

**МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ**

18/17/1

**Одобрено кафедрой
«Теплотехника и водоснабжение
на железнодорожном транспорте»**

**Утверждено деканом факультета
«Транспортные сооружения
и здания»**

**Рабочая программа
и задания на контрольные работы № 1 и 2
с методическими указаниями
для студентов III курса
специальностей
Т, В, СМ**

**ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПРИВОД
190301 ЛОКОМОТИВЫ (Т)
190302 ВАГОНЫ (В)**

**ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПНЕВМОПРИВОД
190205 ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ, СТРОИТЕЛЬНЫЕ,
ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ (СМ)**

РОАТ

Москва – 2009

Составитель — проф. В.Т. Кадыков

Рецензент — доц. Е.В. Драбкина

РАБОЧАЯ ПРОГРАММА

1. ЦЕЛЬ ИЗУЧЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

Курс «Гидравлика и гидропривод» состоит из двух различных по содержанию и построению разделов. Гидравлика — общетехническая дисциплина, в которой изучают законы равновесия и движения несжимаемой жидкости. Знание гидравлики необходимо для успешного усвоения второго раздела — гидравлических машин и гидроприводов. Гидравлические машины и гидроприводы — специальная дисциплина, при изучении которой студенты знакомятся с принципами действия, расчетом, областью применения и эксплуатацией различных гидравлических машин и гидроприводов.

Цель изучения дисциплины — развитие у студентов способности самостоятельно решать в будущей инженерной деятельности многочисленные вопросы, непосредственно связанные с работой различных гидравлических устройств, ориентироваться в производственных условиях их работы и находить в зависимости от условий соответствующие технические решения.

2. ТРЕБОВАНИЯ К УРОВНЮ ОСВОЕНИЯ СОДЕРЖАНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

Изучив дисциплину, студент должен:

2.1. Иметь представления о различных методах, используемых в гидравлике при изучении законов равновесия и движения жидкости, основанных на тесной зависимости и единстве теоретических обобщений и инженерно-физического эксперимента, а также методиках применения этих законов к решению различных вопросов, связанных с работой гидравлических машин и гидроприводов.

2.2. Знать теоретические основы гидравлики и гидромашин и уметь применять теорию для решения практических инженерных задач, связанных с будущей профессиональной деятельностью.

2.3. Владеть приемами расчетов, с помощью которых решают производственные задачи гидравлики и гидромашин.

3. ОБЪЕМ ДИСЦИПЛИНЫ И ВИДЫ УЧЕБНОЙ РАБОТЫ

Виды учебной работы	Всего часов	Курс — III
Общая трудоемкость дисциплины	В, Т — 130; СМ — 140	
Аудиторные занятия:	20	
лекции	8	
лабораторный практикум	12	
Самостоятельная работа	В; Т—80; СМ —90	
Контрольные работы	30	2 (количество)
Вид итогового контроля	Зачет Экзамен	1 1

4. СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ

4.1. Разделы дисциплины и виды занятий

№ п/п	Раздел дисциплины	Лекций, ч	Лабораторный практикум, ч
	Часть 1. Гидравлика		
1	Введение	—	—
2	Основные физические свойства жидкостей	—	—
3	Гидростатика	—	—
4	Основы гидродинамики	1,5	3,5
5	Режимы движения жидкости Гидравлические сопротивления	1,5	3,0
6	Истечение жидкости из отверстий и насадок	1,0	1,5
7	Гидравлический расчет трубопроводов	—	—
8	Основы гидравлического моделирования	—	—

Окончание табл.

	Часть 2. Насосы Раздел А. Лопастные насосы		
9	Общие сведения	0,5	—
10	Основы теории лопастных насосов	1,5	2,0
11	Эксплуатационные расчеты лопастных насосов	1,5	2,0
12	Вихревые насосы. Схема вихревого насоса, принцип действия, характеристики, области применения	0,5	—
	Раздел Б. Объемные насосы		
13	Общие положения	—	—
14	Поршневые и плунжерные насосы	—	—
15	Роторные насосы	—	—
	Часть 3. Объемный гидропривод		
16	Основные понятия	—	—
17	Гидродвигатели	—	—
18	Гидроаппаратура и другие элементы гидропривода	—	—
19	Схемы гидропривода и способы регулирования	—	—
20	Пневмопривод (для специальности СМ)	—	—

4.2. СОДЕРЖАНИЕ РАЗДЕЛОВ ДИСЦИПЛИНЫ

Часть 1. Гидравлика

1. ВВЕДЕНИЕ

1.1. Предмет гидравлики и гидромашин. Применение и значение гидравлики в современном машиностроении.

2. ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ

2.1. Плотность, удельный вес, сжимаемость, температурное расширение, вязкость. Закон Ньютона для жидкостного трения. Динамический и кинематический коэффициент вязкости. Единицы измерения вязкости. Силы, действующие в жидкостях. Понятие о невязкой (идеальной) жидкости.

Вопросы для самопроверки

1. В чем различие между плотностью и объемным весом?
2. Как изменяется плотность жидкости при увеличении давления и температуры?
3. Что представляет собой коэффициент объемного сжатия и температурного расширения?
4. Как зависит вязкость жидкости от температуры и давления?
5. Как связаны между собой динамический и кинематический коэффициенты вязкости?
6. Напишите формулу для силы внутреннего трения в жидкости.
7. Чем отличается идеальная жидкость от реальной?
8. В каких единицах выражают плотность, объемный вес, коэффициенты температурного расширения и объемного сжатия, динамический и кинематический коэффициенты вязкости?

3. ГИДРОСТАТИКА

3.1. Гидростатическое давление и его свойства. Виды гидростатического давления. Обобщенное дифференциальное уравнение равновесия жидкости (уравнение Эйлера) и его интегрирование. Поверхности равного давления. Свободная поверхность жидкости. Основное уравнение гидростатики. Закон Паскаля и его технические приложения. Приборы для измерения давления. Относительное равновесие жидкости. Определение давления жидкости при относительном равновесии. Уравнение свободной поверхности.

3.2. Сила давления жидкости на плоские поверхности. Центр давления и определение его координат. Эпюры гидростатического давления и их использование для определения силы и центра давления на плоскую прямоугольную поверхность. Давление на горизонтальные поверхности. Гидростатический парадокс.

3.3. Сила давления жидкости на криволинейные (цилиндрические) поверхности. Тело давления.

3.4. Закон Архимеда. Основы теории плавания тел.

Вопросы для самопроверки

1. Что называют гидростатическим давлением? В каких единицах его выражают? Каковы его основные свойства?
2. Каково основное уравнение гидростатики?
3. Что называют абсолютным давлением, манометрическим давлением, вакуумом?
4. В каком диапазоне может изменяться величина вакуума в земных условиях?
5. Какие устройства конструируются на основе закона Паскаля?
6. Как определить силу давления на плоскую поверхность?
7. Что такое центр давления?
8. По какой формуле определяют положение центра давления в любом случае плоской стенки?
9. Когда центр давления плоской фигуры совпадает с ее центром тяжести?
10. По какой формуле определяют силу давления жидкости на горизонтальную плоскую стенку? В чем заключается сущность «гидростатического парадокса»?
11. Объясните порядок вычисления вертикальной и горизонтальной составляющих силы суммарного гидростатического давления жидкости на криволинейные поверхности. Что называется телом давления? Когда вертикальная составляющая направлена вниз, а когда вверх?
12. Сформулируйте закон Архимеда.
13. Какие силы действуют на жидкость в случаях абсолютно и относительного покоя?
14. Какую форму принимают поверхности равного давления в следующих случаях: а) когда на жидкость из массовых сил действует лишь сила тяжести (случай абсолютного покоя); б) при вращении жидкости вместе с сосудом вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью; в) при равномерном прямолинейном движении сосуда с жидкостью; при прямолинейном движении с положительным ускорением, с отрицательным ускорением?

4. ОСНОВЫ ГИДРОДИНАМИКИ

4.1. Основные понятия и определения гидродинамики: поток, живое сечение, расход, местная и средняя скорости, смоченный периметр, гидравлический радиус. Виды движения жидкости: установившееся и неустановившееся, равномерное неравномерное, напорное и безнапорное, плавно изменяющееся и не плавно изменяющееся движение жидкости.

