трубопроводе установлен фильтр $Ф$, сопротивление которого эквивалентно трубе длиной $l_э$ = 200 d_2. Определить расход и потерю давления в каждом трубопроводе при ρ = 900 кг/м^3 и ν = 1 см^2/с.



ЗАДАЧА 142

Сварная стальная труба, у которой диаметр d м и толщина стенки δ мм, пропускает воду со скоростью V м/с, имея у своего конца (перед задвижкой) пьезометрический напор Н м. Определить максимальное давление в момент быстрого и полного закрытия задвижки и напряжение материала стенки до гидравлического удара и при ударе. Дано: d = 0,08 м; δ = 4,0 мм; V = 1,75 м/с; H = 12 м.

ЗАДАЧА 143

Сварная стальная труба с диаметром d мм и толщиной стенки δ мм пропускает Q м^3/ч воды. Напор в трубе (перед задвижкой) Н м. вод. ст. Определить давление в трубе и напряжение материала стенки в случае быстрого и полного закрытия задвижки.

Дано: d = 100 мм; δ = 5,0 мм; Q = 50 м^3/час; H = 20 м. вод. ст.

ЗАДАЧА 144

По стальному трубопроводу, наружный диаметр которого равен 101,6 мм и толщина стенки 6,5 мм, перекачивается нефть плотностью 860 кг/ м^3. Определить, может ли возникнуть прямой гидравлический удар, если перекрыть задвижку, находящуюся на расстоянии 56 км от подающего нефть насоса, за 25 секунд?

ЗАДАЧА 145

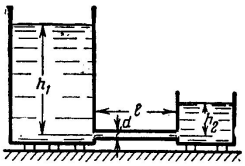
Определить ударное повышение давления в стальном трубопроводе диаметром d = 100 мм и длиной l = 4200 м при толщине стенки δ = 7 мм. По трубопроводу движется нефть плотностью ρ = 856 кг/м^3 со средней скоростью V = 1,2 м/с. Время закрытия задвижки $t_{зак}$ = 2,1 с. Истинный модуль сжатия нефти 135000 Н/см^2.

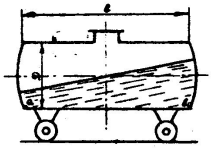
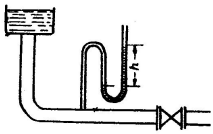
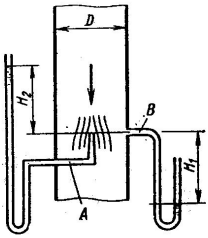
ЗАДАЧА 146

Плотность нефти при температуре 288^0 К равна 828 кг/м^3. Условная вязкости её при температуре 295^0 К равна 6,4^0 ВУ. Коэффициент температурного расширения β_t = 0,00072 1/^{0}К. Определить динамическую вязкость нефти при температуре 295 ^{0} К.

ЗАДАЧА 147

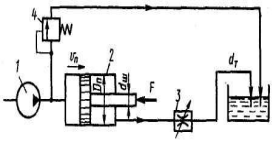
Определить расход масла Q вязкостью μ = 1 Пз и удельным весом γ = 9810 Н/м^3 в трубе диаметром d = 50 мм, длиной l = 4 м, соединяющей два резервуара с постоянными уровнями h_1 = 0,8 м и h_2 = 0,3 м.



ЗАДАЧА 148	
При подходе товарного поезда к станции в результате быстрого торможения скорость поезда в течение 10 с равномерно уменьшается от 40 до 20 км/ч. Определить давление, создаваемое жидкостью в крайних нижних точках "*а*" и "*в*" вагоно-цистерны диаметром D м и длиной l м до половины заполненного нефтью, относительная плотность которой $\delta = 0{,}85$. Дано: $D = 2{,}5$ м; $l = 6{,}0$ м.	
ЗАДАЧА 149	
При закрытом вентиле A ртутный манометр показывает h_1 мм. рт. ст. Определить количество воды (расход), протекающее по трубопроводу диаметром d = 100 мм после открытия вентиля, если показание манометра упало до h_2 = 500 мм. рт. ст.; h_1 = 550 мм. рт. ст.	
ЗАДАЧА 150	
На оси вертикальной трубы диаметром D = 200 м установлена трубка для измерения полного напора. В этом же сечении установлена пьезометрическая трубка B, измеряющая статическое давление. Определить расход воды в трубе, если уровень воды в трубке A находится выше мерного сечения на H_2 = 0,03 м, а уровень воды в трубке B - ниже мерного сечения на H_1 = 0,2 м. Отношение средней скорости в сечении к скорости на оси трубы принять равным 0,84.	

ЗАДАЧА 151

Под каким давлением p_1 нужно подвести жидкость (ρ = 1000 кг/м^3) к левой полости гидроцилиндра для перемещения поршня вправо со скоростью v = 0,1 м/с и преодоления нагрузки вдоль штока F = 1000 Н, если коэффициент местного сопротивления дросселя ζ = 10? Другими местными сопротивлениями и потерей на трение в трубопроводе пренебречь. Диаметры: поршня $D_п$ = 60 мм, штока $d_ш$ = 30 мм, трубопровода $d_т$ = 6 мм.

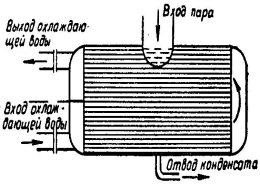


ЗАДАЧА 152

Гидроцилиндр диаметром D = 160 мм имеет двусторонний шток. Диаметр левого штока d_1= 40 мм. Определить при одинаковом расходе масла каждой полостью гидроцилиндра диаметр d_2 правого штока, при котором скорость движения поршня влево будет в 2 р. больше скорости движения поршня вправо. Утечками масла в гидроцилиндре пренебречь.

ЗАДАЧА 153

Конденсатор паровой турбины имеет 400 латунных трубок диаметром d = 20 мм, по которым циркулирует охлаждающая вода. Определить расход охлаждающей воды температурой 10°, при котором в трубах устанавливается устойчивое турбулентное движение, обеспечивающее более интенсивный отвод тепла.

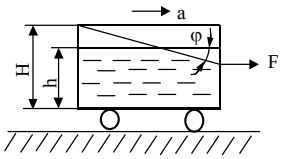


ЗАДАЧА 154

В гидроцилиндре диаметром D = 160 мм уплотнение поршня и штока осуществляется резиновыми кольцами круглого сечения. Определить диаметр d штока гидроцилиндра, при котором скорость движения поршня влево V = 0,1 м/с, а расход масла штоковой полости Q = 0,5 л/с.

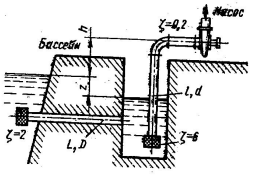
ЗАДАЧА 155

Дано: l x b = 3 x 1,5 м; H = 3,5 м; h = 2 м. Определить с каким наибольшим ускорением может двигаться сосуд, чтобы вода не выливалась. Определить силы гидростатического давления на торцевые стенки сосуда.



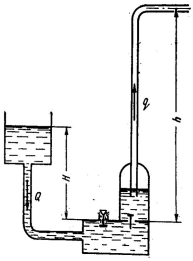
ЗАДАЧА 156

Центробежный насос осуществляет забор воды из бассейна по самотечной трубе через промежуточный колодец. Размеры самотечной трубы L = 20м, D = 150 мм и всасывающей линии насоса l = 12 м, d = 150 мм. Насос расположен выше уровня воды в бассейне на h = 2 м.Определить расход Q воды, откачиваемой насосом, если известно, что вакуум во всасывающем патрубке насоса равен $p_в$ = 6 м вод. ст. Коэффициент сопротивления трения в трубах принять λ = 0,03 (значения коэффициентов местных потерь указаны на схеме). Какой будет при этом расходе разность уровней z в бассейне и колодце?



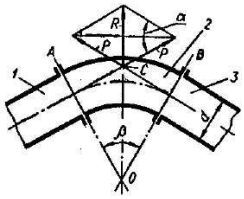
ЗАДАЧА 157

Гидравлический таран имеет питательную линию диаметром 76 мм и длиной 13,5 м, расположенную ниже уровня воды на 3 м. По напорной линии диаметром 36 мм вода подается на высоту 27 м. Производительность тарана равна 6,4 л/мин, а расход равен 73,6 л/мин. Определить коэффициент полезного действия тарана.



ЗАДАЧА 158

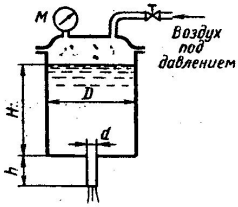
По оси изогнутого колена *2*, соединяющего прямолинейные участки *1* и *3* трубопровода (см. рис.), действует давление жидкости p = 6 МПа. Внутренний диаметр трубопровода D = 100 мм, угол между осями прямолинейных участков *1* и *3* трубопровода $\beta = 60^0$. Пренебрегая весом жидкости в трубопроводе, определить равнодействующую силу R давления жидкости на колено *2*.



ЗАДАЧА 159

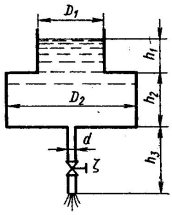
Какое избыточное давление p воздуха нужно поддерживать в баке, чтобы его опорожнение происходило в два раза быстрее, чем при атмосферном давлении над уровнем воды; каким будет при этом время T опорожнения бака?