4.2. Уравнение неразрывности потока жидкости в гидравлической форме (уравнение постоянства расхода).

4.3. Понятия об удельной энергии. Полная удельная энергия частицы жидкости, энергетический и геометрический смысл всех ее составляющих. Полная удельная энергия потока в рассматриваемом сечении (полный гидродинамический напор). Энергетический и геометрический смысл составляющих полного напора.

Характер распределения скоростей по живому сечению потока. Учет неравномерности распределения осредненных скоростей по живому сечению при определении кинетической энергии потока реальной жидкости. Коэффициент кинетической энергии. Его физический смысл.

4.4. Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости, его геометрическая и энергетическая интерпретация. Анализ уравнения Бернулли (связь между скоростью и гидродинамическим давлением). Графическое представление уравнения Бернулли. Пьезометрическая и напорная линии. Гидравлический и пьезометрический уклоны. Практическое применение уравнения Бернулли (гидрометрическая трубка, водомер Вентури, расходомерная шайба).

Вопросы для самопроверки

1. Что называется живым сечением потока, расходом, местной и средней скоростью, смоченным периметром, гидравлическим радиусом?

2. Чем установившееся движение жидкости отличается от неустановившегося, равномерное от неравномерного, напорное от безнапорного, плавно изменяющееся от не плавно изменяющегося?

3. Каков физический смысл уравнения неразрывности потока?

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

5. От чего зависит численное значение коэффициента кинетической энергии?

6. Чем отличается уравнение Бернулли для идеальной и реальной жидкости?

7. Когда пьезометрическая и напорная линии параллельны между собой?

8. По какой линии можно судить о значении и изменении давления вдоль потока?

9. Почему гидравлический уклон потока реальной жидкости всегда положительный?

5. РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

5.1. Ламинарный и турбулентный режимы движения жидкостей. Число Рейнольдса. Критические числа Рейнольдса для труб и сечений круглой и отличных от круглой формы.

5.2. Гидравлические сопротивления и потери напора при движении жидкости. Физическая природа гидравлических сопротивлений и их виды. Зависимость потери напора от режима движения жидкости. Основные формулы для определения потери напора по длине. Формула Дарси. Турбулентное ядро потока и ламинарный пристанный слой в турбулентном потоке. Зоны сопротивления. Понятие о «гладких» и «шероховатых» трубах. Полуэмпирические и эмпирические формулы для определения коэффициента гидравлического трения λ в различных зонах сопротивления. Критерий зоны турбулентности. Графическое определение коэффициента Дарси λ . График Г.А. Мурина. Формула Шези. Формулы для определения коэффициента Шези C . Связь между коэффициентом Дарси λ и коэффициентом Шези C .

5.3. Местные гидравлические сопротивления. Основные виды местных сопротивлений. Общее выражение для местных потерь напора. Зависимость коэффициентов местных сопро-

тивлений от числа Рейнольдса. Потери напора при внезапном расширении — теорема Бодра. Взаимное влияние местных сопротивлений.

Вопросы для самопроверки

1. Чем отличается структура потока при ламинарном и турбулентном режимах движения жидкости?
2. Как определить число Рейнольдса для круглой трубы?
3. Что называют критической скоростью?
4. Влияет ли температура жидкости на значение критической скорости?
5. Как зависят потери на трение от скорости потока при разных режимах движения жидкости?
6. Какой режим характеризуется большей неравномерностью распределения скоростей по живому сечению потока и почему?
7. Чему равно значение коэффициента кинетической энергии при ламинарном и турбулентном движении жидкости в круглой трубе?
8. Почему одна и та же труба в одном случае может быть гидравлически гладкой, а в другом случае — гидравлически шероховатой?
9. Сколько имеется зон сопротивления? От чего зависит коэффициент гидравлического трения в различных зонах сопротивления и как можно его определить?
10. Какова связь между коэффициентом Шези C и коэффициентом Дарси λ ?
11. Какие сопротивления называют местными?
12. По какой формуле определяют местные потери?
13. В каком сечении берется скорость при определении местных потерь по формуле Вейсбаха?
14. Когда местные потери отдельных сопротивлений можно просто суммировать?

6. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЙ И НАСАДОК

6.1. Истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке при постоянном напоре. Скорость и расход жидкости при истечении из отверстия. Коэффициенты скорости, сжатия

и расхода, и их зависимость от числа Рейнольдса. Траектория струи. Истечение через затопленное отверстие (под уровень).

6.2. Истечение жидкости при постоянном напоре через насадки. Внешний цилиндрический насадок. Вакуум в насадке. Предельный напор. Увеличение расхода при истечении через внешний цилиндрический насадок по сравнению с малым отверстием в тонкой стенке. Оптимальная длина внешнего цилиндрического насадка. Истечение через насадки других типов.

6.3. Истечение при переменном напоре через отверстия и насадки.

Вопросы для самопроверки

1. Какие отверстия считаются малыми?
2. Почему при истечении наблюдается сжатие струи?
3. Какие могут быть случаи сжатия струи?
4. Как связаны между собой коэффициенты сжатия ϵ , скорости φ , расхода μ и местного сопротивления ζ малого отверстия? Каков физический смысл этих коэффициентов?
5. Объясните причину образования вакуума, пользуясь уравнением Д. Бернулли, при истечении жидкости через внешний цилиндрический насадок.
6. Чем отличается насадок от трубы?
7. В каких случаях насадки работают как отверстия?
8. Каковы основные типы насадок и каково их практическое применение?
9. Сравните пропускную способность насадков разных типов и круглого отверстия.

7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

7.1. Основное расчетное уравнение простого трубопровода. Основные расчетные задачи. Понятие об определении экономически наиболее выгодного диаметра трубопровода. Сифонный трубопровод. Последовательное и параллельное соединение трубопроводов. Сложные трубопроводы.

7.2. Явление гидравлического удара. Формула Н.Е. Жуковского для прямого удара. Понятие о непрямом ударе. Способы ослабления гидравлического удара. Практическое использование гидравлического удара в технике.

Вопросы для самопроверки

1. Какие уравнения применяют при расчете напорных трубопроводов?
2. В чем различие в расчете коротких и длинных трубопроводов?
3. Что собой выражает расходная характеристика трубопровода? По какой формуле определяется расходная характеристика и какова ее размерность?
4. Исходя из каких соображений установлены оптимальные значения скоростей движения воды в трубах?
5. Изложите методику расчета простого трубопровода, состоящего из нескольких труб разного диаметра.
6. Как построить гидравлическую характеристику трубопровода?
7. Как строят гидравлические характеристики систем из последовательно и параллельно соединенных трубопроводов?
8. Какое явление в напорных трубах называют гидравлическим ударом?
9. Что называют фазой гидравлического удара?
10. Чем отличается прямой удар от непрямого?
11. Как определяют изменение давления при гидравлическом ударе?
12. От чего зависит скорость распространения ударной волны в жидкости?
13. Каковы меры борьбы с гидравлическим ударом?
14. Где применяют гидравлический удар?

8. ОСНОВЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

8.1. Подобие гидравлических явлений. Геометрическое, кинематическое и динамическое подобие критерии гидравлического подобия. Основные правила гидравлического моделирования.

Вопросы для самопроверки

1. Каковы принципы геометрического, кинематического и динамического подобия потоков?

2. Какие силы преобладают в потоке, если моделирование производится по равенству чисел Рейнольдса? По равенству чисел Фруда?

Часть 2. Насосы

Раздел А. Лопастные насосы

9. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

9.1. Классификация лопастных насосов. Принцип действия насосов. Основные параметры насосов: подача (расход), напор, мощность, КПД.

Вопросы для самопроверки

1. Что называют подачей, напором, коэффициентом полезного действия насоса?

2. Что такое полезная мощность насоса и как она определяется? Как определить необходимую мощность двигателя насоса? Как она выражается через напор и через давление?

10. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

10.1. Центробежные насосы. Принцип действия и схемы центробежных насосов. Уравнение Эйлера. Теоретический напор насоса. Влияние числа лопаток на теоретический напор насоса. Полезный напор. Определение напора действующего насоса. Требуемый напор. Потери энергии в насосе. Коэффициенты полезного действия насоса. Характеристика центробежных насосов. Основы теории подобия и формулы пересчета. Коэффициенты быстроходности и типы лопастных насосов.

Вопросы для самопроверки

1. Начертите схему и объясните принцип действия центробежного насоса.

2. От каких величин зависит теоретический напор центробежного насоса?

3. Как определяется напор действующего насоса по показаниям приборов и по элементам насосной установки?

4. Как определяется требуемый напор насосной установки?
5. По каким причинам возникают в насосе механические, объемные и гидравлические потери?
6. Что представляет собой полный коэффициент полезного действия насосов?
7. Из каких коэффициентов состоит полный коэффициент полезного действия и что каждым из них учитывается?
8. Отношению каких величин равны соответственно объемный, гидравлический, механический и полный КПД насоса?
9. Для чего необходимо знать рабочую характеристику насоса?
10. Какое практическое значение имеет применение теории подобия лопастных насосов?
11. Как связаны подача, напор и мощность на валу насоса с числом оборотов?
12. По какой причине необходимо бывает пересчитать рабочую характеристику насоса на другую частоту вращения рабочего колеса?
13. Какова классификация лопастных насосов по коэффициенту быстроходности?

11. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ РАСЧЕТЫ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

11.1. Насосные установки. Расчеты трубопровода с насосной подачей. Определение рабочей точки насоса. Регулирование подачи. Последовательное и параллельное соединения насосов. Кавитация в лопастных насосах. Кавитационные характеристики.

Вопросы для самопроверки

1. Зависит ли потребный напор насоса от подачи (расхода во всасывающем и в нагнетательном трубопроводах)? Почему?
2. Как определяются подача и мощность насоса, работающего в сети?
3. Как регулируется подача лопастного насоса?
4. Как при подборе насоса для работы в сети учитывают потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах?
5. От чего зависит допускаемая геометрическая высота всасывания насоса? Как ее определяют?

6. Если диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов различны, то какой из них обычно бывает больше? Почему?

7. Чем ограничивается вакуумметрическая высота всасывания насоса?

8. Как изменится допустимая геометрическая высота всасывания с увеличением подачи насоса, если диаметр всасывающей трубы останется прежним?

9. В чем заключается явление кавитации в насосах? Какие меры пригодны для устранения явления кавитации?

10. Как строят суммарные напорные характеристики насосов при их последовательном и параллельном соединении?

11. Каково условие для включения в параллельную работу двух или более центробежных насосов с разными их характеристиками и почему это необходимо?

12. Что называется зоной неустойчивой работы центробежного насоса и как это происходит? Что необходимо для устранения этого явления?

13. Что такое осевое давление, почему оно возникает и как устраняется (уравновешивается)?

14. Какое влияние оказывает высота всасывания на кавитацию в насосах?

12. ВИХРЕВЫЕ НАСОСЫ. СХЕМА ВИХРЕВОГО НАСОСА, ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, ХАРАКТЕРИСТИКИ, ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ

Вопросы для самопроверки

1. Каковы достоинства и недостатки вихревых насосов? Каковы области применения вихревых насосов?

2. Чем в основном отличаются рабочие характеристики вихревого и центробежного насосов?

Раздел Б. Объемные насосы

13. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

13.1 Объемные насосы, принципы действия, общие свойства и классификация.

14. ПОРШНЕВЫЕ И ПЛУНЖЕРНЫЕ НАСОСЫ

14.1. Устройство и области применения поршневых и плунжерных насосов. Индикаторная диаграмма. КПД поршневых насосов. Графики подачи и способы их выравнивания.

14.2. Диафрагменные насосы.

Вопросы для самопроверки

1. В чем принцип действия поршневого насоса?
2. Каковы преимущества и недостатки поршневого насоса по сравнению с центробежным?
3. Что называют индикаторной мощностью, индикаторным давлением?
4. Каковы графики подачи поршневого насоса одинарного, двойного и многократного действия?
5. Для чего служат воздушные колпаки во всасывающем и нагнетательном трубопроводах?
6. Как рассчитывают допустимую высоту всасывания поршневого насоса? Какое влияние на нее оказывает род жидкости?
7. Когда применяют диафрагменные насосы?