Диаметр бака D = 80 мм, его начальное заполнение H = 900 мм. Истечение происходит через цилиндрический насадок диаметром d = 25 мм и высотой h = 100 мм, коэффициент расхода которого μ = 0,82.



ЗАДАЧА 160

Определить время опорожнения составного цилиндрического резервуара (D_1 = 1,5 м; D_2 = 2,2 м; h_1= 1 м; h_2= 1,5 м) через вертикальную трубу высотой h_3= 2 м и диаметром d = 60 мм при открытом вентиле с коэффициентом сопротивления ξ = 4. Коэффициент сопротивления трения в трубе принять λ = 0,03.

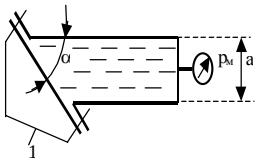


ЗАДАЧА 161

Определить длину трубы l, при которой расход жидкости из бака будет в два раза меньше, чем при отверстии того же диаметра d = 30 мм. Напор над отверстием равен H = 6 м. Коэффициент гидравлического трения в трубе принять равным λ = 0,025.

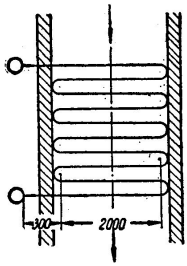
ЗАДАЧА 162

Определить силу, действующую на болты *1* крышки бака, если показание манометра $p_м$ = 2 МПа, а угол наклона крышки α = 45°. В сечении бак имеет форму квадрата со стороной a = 200 мм.



ЗАДАЧА 163

В водяном экономайзере парового котла, состоящем из 12 параллельно включенных пятипетлевых змеевиков, подогревается питательная вода в количестве 90 т/ч от 70°С до 130°С. Определить гидравлическое сопротивление водяного экономайзера, пренебрегая сопротивлением коллекторов, если диаметр труб 50 мм, шероховатость стенки 0,1 мм, длины прямых участков 2,0 м, а радиус закруглений R = 75 мм.



ЗАДАЧА 164

В поверхностном конденсаторе паровой турбины суммарный расход охлаждающейся воды Q = 8 л/с проходит по 250 параллельным трубкам, между которыми движется конденсируемый пар. Каков максимальный допустимый диаметр трубок, при котором в них еще будет турбулентное движение (обеспечивающее лучшую теплопередачу, чем ламинарное)? Для нижней границы турбулентного режима принять $R_{е\ кр}$= 3000. Температура воды t = 10°С (ν = 0,013 см^2/с).

ЗАДАЧА 165

В трубопроводе диаметром d и длиной l под статическим напором H движется жидкость кинематическая вязкость которой ν. Получить выражение для критического напора, при котором ламинарный режим переходит в турбулентный, учитывая в трубопроводе только потери на трение.

Указание. Воспользоваться формулой для потерь при ламинарном режиме: $H = 32V\ell\nu/(gd^2)$, имея ввиду, что критический напор $H_{кр}$ соответствует критической скорости $V_{кр}$.

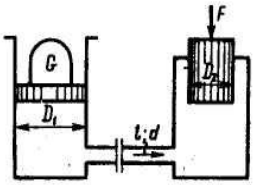
ЗАДАЧА 166

Во сколько раз увеличится расход данной жидкости, пропускаемой трубопроводом при неизменном располагаемом напоре, если диаметр трубопровода на половине его длины увеличить вдвое?

Учитывать только потери на трение по длине, предполагая, что в сравниваемых трубопроводах будут иметь место: 1) ламинарный режим; 2) турбулентный режим в области гидравлически гладких труб ($\lambda = 0{,}3164/\sqrt[4]{\mathrm{Re}}$); 3) турбулентный режим в области гидравлически шероховатых труб ($\lambda = 0{,}11\sqrt[4]{\Delta/d}$); в последнем случае считать шероховатость Δ одинаковой для обоих участков трубопровода.

ЗАДАЧА 167

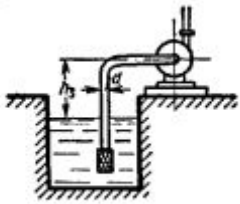
Рабочая жидкость с вязкостью ν = 0,2 см^2/с и плотностью ρ = 900 кг/м^3 подается в цилиндр пресса грузовым гидроаккумулятором по трубопроводу длиной l = 100 м и диаметром d = 30 мм. Вес груза аккумулятора G = 380 кН; диаметр поршня D_1 = 220 мм. Определить скорость движения плунжера, если усилие прессования F = 650 кН, а диаметр плунжера D_2 = 300 мм. Режим течения в трубе принять ламинарным. Весом плунжера пренебречь.



ЗАДАЧА 168

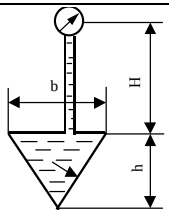
Центробежный насос перекачивает в котельную конденсат температурой 60°С, собирающийся в цехе в количестве 50 м^3/час. Всасывающая труба насоса диаметром d = 100 мм, общей длиной l = 6 м имеет два поворота с радиусом закругления R = 100 мм и приемный клапан, коэффициент сопротивления которого ξ = 2,5. Коэффициент гидравлического трения λ = 0,028.

Определить максимально возможную высоту установки насоса h_3 над уровнем воды в колодце исходя из условия, что давление воды при входе в насос должно быть на 0,2 ат выше давления парообразования, равного при 60°С p_t = 0,2 ат. Атмосферное давление принять равным 760 мм.рт.ст.



ЗАДАЧА 169

Определить силу, действующую на каждую из 4-х стенок сосуда, имеющего форму перевернутой правильной пирамиды если $p_м$ = 0,5 МПа; H = 4 м; h = 1,2 м; каждая сторона основания пирамиды b = 0,8 м; ρ = 800 кг/м^3.

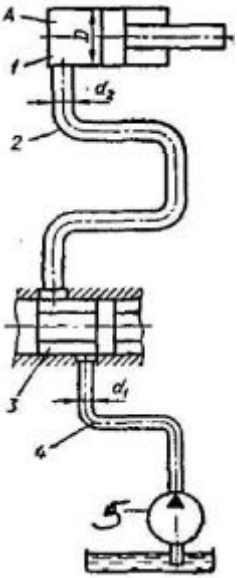


ЗАДАЧА 170

Гидроцилиндр диаметром D = 160 мм имеет односторонний шток диаметром d = 80 мм. Уплотнение поршня штока в гидроцилиндре манжетное. Определить при расходе масла Q = 0,157 дм^3/с, рабочем давлении p = 10 МПа и противодавлении $p_{пр}$ = 0,1 МПа скорость и усилие F, развиваемые штоком гидроцилиндра при движении поршня: а) вправо; б) влево. Принять механический к.п.д. гидроцилиндра $\eta_м$ = 0,95.

ЗАДАЧА 171

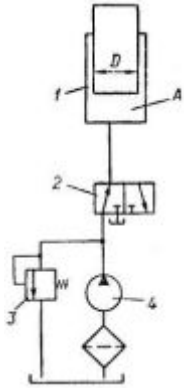
Напорная гидролиния, соединяющая насос *5* с гидроцилиндром *1*, составлена из трубы *4* диаметром d_1 = 20 мм и длиной l_1 = 2 м, которая имеет два резких поворота, и трубы диаметром d_2 = 25 мм и длиной l_2 = 2,5 м, которая имеет четыре резких поворота. Насос *5* развивает подачу Q = 80 л/мин. Масло имеет плотность ρ = 900 кг/м^3 и кинематическую вязкость ν = 3 · 10^{-5} м^2/с. Определить, какое давление развивает насос, если в полости гидроцилиндра давление p = 10 МПа. Коэффициенты местных сопротивлений принять: для резких изгибов труб $\zeta_{изг}$ = 1, для гидрораспределителя 3 $\zeta_р$ = 2, для входа масла в рабочую полость *A* гидроцилиндра $\zeta_{вх}$ = 1. Величиной превышения гидроцилиндра над насосом пренебречь.



ЗАДАЧА 172

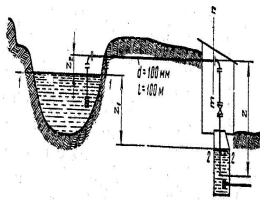
В гидроцилиндре *1* уплотнение плунжера диаметром D = 100 мм манжетное. В напорной гидролинии падение давления равно 100 кПа. Суммарная утечка масла в гидрораспределителе *2* и предохранительном клапане *3* составляет 3 см^3/с.

Определить усилие, развиваемое плунжером при скорости его перемещения V = 0,1 м/мин и потребляемой насосом *4* мощности N_H = 29,2 кВт. Принять общий к.п.д. гидроцилиндра $\eta_{общ}$ = 0,96 и общий к.п.д. насоса $\eta_н$ = 0,86.



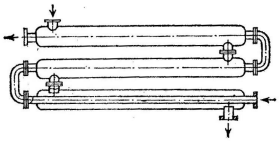
ЗАДАЧА 173

Сифонным трубопроводом должна подаваться вода в береговой колодец. Диаметр трубы принят d = 100 мм, общая длина l = 100 м. На трубопроводе установлены: приемная сетка, два колена и задвижка. Определить пропускаемый расход Q и проверить условия работы при t = 26 ^{0}С, если заданы разности отметок z_1 = 1,5 м; z_2 = 2 м и z_3 = 4,5 м.