15. РОТОРНЫЕ НАСОСЫ

15.1. Классификация роторных насосов, общие свойства и области применения. Устройство и особенности роторных насосов различных типов: а) роторно-поршневых; б) пластинчатых (шиберных); в) шестеренных; г) винтовых. Определение рабочих объемов. Подача и ее равномерность. Характеристики насосов. Регулирование подачи. Работа насоса на трубопровод.

Вопросы для самопроверки

1. Каковы относительные достоинства и недостатки поршневых, шестеренных и пластинчатых насосов?
2. Каковы относительные сходства и отличия радиально-поршневых и аксиально-поршневых насосов?
3. Что называют рабочим объемом роторных насосов?
4. В чем особенности работы винтовых насосов по сравнению с остальными роторными насосами?
5. Что такое компрессия жидкости в шестеренном насосе?

6. Отношением каких величин является объемный, механический и полный КПД насосов?

7. Какими способами регулируют подачу объемных насосов?

8. Чем отличаются диаграммы подачи поршневых, шестеренных, радиально-поршневых и аксиально-поршневых насосов?

9. Чем отличаются рабочие характеристики объемных и лопастных насосов?

Часть 3. Объемный гидропривод

16. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

16.1. Принцип действия объемного гидропривода. Классификация объемных гидроприводов по характеру движения выходного звена и другим признакам. Элементы гидропривода (гидродвигатели, гидроаппаратуры, фильтры, гидроаккумуляторы, гидролинии). Рабочие жидкости, применяемые в гидроприводах.

Вопросы для самопроверки

1. Что называется гидроприводом?

2. В чем принцип действия объемного гидропривода?

3. В каких гидроприводах можно реверсировать движение? Как это осуществляется?

4. Какое влияние на работу гидропривода оказывает вязкость рабочей жидкости?

17. ГИДРОДВИГАТЕЛИ

17.1. Силовые гидродвигатели, их назначение и устройство. Расчет гидроцилиндров. Поворотные гидродвигатели. Роторные гидродвигатели — гидромоторы. Обратимость роторных насосов и гидромоторов. Гидромоторы роторно-поршневых, шестеренных и винтовых типов. Расчет крутящего момента и мощности на валу гидромотора. Регулирование рабочего объема. Высокомоментные гидромоторы.

Вопросы для самопроверки

1. Когда применяют гидроцилиндры с односторонним и двусторонним штоком?

2. Что учитывается объемным и механическим коэффициентом полезного действия гидроцилиндра? Отношению каких величин они равны?

3. В каком направлении поршень будет двигаться быстрее и почему, если одинаковые расходы рабочей жидкости будут подаваться в штоковую и поршневую полость дифференциального гидроцилиндра?

4. Какие вам известны устройства для торможения поршня в крайних его положениях?

5. Какое влияние на работу объемного гидродвигателя оказывает противодействие?

6. Какими способами можно регулировать частоту вращения гидромоторов?

7. Что называют рабочим объемом гидромотора и какое влияние он оказывает на частоту вращения ротора?

18. ГИДРОАППАРАТУРА И ДРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОПРИВОДА

18.1. Классификация гидроаппаратов и элементов гидроавтоматики. Распределительные устройства. Назначение, принцип действия и основные типы (золотниковые, крановые, клапанные). Клапаны. Принцип действия, устройство и характеристики. Дроссельные устройства, назначение принцип действия и характеристики. Фильтры. Гидроаккумуляторы. Гидролинии.

Вопросы для самопроверки

1. Как классифицируют распределительные устройства по конструктивным признакам?

2. В каких случаях в гидроприводах применяют золотниковые, крановые и клапанные распределители жидкости?

3. Как определяют потери давления в аппаратах распределения?

4. Какие типы клапанов вы знаете?

5. Для чего в гидроприводах применяют дроссельные устройства?

6. Каковы конструктивные отличия между дросселем и гидравлическим демпфером?