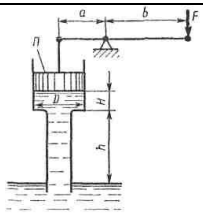
ЗАДАЧА 174

Определить режим течения жидкости в межтрубном пространстве теплообменника типа "труба в трубе" при следующих условиях: внутренняя труба теплообменника имеет диаметр 25×2 мм, наружная 51×2,5 мм; массовый расход жидкости 3730 кг/ч; плотность жидкости 1150 кг/м^3; динамический коэффициент вязкости 1,2·10^{-3} Па·с.



ЗАДАЧА 175

Определить силу F, необходимую для удержания в равновесии поршня $П$, если труба под поршнем заполнена водой, а размеры трубы: D = 100 мм, H = 0,5 м, h = 4 м. Длины рычага: a = 0,2 м и b = 1,0 м. Собственным весом поршня пренебречь.



ЗАДАЧА 176

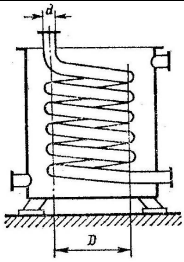
Радиально-поршневой гидромотор имеет рабочий объем q = 200 см^3. Определить, при каких рабочем давлении p и расходе масла Q выходной вал гидромотора развивает полезный крутящий момент M = 970 Н · м и частоту вращения n = 5 об/с. Принять противодавление в сливной полости гидромотора $p_{пр}$ =0,23 МПа и к.п.д. - гидромеханический $\eta_{гм}$ = 0,96 и объемный $\eta_{об}$ = 0,98.

ЗАДАЧА 177

Цилиндрический бак диаметром 1 м наполнен водой на высоту 2 м. Отверстие для истечения в дне имеет диаметр 3 см. Определить время, необходимое для опорожнения бака.

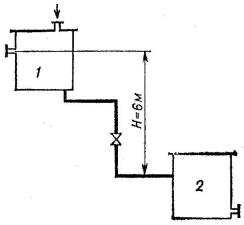
ЗАДАЧА 178

Определить потерю давления на трение в змеевике, по которому проходит вода со скоростью 1 м/с. Змеевик сделан из бывшей в употреблении трубы диаметром 43×2,5 мм. Диаметр витка змеевика 1 м. Число витков 10. Средняя температура воды 30 ^{0}С.



ЗАДАЧА 179

Жидкость, имеющая плотность 1200 кг/м^3 и динамический коэффициент вязкости 2·10^{-3} Па·с, из бака с постоянным уровнем 1 самотеком поступает в реактор 2. Определить, какое максимальное количество жидкости (при полностью открытом кране) может поступать из бака в реактор. Уровень жидкости в баке находится на 6 м выше ввода жидкости в реактор. Трубопровод выполнен из алюминиевых труб с внутренним диаметром 50 мм. Общая длина трубопровода, включая местные сопротивления, 16,4 м. На трубопроводе имеются три колена и кран. В баке и реакторе давление атмосферное.



ЗАДАЧА 180

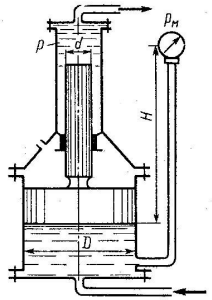
Найти критическую скорость в прямой трубе диаметром 51×2,5 мм: а) для воздуха при 20 ^{0}С и $p_{абс}$ = 1 кгс/см^2 (~ 0,1 МПа); б) для нефтяного масла, имеющего μ = 35·10^{-3} Па·с и относительную плотность 0,963.

ЗАДАЧА 181

Погружной насос, потребляющий мощность $N_{дв}$ = 37 кВт при КПД η = 80%, откачивает воду из шахты по трубопроводу диаметром d = 150 мм и длиной l = 120 м, поднимая ее на высоту H = 100 м. Определить подачу насоса, принимая коэффициент сопротивления трения трубопровода λ = 0,03 и суммарный коэффициент местных сопротивлений ξ = 12.

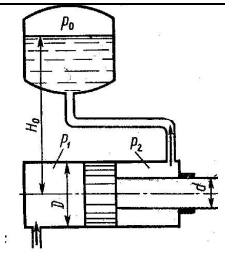
ЗАДАЧА 182

Определить давление p в верхнем цилиндре гидропреобразователя (мультипликатора), если показание манометра, присоединенного к нижнему цилиндру, равно $p_м$ = 0,48 МПа. Поршни перемещаются вверх, причем сила трения составляет 10% от силы давления жидкости на нижний поршень. Вес поршней G = 4 кН. Диаметры поршней: D = 400 мм, d = 100 мм; высота H = 2,5 м; плотность масла ρ = 900 кг/м^3.



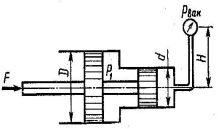
ЗАДАЧА 183

Определить давление p_1 воды, которую надо подвести к гидроцилиндру, чтобы преодолеть усилие, направленное вдоль штока F = 1 кН. Диаметры: цилиндра D = 50 мм, штока d = 25 мм. Давление в бачке p_0 = 50 кПа, высота H_0 = 5 м. Силу трения не учитывать.



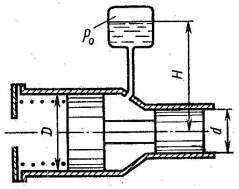
ЗАДАЧА 184

Определить силу F на штоке золотника, если показание вакуумметра $p_{вак}$ = 60 кПа, избыточное давление p_1 = 1 МПа, высота H = 3 м, диаметры поршней D = 20 мм и d = 15 мм; ρ = 900 кг/м^3.



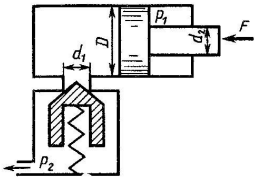
ЗАДАЧА 185

Система из двух поршней, соединенных штоком, находится в равновесии. Определить силу, сжимающую пружину. Жидкость, находящаяся между поршнями и в бачке, – масло с плотностью ρ = 870 кг/м^3. Диаметры: D = 80 мм, d = 30 мм; высота H = 1000 мм; избыточное давление p_0 = 10 кПа.



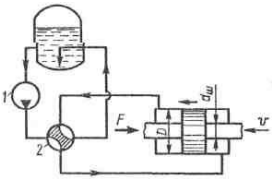
ЗАДАЧА 186

Определить минимальное значение силы F, приложенной к штоку, под действием которой начнется движение поршня диаметром D = 80 мм, если сила пружины, прижимающей клапан к седлу, равна F_0 = 100 Н, а давление жидкости p_2 = 0,2 МПа. Диаметр входного отверстия клапана (седла) d_1 = 10 мм. Диаметр штока d_2 = 40 мм, давление жидкости в штоковой полости гидроцилиндра p_1 = 1 МПа.



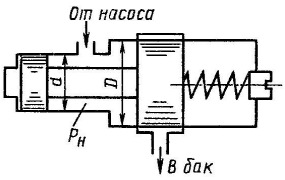
ЗАДАЧА 187

Какое давление должно быть на выходе насоса *1*, нагнетающего жидкость через распределитель *2* в правую полость силового гидроцилиндра, для того чтобы преодолевать нагрузку на шток F = 16 кН при скорости перемещения поршня V = 0,1 м/с? Общая длина трубопровода от насоса до гидроцилиндра и от гидроцилиндра до бака l = 8 м; диаметр трубопровода d = 10 мм. Диаметры: поршня D = 60 мм, штока $d_ш$ = 20 мм. Свойства жидкости: ρ = 850 кг/м^3; ν = 4 см^2/с. Сопротивлением распределителя пренебречь.



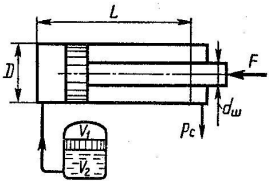
ЗАДАЧА 188

Определить величину предварительного поджатия пружины дифференциального предохранительного клапана (мм), обеспечивающую начало открытия клапана при $p_н$ = 0,8 МПа. Диаметры клапана: D = 24 мм, d =18 мм; жесткость пружины c = 6 Н/мм. Давление справа от большого и слева от малого поршней – атмосферное.



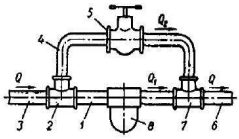
ЗАДАЧА 189

Определить объем гидроаккумулятора $V_г = V_1 + V_2$, обеспечивающего выпуск штока гидроцилиндра против действия нагрузки F = 45 кН. Диаметры: цилиндра D = 120 мм, штока d = 60 мм; ход штока L = 1200 мм; давление на сливе $p_с$ = 0,3 МПа. Процесс расширения воздуха считать изотермическим, максимальное давление в системе p_{max} = 12 МПа.



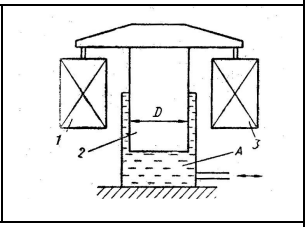
ЗАДАЧА 190

На рис. показан участок с параллельным подключением к прямой трубе *1* длиной l_1 = 5 м с фильтром *8* трубы *4* длиной l_2 = 8 м с вентилем *5*. На всем участке диаметр труб d = 20 мм. В подводящей трубе *3* расход масла Q = 2 л/с. Пренебрегая потерями напора в тройниках *2* и *7*, определить расходы масла Q_1 и Q_2 соответственно в трубах 4 и 1. При расчете потерь напора в трубах принять коэффициент Дарси λ = 0,04 и значения коэффициентов местных сопротивлений для фильтра $\zeta_ф$ = 15, для вентиля $\zeta_в$ = 3, для закругления трубы $\zeta_з$ = 0.



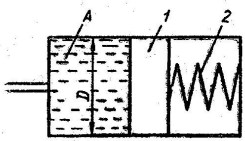
ЗАДАЧА 191

Общий вес плунжера *2* диаметром D = 100 мм и грузов *1* и *3* грузового гидроаккумулятора составляет 30 кН. Пренебрегая за время разрядки трением в гидроакккумуляторе, определить давление масла в его полости *A*.



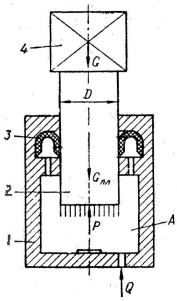
ЗАДАЧА 192

Пружинный гидроаккумулятор имеет поршень *1* диаметром D = 200 мм. Коэффициент жесткости пружины *2* c = 235,5 кН/м. Пренебрегая трением поршня в гироаккумуляторе, определить давление масла в полости *A* во время зарядки, когда пружина *2* имеет осевой прогиб x = 200 мм.



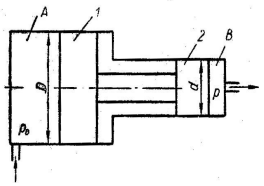
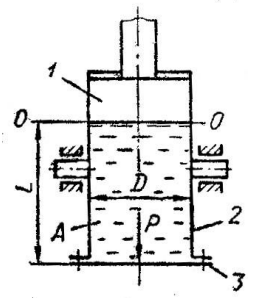
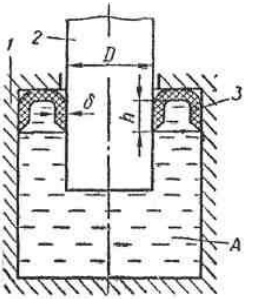
ЗАДАЧА 193

Определить рабочее давление и расход масла вертикальным гидроцилиндром *1* с плунжером *2* диаметром D = 100 мм, при которых возможен подъем груза 4 весом 75 кН со скоростью 1 см/с. Вес плунжера $G_{пл}$ = 640 Н, механический КПД гидроцилиндра $\eta_м$ = 0,98, объемный – $\eta_о$ = 1.



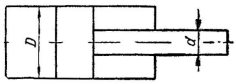
ЗАДАЧА 194

Масло всасывается насосом на высоту $h_{вс}$ = 0,5 м по трубе диаметром 20 мм и длиной 1,2 м, которая имеет два резких изгиба. Насос развивает подачу 20 л/мин. Масло плотностью 900 кг/м^3 имеет кинематическую вязкость $\nu = 4 \cdot 10^{-5}$ м^2/с. В баке давление воздуха – атмосферное. Определить, какой вакуум развивает насос. Принять для масляного фильтра коэффициенты местных сопротивлений $\zeta_ф$ = 6, для входа во всасывающую полость насоса $\zeta_н$ = 2 и для изгиба всасывающей трубы $\zeta_{изг}$ = 0,8.

ЗАДАЧА 195	
Из-за разных диаметров поршней *1* и *2* гидропреобразователя в полости *B* создается давление *p* масла, значительно большее давления p_0 = 0,6 МПа в полости *A*. Диаметры: *D* = 200 мм, *d* = 40 мм. Пренебрегая трением в гидропреобразователе, определить давление масла в полости *B*.	
ЗАДАЧА 196	
Внутренняя полость *A* вертикального гидроцилиндра диаметром *D* = 200 мм заполнена минеральным маслом плотностью ρ = 900 кг/м^3. Длина рабочего хода поршня *1* *l* = 1000 мм. Определить без учета и с учетом веса столба масла в полости *A* гидроцилиндра силу *P*, отрывающую нижнюю плоскую крышку *3* от гильзы *2* при верхнем положении поршня *1*, в плоскости О-О которого действует давление *p* = 10 МПа.	
ЗАДАЧА 197	
Уплотнение плунжера диаметром *D* = 200 мм в вертикальном гидроцилиндре осуществляется за счет гидравлического прижима давлением *p* = 10 МПа эластичной *U*-образного сечения манжеты. Толщина манжеты δ = 5 мм, расчетная длина гидравлического прижима манжеты к плунжеру *h* = 10 мм. Определить силу трения, возникающую между манжетой и поднимающимся плунжером. Принять коэффициент трения для трущейся пары *f* = 0,006.	

ЗАДАЧА 198

Гидроцилиндр диаметром D = 160 мм имеет односторонний шток диаметром d = 80 мм. Определить при расходе масла Q = 0,157 л/с, рабочем давлении p = 10 МПа и противодавлении $p_{пр}$ = 0,1 МПа скорость и усилие, развиваемые штоком гидроцилиндра при движении поршня а) вправо; б) влево. Принять механический КПД гидроцилиндра $\eta_м$ = 0,95, объемный – $\eta_о$ = 1.

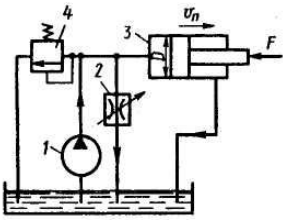


ЗАДАЧА 199

По рисунку предыдущей задачи приняв для каждого направления движения поршня гидроцилиндра одинаковыми рабочее давление p и противодавление $p_{пр}$, определить отношение толкающего F_1 к тянущему F_2 усилию, развиваемым штоком, если диаметр D гидроцилидра в n раз больше диаметра d штока.

ЗАДАЧА 200

На рисунке показана упрощенная схема объемного гидропривода поступательного движения с дроссельным регулированием скорости выходного звена (штока), где *1* - насос, *2* - регулируемый дроссель. Шток гидроцилиндра *3* нагружен силой F = 1200 Н; диаметр поршня D = 40 мм. Предохранительный клапан *4* закрыт. Определить давление на выходе из насоса и скорость перемещения поршня со штоком $V_п$ при таком открытии дросселя, когда его можно рассматривать как отверстие площадью S_0 = 0,05 см^2 с коэффициентом расхода μ = 0,62. Подача насоса Q = 0,5 л/с. Плотность жидкости ρ = 900 кг/м^3. Потерями в трубопроводах пренебречь.

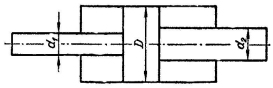


ЗАДАЧА 201

Предусмотрено изготовить гидроцилиндр с двусторонним штоком диаметрами d_1 = 50 мм и d_2 = 63 мм (рис. задачи 202). Приняв рабочее давление 10 МПа и общий КПД равным 0,95, определить диаметр гидроцилиндра, при котором в любом направлении движения шток развивает тянущее усилие не менее 100 кН. Объемный КПД принять равным 1.

ЗАДАЧА 202

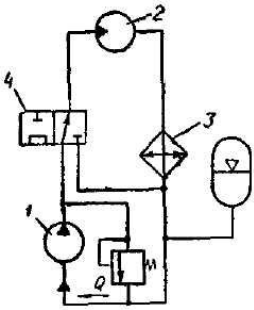
В двустороннем гидроцилиндре диаметр поршня D = 160 мм, диаметры штоков d_1=80мм и d_2 = 100 мм. При рабочем давлении p = 10 МПа, противодавлении в сливной полости $p_{пр}$ = 0,15 МПа и расходе масла рабочей полостью 0,1 л/с определить усилие и скорость, развиваемые штоком при движении вправо и влево. Принять механический КПД гидроцилиндра 0,96; объемный – 1.



ЗАДАЧА 203

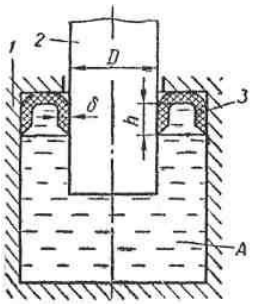
На рис. показана упрощенная схема объемного гидропривода с закрытой циркуляцией масла. При работе насоса *1* и гидромотора *2* масло нагревается и поступает к охладителю *3* с температурой 60^0 С. В охладителе температура масла понижается до 20^0 С. Во всех гидролиниях диаметры труб однаковы и равны 20 мм, а расход масла Q = 0,8 л/с. При повышении температуры масла от 20 до 60^0 С его кинематическая вязкость изменяется от $54 \cdot 10^{-6}$ до $12 \cdot 10^{-6}$ м^2/с.

Выяснить, как изменится режим движения масла при его охлаждении.



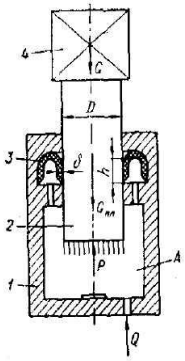
ЗАДАЧА 204

Уплотнение вращающегося вала в корпусе осуществляется за счет гидравлического прижима манжеты *U*-образного сечения. В полости давление масла p = 10 МПа. Диаметр вала D = 200 мм. Расчетная длина гидравлического прижима манжеты к валу h = 8 мм. Пренебрегая толщиной δ манжеты, определить момент силы трения, возникающей между манжетой и вращающимся валом, приняв коэффициент трения ψ = 0,006.



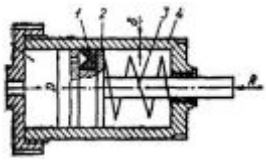
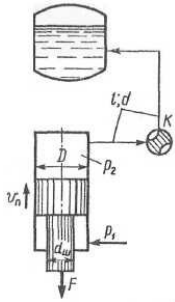
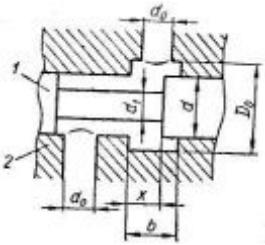
ЗАДАЧА 205

Уплотнение плунжера *2* диаметром D = 200 мм в вертикальном гидроцилиндре *1* осуществляется одним манжетным кольцом *3* с расчетной толщиной δ = 5 мм и длиной прижима уса h = 10 мм. В полости А давление масла p = 10 МПа. Вес плунжера $G_{пл}$ = 1500 Н. С учетом веса плунжера и силы трения, возникающей между плунжером и манжетным кольцом, определить вес груза *4* и общий к.п.д. гидроцилиндра. Принять коэффициент трения плунжера о манжетное кольцо f = 0,006.



ЗАДАЧА 206

Определить рабочее давление и расход масла вертикальным гидроцилиндром *1* (см. рис. предыдущей задачи) с плунжером *2* диаметром D = 100 мм, при которых возможен подъем груза *4* весом 75 кН со скоростью 1 см/с. Вес плунжера $G_{пл}$ = 640 Н, его уплотнение в гидроцилиндре – манжетное. Механический к.п.д. гидроцилиндра $\eta_м$ = 0,98.

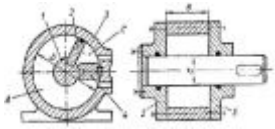
ЗАДАЧА 207	
Определить усилие, которое должна развивать пружина *3* гидроцилиндра диаметром D = 80 мм, чтобы в конце хода поршня *2* влево преодолеть в полости *A* давление масла p = 10 кПа. Силу трения в гидроцилиндре принять равной 10 % от силы давления масла на поршень.	
ЗАДАЧА 208	
Определить перепад давления в силовом гидроцилиндре $\Delta p_ц$, шток которого нагружен постоянной силой F = 16 кН, в следующих двух случаях: 1) скорость подъема поршня равна $V_п$ = 0; 2) $V_п$ = 0,2 м/с. Диаметры: поршня D = 60 мм, штока $d_ш$ = 20 мм. Трубопровод, по которому жидкость движется из гидроцилиндра через распределитель *K* в бачок, имеет длину l = 6 м; диаметр d = 10 мм. Свойства жидкости: ρ = 850 кг/м^3; ν = 4 Ст. Сопротивлением распределителя *K* пренебречь. Избыточное давление в баке считать равным нулю, нивелирные высоты не учитывать. Указание. Следует записать уравнение равновесия поршня и из него выразить $\Delta p_ц$, которое является функцией скорости в трубопроводе.	
ЗАДАЧА 209	
Через проточный элемент гидрораспределителя *2* с золотником *1* диаметром d = 20 мм протекает масло плотностью ρ = 900 кг/м^3. Определить расход масла через гидрораспределитель при перепаде давления Δp = 0,3 МПа и величине открытия золотника x = 2 мм. Принять коэффициент расхода μ = 0,6.	

ЗАДАЧА 210

Через проточный элемент гидрораспределителя *2* (см. рис. предыдущей задачи) с круглым золотником *1* диаметром d = 10 мм расход масла составляет 0,6 л/мин. Величина открытия золотника x = 1 мм. Плотность масла ρ = 900 кг/м^3. Определить падение (потерю) давления масла при его движении через указанный проточный элемент гидрораспределителя. Принять коэффициент расхода μ = 0,6.

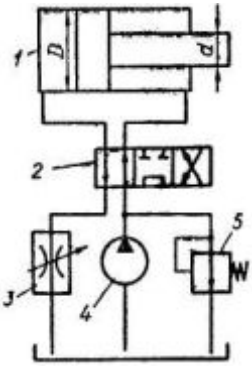
ЗАДАЧА 211

Пластинчатый поворотный двигатель однократного действия имеет пластину *2* прямоугольной формы шириной B = 80 мм и диаметрами рабочей камеры – наружным D = 400 мм и внутренним d = 200 мм. Определить, при каких рабочем давлении p в рабочей камере A и расходе масла Q выходной вал 1 поворотного гидродвигателя развивает полезный крутящий момент M – 4800 Н · м и угловую скорость поворота $\omega_{угл}$ = 5 рад/с. Принять для данного поворотного гидродвигателя механический к.п.д. $\eta_{об}$ = 0,967. Противодавлением в сливной полости гидродвигателя пренебречь.



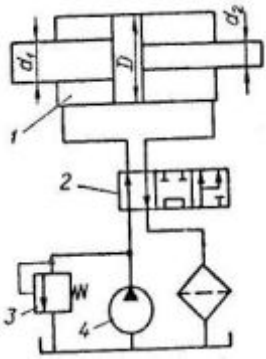
ЗАДАЧА 212

В объемном гидроприводе насос *4* развивает давление $p_н$ = 5 МПа и постоянную подачу $Q_н$ = 8 л/мин. Поршень диаметром D = 100 мм и шток диаметром d = 40 мм в гидроцилиндре *1* уплотняются резиновыми кольцами круглого сечения. Гидродроссель *3* настроен на пропуск расхода масла $Q_{др}$ = 8,4 л/мин. Пренебрегая утечкой масла в гидрораспределителе *2*, определить расход масла через гидроклапан *5* и потерю мощности из-за слива масла через этот клапан при перемещении поршня влево.



ЗАДАЧА 213

В гидроцилиндре *1* двусторонний шток имеет диаметры d_1 = 60 мм и d_2 = 40 мм. Определить диаметр *D* гидроцилиндра, при котором скорость движения поршня влево будет в три раза больше скорости движения поршня вправо, если насос *4* развивает постоянную подачу. Утечками масла в объемном гидроприводе пренебречь. Вычисленное значение диаметра гидроцилиндра округлить до ближайшего нормального диаметра по ГОСТ 6540-68.



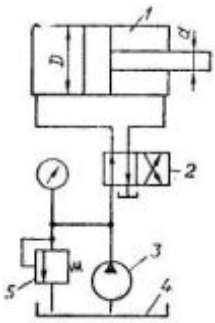
ЗАДАЧА 214

Расход масла марки «Индустриальное 30» во всасывающей вертикальной трубе Q = 15,7 л/мин, плотность его ρ = 900 кг/м^3, кинематическая вязкость ν = 0,3 см^2/с. Масло движется вверх.

Определить при допускаемой средней скорости движения масла в данной трубе V = 1 м/с диаметр *d* этой трубы и падение (потерю) давления на 1 м погонный вертикальной трубы.

ЗАДАЧА 215

В объемном гидроприводе гидроцилиндр *1* диаметром *D* = 160 мм имеет односторонний шток диаметром *d* = 80 мм. Уплотнение поршня и штока в гидроцилиндре – манжетное. Насос *3* развивает давление 10,1 МПа и подачу 0,15 л/с. Падение давления в сливной гидролинии 0,1 МПа, в напорной 0,2 МПа. Определить усилие *F* и скорость V, развиваемые штоком гидроцилиндра при его движении: а) вправо; б) влево. Принять $\eta_н$ = 0,95.



ЗАДАЧА 216

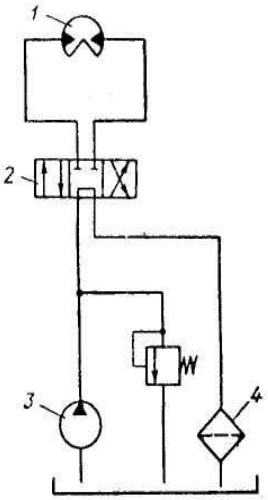
В объемном гидроприводе (см. рис. предыдущей задачи) гидроцилиндр *1* диаметром D = 100 мм при движении поршня влево развивает полезное усилие 50 кН. Диаметр штока гидроцилиндра d = 40 мм. Определить, какое давление развивает насос *3*, если падение (потеря) давления в напорной гидролинии $\Delta p_н$ = 0,1 МПа и в сливной гидролинии $\Delta p_{сл}$ = 50 кПа, $\eta_м$ = 0,96.

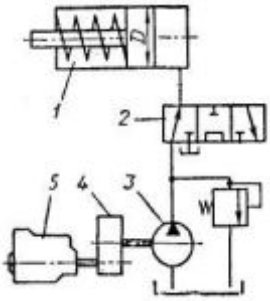
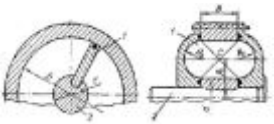
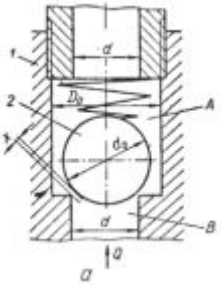
ЗАДАЧА 217

В объемном гидроприводе (см. рис. задачи 215) гидроцилиндр *1* диаметром D = 200 мм имеет максимальный ход поршня l = 800 мм. Диаметр штока гидроцилиндра d = 100 мм. Отработанное масло сливается в бак *4* прямоугольной формы и непрерывно всасывается насосом *3*. Площадь свободной поверхности масла в баке S = 12 дм^3. Пренебрегая утечкой и температурным расширением масла при работе гидропривода, определить величину вертикального колебания уровня масла в баке *4*.

ЗАДАЧА 218

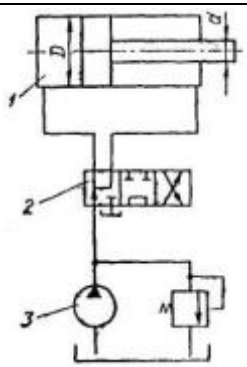
В объемном гидроприводе применяется пластинчатый поворотный гидродвигатель *1* однократного действия с пластиной прямоугольной формы шириной B = 80 мм и диаметрами рабочей камеры наружным D = 400 мм и внутренним d = 200 мм. Определить, какие давление $p_н$ и подачу $Q_н$ должен развивать насос *3*, когда выходной вал поворотного гидродвигателя, преодолевая внешний крутящий момент сопротивления M = 4,8 кН · м, вращается с угловой скоростью $\omega_{угл}$ = 5 рад/с, падение давления масла в гидролиниях напорной $\Delta p_н$ = 0,2 МПа, сливной $\Delta p_{сл}$ = 0,5 МПа, утечка масла в гидроаппаратуре $Q_{ут}$ = 0,3 л/мин. Механический к.п.д. пластинчатого поворотного гидродвигаетля $\eta_м$ = 0,8 и объемный $\eta_{об}$ = 0,967.



ЗАДАЧА 219	
Поршень гидроцилиндра *1* под действием пружины вытесняет масло в сливную гидролинию. Диаметр поршня D = 100 мм. Определить, какое усилие F в конце хода поршня должна развить пружина гидроцилиндра, если падение давления в сливной гидролинии $p_{сл}$ = 100 кПа. (Принять усилие трения поршня и штока в гидроцилиндре в размере 4% от силы P давления масла на поршень).	
ЗАДАЧА 220	
Площадь пластины *1* пластинчатого поворотного гидродвигателя однократного действия (см. рис.) состоит из прямоугольника шириной B = 50 мм и двух полукругов с радиусом R_0 = 100 мм. Диаметр вала *2* в рабочей камере гидродвигателя d = 120 мм. Определить расход масла данным гидродвигателем при угловой скорости поворота выходного вала $\omega_{угл}$ = 5 рад/с. Принять объемный к.п.д. гидродвигателя $\eta_{об}$ = 0,97.	
ЗАДАЧА 221	
На рис. показана схема шарикового обратного гидроклапана с очень малой, почти острой в корпусе *1* посадочной кромкой под шарик *2*. Диаметр подводящего отверстия d= 10мм. Определить величину щели x, достаточную для пропуска через гидроклапан расхода масла Q= 0,6л/с при перепаде давления Δp= 0,18МПа. Принять коэф. расхода μ= 0,6 и плотность масла ρ= 900 кг/м^3.	

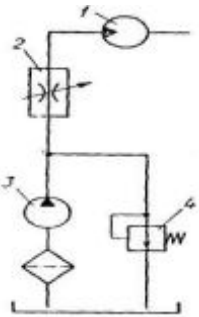
ЗАДАЧА 222

В объемном гидроприводе с гидроцилиндром *1* диаметром D = 200 мм насос *3* развивает давление $p_н$ = 10 МПа и подачу $Q_н$ = 20 дм^3/мин. Диаметр штока указанного гидроцилиндра d = 80 мм. Уплотнение поршня и штока в гидроцилиндре – манжетное. Пренебрегая падением давления в гидролиниях и утечкой масла в гидроаппаратуре, определить скорость V движения поршня и усилие F, развиваемое штоком гидроцилиндра при положении гидрораспределителя *2*. Механический к.п.д. $\eta_м$ = 0,98.



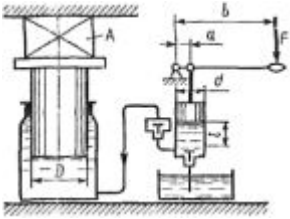
ЗАДАЧА 223

На рис. показана принципиальная схема объемного гидропривода с дроссельным регулированием скорости вращения выходного вала гидромотора *1*. Насос *3* развивает давление $p_н$ = 5 МПа и постоянную подачу $Q_н$ = 32 л/мин. Расход масла гидромотором q = 20 см^3. Определить минимальную частоту вращения выходного вала гидромотора, если допускаемая из-за слива масла через гидроклапан *4* потеря мощности $N_{кл}$ = 1 кВт = 1000 Вт.



ЗАДАЧА 224

Давление в цилиндре гидравлического пресса повышается в результате нагнетания в него жидкости ручным поршневым насосом и сжатия ее в цилиндре. Определить число двойных ходов n поршня ручного насоса, необходимое для увеличения силы прессования детали A от 0 до 0,8 МН, если диаметры поршней: D=500мм, d=10мм, ход поршня ручного насоса l = 30 мм, объемный модуль упругости жидкости E=1300МПа, объем жидкости в прессе V= 60 л. Чему равно максимальное усилие F на рукоятке насоса при ходе нагнетания, если b/a = 10?



9 ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К КОНТРОЛЬНЫМ РАБОТАМ (СЕМЕСТРОВЫМ ЗАДАНИЯМ)

Целью контрольных работ (семестровых заданий) является окончательная проверка усвоения студентами соответствующих разделов курса.

При оформлении работы в начале каждой задачи необходимо привести краткое условие, исходные данные для своего варианта и исходный рисунок с необходимыми по ходу решения дополнениями (характерные точки, сечения и т.д.). В ходе решения следует давать краткие словесные пояснения и приводить необходимые расчетные формулы. Результаты вычислений записывать с точностью до второй значащей цифры. Обязательно приводить размерности всех найденных при расчете значений.

Вариант контрольной работы определяется двумя последними цифрами шифра студента заочной формы обучения или по указанию преподавателя – для дневной формы. Если две последние цифры более 50, то для определения номера варианта необходимо вычесть 50. Если предпоследняя цифра 0, то студент выполняет вариант по последней цифре своего шифра.

В зависимости от специальности и учебного плана контрольная работа может состоять из двух или трех разделов (таблица 9.1). Студенты специальности «ТОМ» «МЗ», «ГИ», «ГЭМ», «ПГМ» выполняют три раздела («Гидростатика», «Гидродинамика» и «Основы гидропривода»).

Таблица 9.1 – Номера задач для контрольного задания

Вариант	**Номера задач для контрольного задания**							
	Для студентов, выполняющих два раздела						**Для студентов, выполняющих три раздела**	
	Гидростатика			**Гидродинамика**			**Гидропривод**	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
01	2	52	175	124	145	106	204	191
02	49	7	21	125	123	91	186	171
03	32	29	57	94	58	147	219	151
04	108	42	28	116	160	127	110	222

Продолжение таблицы 9.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
05	162	25	45	115	103	139	208	171
06	57	131	22	113	165	156	189	209
07	53	146	39	128	180	77	221	188
08	27	47	21	93	178	143	104	214
09	66	15	70	125	72	120	185	215
10	34	148	13	76	164	126	224	172
11	169	35	30	111	143	149	99	202
12	20	44	53	150	26	112	287	104
13	45	9	140	127	139	119	54	192
14	28	63	6	173	48	145	203	183
15	73	40	75	78	177	132	216	185
16	25	74	7	111	150	58	167	220
17	31	16	13	18	160	144	210	154
18	20	60	69	149	62	129	100	170
19	3	69	59	114	181	92	182	220
20	64	117	11	106	19	142	205	56
21	175	6	61	79	156	55	194	213
22	50	7	33	113	85	152	99	201
23	162	12	23	115	168	92	151	100
24	68	10	24	84	174	87	211	193
25	24	63	37	107	89	167	184	218
26	53	40	29	107	129	150	198	182
27	14	27	4	166	83	112	200	194
28	22	50	8	90	179	130	217	182
29	31	41	67	82	163	86	192	206
30	65	71	34	111	88	157	199	54
31	51	60	155	91	190	80	167	193
32	5	66	169	134	95	161	214	110
33	40	46	38	96	159	142	197	222
34	28	52	108	97	114	84	212	197
35	32	70	11	101	158	91	184	195
36	46	29	57	118	142	135	183	224
37	66	3	16	136	141	96	224	171
38	42	63	13	79	118	106	195	104
39	6	30	53	135	90	141	151	207
40	27	53	10	92	156	136	196	167
41	65	15	39	132	98	112	197	110
42	138	2	31	19	111	89	206	189
43	14	60	34	140	120	147	170	183
44	74	25	49	101	130	55	81	205

Продолжение таблицы 9.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
45	40	51	8	26	133	116	104	217
46	23	12	44	119	137	87	99	151
47	35	71	41	80	102	95	219	183
48	61	5	20	134	78	119	171	54
49	13	37	47	96	58	121	167	215
50	33	45	12	122	72	101	204	176
51	21	117	50	85	163	93	173	205
52	148	14	43	137	77	113	99	213
53	69	38	7	107	153	97	215	192
54	24	75	64	105	115	76	175	214
55	59	9	30	48	82	154	206	223

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика. – М.: Машиностроение, 1987. – 440 с.

2. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. – М.; Машиностроение, 1982.

3. Некрасов Б.Б., Фатеев И.В., Беленков Ю.А. и др. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу: Учебн. пособие для машиностоит. спец. вузов. – М.: Высш. шк., 1989. – 192 с.

4. Гейер В.Г., Дулин В.С., Заря А.Н. Гидравлика и гидропривод: Учеб. для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1981.– 331 с.

5. Сборник задач по машиностроительной гидравлике. Под ред. Куколевского И.И. и Подвидза Л.Г. – М.: Машиностроение, 1972.

6. Технічна гідромеханіка. Гідравліка та гідропневмопривод: Підручник / В.О. Федорець, М.Н. Педченко, О.О. Федорець, В.Б. Струтинський та ін., за ред. В.О. Федорця. – Житомир: ЖІТІ. 1998. – 412 л.

7. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Учеб. для вузов. М.: Машиностроение, 1974.

8. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1987.

9. Гидравлика и гидропневмоавтоматика станков / Федорец В.А., Педченко М.Н., Пичко А.Ф. и др. Под ред. Д-ра техн. Наук В.А. Федорца. – К.: Выща шк.: Головное изд-во, 1987.

10. Финкельштейн З.Л. Применение и очистка рабочих жидкостей для горных машин. – М.: Недра, 1986. – 232 с.

11. Методические указания к выполнению курсовой работы по дисциплинам «Гидравлика и гидропривод» и «Гидропневмоавтоматика». / Сост.: Н.Ф. Брожко. – Алчевск: ДонГТУ, 2006. – 45 с.

12. Холин К.М., Никитин О.Ф. Основы гидравлики и объемные гидроприводы. Учебник для учеб. заведений. – М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.

13. Финкельштейн З.Л., О.М. Яхно, В.Г. Чебан, Лурье З.Я., Челемасова И.А. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода: Учебн. пособие.– К.: НТНУ «КПИ», 2006. – 216 с.

Приложение А

Перевод некоторых величин, измеренных в единицах системы МКГСС или во внесистемных единицах, в единицы международной системы СИ

Сила	1 кГс= 9,80665 Н
Плотность	1 кГс·с^2/м^4 = 9,80665 кг/м^3
Давление	1 кГс·м^2 = 9,80665 Н/м^2
Работа	1 кГс·м =1/426,94 ккал = 9,80665 Дж
Теплота, энтальпия, внутренняя энергия,	1 ккал = 1/859,845 кВт·ч = 4,1868·10^3 Дж
Энергия	1 Вт·ч = 3600 Дж

Приложение Б

Соотношение между основными физическими единицами

Единицы длины:

1 дюйм (in) = 2,54 см;

1 фут (ft) = 12 in = 30,48 см;

1м = 39,37 in = 3,28 ft.

Единицы объема:

1 куб. дюйм (in^3) = 16,3871 см^3;

1 куб. фут (ft^3) = 28,3168 дм^3;

1 галлон английский (gal UK) == 4.54609 л;

1 галлон США (gal US) = 3,78543 л;

1 баррель нефтяной США = 158, 988 л.

Единицы массы:

1 фунт (lb) = 545 г;

1 унция (oz)=28,35 г;

1 кг = 0,1012 кгс·с/м.

Единицы силы:

1 ньютон (Н) = ,102 кгс;

1 дина (дин) = 10^{-5} Н;

1 фунт-сила (lbf) = 4,448 Н.

Приложение В

Единицы динамической вязкости

1 Па·с = 10 П

1П = 0,1 Па·с

1 Па·с =0,102 кгс·с/м^2

1 кгс·с/м^2 = 9,81 Па·с

Единицы кинематической вязкости

1 м^2/с = 10^4 Ст

1 Ст = 10^{-4} м^2/с

1 м^2/с = 10^6 сСт

1 сСт = 10^{-6} м^2/с

1 мм^2/с = 1 сСт= 10^{-6} м^2/с

1 сСт = 1 мм^2/с

Единицы расхода и подачи насоса

1 м^3/с = 6·10^4 л/мин

1 л/мин = 1,67 ·10 $^{-5}$ м^3/с

1 дм^3/с = 60 л/мин

1 л/мин = 1,67 ·10 $^{-2}$ дм^3/с

Приложение Г

Средние значения плотности ρ и кинематической вязкости ν некоторых жидкостей

Жидкость	Плотность кг/м^3 при t,°С			Кинематическая вязкость Ст при t,°С		
	20	50	20	40	60	80
Вода пресная	998	-	0,010	0,0065	0,0047	0,0036
Нефть Баку, легкая	884	-	0,25	-	-	
Нефть Баку, тяжелая	924	-	1,4	-	-	-
Бензин авиационный	745	-	0,0073	0,0059	0,0049	-
Керосин Т-1 (очищенный)	808	-	0,025	0,018	0,012	0,010
Керосин Т-2 (тракторный)	819	-	0,010	-	-	-
Дизельное топливо	846	-	0,28	0,12	-	-

Продолжение приложения Г

Жидкость	Плотность кг/м^3 при t,°C		Кинематическая вязкость Ст при t,°C			
	20	**50**	**20**	**40**	**60**	**80**
Глицерин	1245	-	9,7	3,3	0,88	0,38
Ртуть	13550	-	0,0016	0,0014	0,0010	-
Масла:						
касторовое	960	-	15	3,5	0,88	0,25
трансформаторное	884	880	0,28	0,13	0,078	0,048
АМГ-10	-	850	0,17	0,11	0,085	0,065
веретенное АУ	-	892	0,48	0,19	0,098	0,099
индустриальное 12	-	883	0,48	0,19	0,098	0,059
индустриальное 20	-	891	0,85	0,33	0,14	0,080
индустриальное 30	-	901	1,8	0,56	0,21	0,11
индустриальное 50	-	910	5,3	1,1	0,38	0,16
турбинное	-	900	0,97	0,38	0,16	0,088

Плотность жидкости при другой температуре можно определить по формуле $\rho_{\grave{o}} = \rho_o /(1+\alpha\Delta T)$, где $\rho_т$ – плотность жидкости при температуре $T=T_o + \Delta T$; ΔT – изменение температуры; T_o – температура, при которой плотность жидкости равна ρ_o, α – коэффициент температурного расширения жидкости (в среднем для минеральных масел можно принять α=0,0007 1/°C).

Приложение Д

Соотношения между единицами измерения давления

Наименование единиц	Ньютон на квадратный метр, Па	Бар,	Килограмм-сила на квадратный метр, кгс/м^2	Физическая атмосфера, атм	Миллиметр водяного столба[1], мм. вод. ст.	Миллиметр ртутного столба[1], мм. рт. ст.	Английский фунт на квадратный дюйм
1 н/м^2, Па	1	$1\cdot10^{-5}$	1,101972	$0{,}98692\cdot10^{-5}$	0,101972	$750{,}06\cdot10^{-5}$	$14{,}5038\cdot10^{-5}$
1 бар	10^5	1	10197,2	0,98692	10197,2	750,06	14,5038
1 кгс/м^2	9,80665	$9{,}80665\cdot10^{-5}$	1	$0{,}96784\cdot10^{-4}$	1	$735{,}55\cdot10^{-4}$	$14{,}2233\cdot10^{-4}$
1 атм.(физ.)	$1{,}01325\cdot10^5$	1,01325	$1{,}03323\cdot10^4$	1	$1{,}03323\cdot10^4$	760	14,6959
10^4 мм.вод.ст.	$9{,}80665\cdot10^5$	9,80665	10^4	0,96784	$\cdot10^4$	735,55	14,2233
10^3 мм.рт.ст.	$1{,}33322\cdot10^5$	1,33322	$1{,}35951\cdot10^4$	$1{,}31579\cdot10^4$	$1{,}35951\cdot10^4$	10^3	19,3368
10 *lb/sq·in*	$0{,}68948\cdot10^5$	0,68948	$0{,}70307\cdot10^4$	0,68046	$0{,}70307\cdot10^4$	517,15	10

Приложение Е

Соотношение между единицами измерения энергии

Единицы измерения	Килоджоули, кДж	Килокалории, ккал	Киловатт-часы, кВт·ч	Килограммо-метры, кгс·м	Лошадиные сило-часы, л. с·ч
10 кДж	10,0000	2,38846	0,002778	1019,72	0,0037767
10 ккал	41,868	10	0,011630	4269,4	0,015813
1 кВт·ч	3600	859,845	1	367098	1,35962
100 кгс·м	0,980665	0,23423	0,00027239	100	0,00037037
1 л. с·ч	2647,80	632,41	0,73550	270000	1

Приложение Ж

Зависимость плотности воды от температуры

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

Приложение И

Давление насыщенного пара $p_п$ воды

Температура t, °C	0,0	5,00	10,0	20,0	30,0	40,0	50,0	60,0	80,0
Давление, кПа	0,588	0,882	1,18	2,35	4,19	7,29	12,1	19,6	46,0

Приложение З

Средние значения модуля упругости Е жидких и твердых тел

Жидкость	**Модуль упругости $E \cdot 10^9$ Па**	**Твердые тела**	**Модуль упругости $E \cdot 10^9$ Па**
Вода	2,06	Сталь углеродистая	206
Нефть	1,28	Сталь легированная	216
Керосин	1,37	Чугун черный	152
Спирт	0,98	Чугун белый	134
Масло турбинное 30	1,72	Дюралюминий	70
Глицерин	4,08	Латунь, бронза	118
Ртуть	24,6	Алюминий вальцованный	68

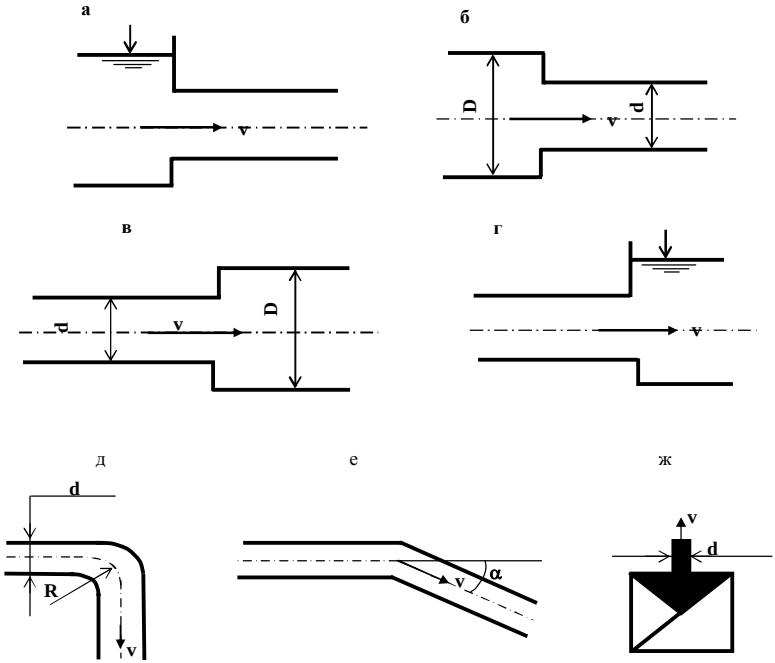
Приложение К

Средние значения эквивалентной шероховатости $\Delta_э$

Материал труб, способ изготовления	$\Delta_э$, мм
Новые холоднотянутые и горячекатанные стальные трубы	0,060
" стальные сварные трубы	0,070
" обычные оцинкованные стальные трубы	0,12
Старые стальные сварные трубы	0,75
Сварные трубы из нержавеющей стали	0,075
Новые холоднотянутые алюминиевые трубы и трубы из алюминиевого сплава (дюралюминия)	0,030
Новые чугунные трубы	0,60
Бывшие в употреблении, но очищенные чугунные трубы	0,90

Приложение Л

Значения коэффициентов ξ некоторых местных сопротивлений



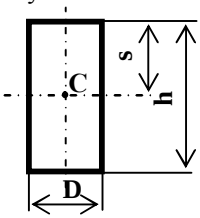
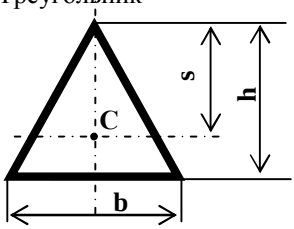
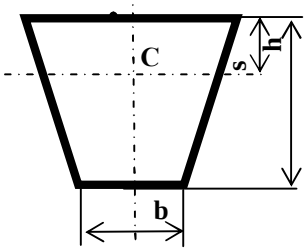
Тип препятствия	Схема сопротивления по рисунку	Значение коэффициента ξ
Вход в трубу	а	0,50
Внезапное сужение	б	$0{,}50\left[1-\left(\frac{d}{D}\right)^2\right]$
Внезапное расширение	в	$\left[\left(\frac{D}{d}\right)^2-1\right]^2$
Выход из трубы	г	1,0

Продолжение приложения Л

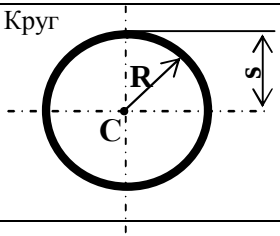
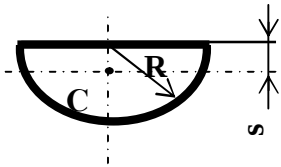
Плавный поворот (см. схему на рис. д)		**Крутой поворот (см. схему на рис. е)**		**Клапан всасывания (см. схему на рис. ж)**	
d/R	ξ	α⊥	ξ	d, мм	ξ
0,20	0,14	20	0,12	20	15,5
0,40	0,21	30	0,16	40	12,0
0,60	0,44	45	0,32	60	9,5
0,80	0,98	60	0,56	80	8,0
-	-	90	1,19	100	7,0

Приложение М

Момент инерции J_C плоских фигур относительно горизонтальной оси, проходящей через цент тяжести; координата центра тяжести s; площадь F

Фигура	J_C	s	F
Прямоугольник 	$\frac{1}{12}bh^3$	$\frac{1}{2}h$	bh
Треугольник 	$\frac{1}{36}bh^3$	$\frac{2}{3}h$	$\frac{1}{2}bh$
Трапеция равнобедренная 	$\frac{1}{36}bh^3\times$ $\times\frac{a^2+4ab+b^2}{a+b}$	$\frac{1}{3}h\times$ $\times\frac{a+2b}{a+b}$	$\frac{1}{2}h\times$ $\times(a+b)$

Продолжение приложения М

Круг 	$\frac{1}{4}\pi R^4$	R	πR^2
Полукруг 	$\frac{9\pi^2-64}{72\pi}R^4$	$\frac{4}{3}\frac{R}{\pi}$	$\frac{1}{2}\pi R^2$

Приложение Н

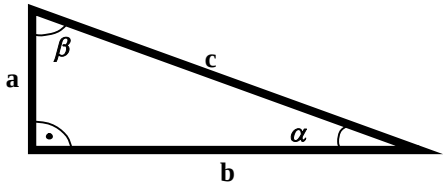
Коэффициенты скорости φ, сжатия струи ε и расхода μ для круглого отверстия и насадков различной формы

Тип насадков или отверстия	φ	ε	μ
Круглое отверстие в тонкой стенке	0,97	0,64	0,62
Внешний цилиндрический насадок	0,82	1	0,82
Внутренний цилиндрический насадок	0,71	1	0,71
Конический сходящийся насадок при θ = 13°24'	0,963	0,982	0,946
Коноидальный (выполненный по форме сжатой струи) насадок	0,98	1	0,98
Конический расходящийся насадок при θ = 7°	0,50	1	0,50

Примечание. Значения коэффициентов φ и ε относятся к выходному сечению.

Приложение О

Тригонометрические функции



$$\sin\alpha = \frac{a}{c} \qquad tg\alpha = \frac{a}{b}$$

$$\cos\alpha = \frac{b}{c} \qquad \cot g\alpha = \frac{b}{a} = \frac{1}{tg\alpha}$$

$$\left[\sec\alpha = \frac{c}{b};\ \cos ec\alpha = \frac{c}{a}\right]$$

Функция	**0**	**30°**	**45°**	**60°**	**90°**	**180°**	**270°**	**360°**
sin α	0	1/2	$1/\sqrt{2}$	$\sqrt{3}/2$	1	0	-1	0
cos α	+1	$\sqrt{3}/2$	$1/\sqrt{2}$	1/2	0	-1	0	+1
tg α	0	$1/\sqrt{3}$	1	$\sqrt{3}$	∞	0	- ∞	0
ctg α	+ ∞	$\sqrt{3}$	1	$1/\sqrt{3}$	0	- ∞	0	+ ∞
arcsin α	0	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/2$	π	$\frac{3\pi}{2}$	2π

Приложение П

Условные обозначения гидравлических элементов гидропривода

Линии связи (трубопроводы)	1. S 2. S/2 3. S/2	1. 2.
	1. Всасывания, напора, слива 2. Управления 3. Дренажные	1. Соединения трубопроводов 2. Перекрещивание
Насосы	1. 2.	1. 2.
	Постоянной подачи	Регулируемой подачи
	1. С постоянным направлением потока 2. Реверсивные	
Гидромоторы	1. 2.	1. 2.
	Нерегулируемые	Регулируемые
	1. С постоянным направлением вращения 2. Реверсивные	
Гидроцилиндры		1. 2.
	Двустороннего действия с односторонним штоком	Одностороннего действия 1. Плунжерный 2. Телескопический

Продолжение приложения П

Гидроцилиндры			
	Двустороннего действия с двусторонним штоком	Двустороннего действия телескопический	
Дроссели			
	Неуправляемый	Управляемый	
Гидроклапаны			
	Обратный неуправляемый	Обратный управляемый (односторонний гидрозамок)	
	Предохранительный	Редукционный	
Распределители			
	Ручной	С электромагнитным управлением	
Вспомогательная гидроаппаратура			
	Гидропневмоак-кумулятор	Фильтр	Теплообменник

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....3
1 Общие методические указания.....4
2 Программа курса.....5
3 Гидравлика.....13
3.1 Физическая структура жидкостей.....13
3.2 Гидростатика.....17
3.3 Кинематика и динамика жидкостей.....21
3.4 Истечение жидкости через отверстия и насадки.....26
3.5 Гидравлический расчет трубопроводов.....30
4 Общие сведения об объемных гидроприводах и рабочих жидкостях.....38
4.1 Состав и основные понятия о гидроприводах.....38
4.2 Классификация гидроприводов и гидропередач.....42
4.3 Рабочие жидкости.....45
5 Объемные гидромашины.....50
5.1 Общие сведения о роторных гидромашинах.....50
5.2 Шестеренные насосы и гидромоторы.....56
5.3 Аксиально-поршневые насосы и гидромоторы.....60
5.4 Радиально-поршневые насосы и гидромоторы.....65
5.5 Гидроцилиндры.....70
5.6 Поворотные гидродвигатели.....76
5.7 Пластинчатые насосы и гидромоторы.....78
6 Гидроаппараты.....81
6.1 Распределительные и регулирующие устройства.....84
6.2 Гидравлические клапаны.....89
7 Гидравлические следящие приводы.....95
7.1 Общие сведения.....95
7.2 Гидравлические усилители.....99
7.3 Гидроприводы с дроссельным управлением.....108
7.4 Гидроприводы с машинным управлением.....113
7.5 Гидроприводы с машинно-дроссельным управлением.....116
8 Задачи для самостоятельного решения.....118
9 Общие методические указания к контрольным работам (семестровым заданиям).....179
10 Список литературы.....182
11 Приложение.....183