7. От чего зависят местные гидравлические потери в дросселях?
8. В каких местах в гидроприводе устанавливают фильтры?
9. Каковы основные принципы гидравлического расчета гидропривода?
10. Как осуществляют подбор диаметров гидролиний гидропривода?

19. СХЕМЫ ГИДРОПРИВОДА И СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

19.1. Схемы гидропривода с замкнутой и разомкнутой циркуляцией, с дроссельным и объемным регулированием скорости. Сравнение различных способов регулирования скорости гидропривода.

Вопросы для самопроверки

1. Какими способами осуществляют бесступенчатое регулирование скорости выходного звена в гидроприводах объемного типа?
2. Какой способ регулирования скорости движения более экономичен?
3. Когда в системах гидроприводов применяют дроссели и когда регуляторы потока?
4. Каковы относительные достоинства и недостатки схем гидропривода с замкнутой и разомкнутой циркуляцией жидкости?

20. ПНЕВМОПРИВОД (ДЛЯ СПЕЦИАЛЬНОСТИ СМ)

20.1. Газ как рабочее тело пневмопривода. Источники сжатого газа. Основные элементы и схемы пневмоприводов. Пневматические исполнительные устройства, распределительная и регулирующая аппаратура. Пневматические двигатели. Пневматический привод с поршневым двигателем и дроссельным регулированием. Пневматические приводы с роторными и турбинными пневмодвигателями. Пневмоприводы транспортно-технологических машин. Средства пневмоавтоматики.

Вопросы для самопроверки

1. Назовите основные элементы пневмоприводов.
2. Дайте описание основных исполнительных устройств, распределительной и регулирующей аппаратуры, применяемых в пневмоприводах.
3. Какие виды пневматических двигателей вам известны?
4. Назовите основные средства пневмоавтоматики.

4.3. ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

Номер раздела дисциплины	Лабораторная работа
5	Определение числа Рейнольдса и режима движения жидкости
4	Экспериментальная иллюстрация уравнения Бернулли. Построение напорной и пьезометрической линий
5	Определение коэффициентов местных сопротивлений
5	Определение коэффициента гидравлического трения λ при различных скоростях движения потока и построение графика $\lambda = f(\text{Re})$
4	Определение коэффициента расхода водомера Вентури и построение графика $h = f(Q)$
6	Определение гидравлических характеристик при истечении воды через незатопленное отверстие в тонкой стенке и внешний цилиндрический насадок
10	Ознакомление с конструкцией центробежного насоса, его испытание и построение нормальных характеристик насоса
11	Параллельное и последовательное включение насосов. Построение их суммарных характеристик

4.4. ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ

Не предусмотрены.

5. САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА

Контрольная № 1 содержит шесть задач, контрольная работа № 2 – три задачи.

В обе контрольные работы входят задачи, охватывающие следующие основные разделы курса:

I. Основные физические свойства жидкости.

II. Гидростатика.

III. Гидравлические сопротивления и расчеты трубопроводов.

IV. Истечение жидкости через отверстия и насадки.

V. Насосы.

VI. Объемные гидравлические машины. Гидравлические передачи.

6. УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ

6.1. РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Штеренлихт Д.В. Гидравлика: Учеб. / Мин-во образования РФ; Мин-во образования РФ. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Колос С, 2005. — 655 с.

2. Шейпак А. А. Гидравлика и гидропневмопривод: Учеб. / А.А. Шейпак; УМО вузов РФ по образованию. — М.: МГИУ, 2006. — Ч. 1: Основы механики жидкости и газа. — 5-е изд., перераб. и доп. — 2006. — 266 с.

3. Кудинов В.А. Гидравлика: Уч. пос./ В.А. Кудинов, Э.М. Карташов; Мин-во образования РФ. — М.: Высшая школа, 2006. — 175 с.

4. Метревели В.Н. Сборник задач по курсу гидравлики с решениями: Уч. пос. / В.Н. Метревели. — 2-е изд., стер. — М.: Высшая школа, 2008. — 191 с.

5. Кадыков В.Т. Примеры гидравлического расчета насосных установок и насосных станций: Уч. пос./ В.Т. Кадыков. — М.: РГОТУПС, 2006. — 123 с.

6. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод: Уч. пос. / Т.В. Артемьева и др.; Под ред. С.П. Стесина; УМО по образованию. — 3-е изд., стер. — М.: Издательский центр «Академия», 2007. — 335 с.

7. Лепешкин А.В. Гидравлические и пневматические системы: Учеб. / А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин; под ред. Ю.А. Беленкова; Мин-во образования РФ. — 3-е изд., стер. — М.: Академия, 2006. — 332 с.

8. Лепешкин А.В. Гидравлика и гидропневмопривод: Уч. пос. / А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин, А.А. Шейпак; ред. А.А. Шейпак; Федеральное агентство по образованию, Московский гос. индустриальный ун-т, Ин-т дистанционного образования. — М.: МГИУ, 2005 — Ч. 2: Гидравлические машины и гидропневмопривод. — 2005. — 350 с.

9. Наземцев А.С. Пневматические и гидравлические приводы и системы: Уч. пос. в 2 ч. / А.С. Наземцев, Д.Е. Рыбальченко. — М.: Форум. — Ч. 2: Гидравлические приводы и системы. Основы. — 2007. — 295 с.

ЗАДАНИЕ НА КОНТРОЛЬНУЮ РАБОТУ № 1

для специальностей Т, В, СМ

ЗАДАЧА 1

На рис. 1 представлено начальное положение гидравлической системы дистанционного управления (рабочая жидкость между поршнями не сжата), При перемещении ведущего поршня (его диаметр D) вправо жидкость постепенно сжимается и давление в ней повышается. Когда манометрическое давление p_m достигает определенной величины, сила давления на ведомый поршень (его диаметр d) становится больше силы сопротивления F , приложенной к штоку ведомого поршня. С этого момента приходит в движение вправо и ведомый поршень. Диаметр соединительной части цилиндров δ , длина l . Требуется определить диаметр ведущего поршня D , необходимый для того, чтобы при заданной величине силы F ход L обоих поршней был один и тот же.

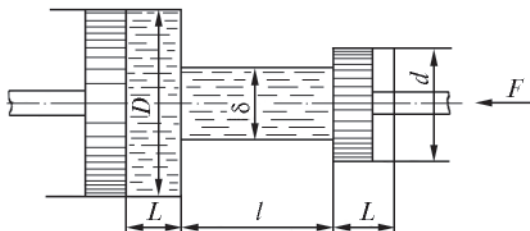


Рис. 1

Коэффициент объемного сжатия рабочей жидкости принять $\beta_w = 0,0005 \text{ 1/МПа}$.

Исходные данные	Последняя цифра учебного шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d , мм	40	36	48	56	40	50	60	52	45	25
L , мм	60	50	64	72	80	40	72	54	50	34
δ , мм	20	16	24	28	20	34	40	22	30	10
l , м	5	2,2	2	2,4	3,8	2	2,3	2,5	2,5	1,75
F , кН	30,2	23,7	34,6	67,9	19,8	33,9	50,8	35,5	31,8	13

Указания к решению задачи 1

Ведомый поршень начнет движение вправо, когда сила давления на него жидкости станет равной силе трения F , приложенной к штоку. Исходя из этого, следует определить манометрическое давление p_m , при котором начнется движение ведомого поршня. Для достижения этого давления при сжатии жидкости ведущий поршень должен пройти некоторый путь L , соответствующий уменьшению первоначального объема жидкости на величину ΔL , после чего начинается движение обоих поршней. При этом объем жидкости, вытесняемый из левой полости системы, равен объему, поступающему в правую полость. На основании заданного условия должно выполняться равенство

$$\frac{\pi D^2}{4} (L - \Delta L) = \frac{\pi d^2}{4} L.$$

С другой стороны — на основании формулы коэффициента объемного сжатия

$$\frac{\pi D^2}{4} \Delta L = \Delta W = \beta_w W p_m,$$

где W — первоначальный (исходный) объем гидравлической системы дистанционного управления.

Используя эти уравнения, следует найти искомую величину необходимого диаметра ведущего поршня D .

ЗАДАЧА 2

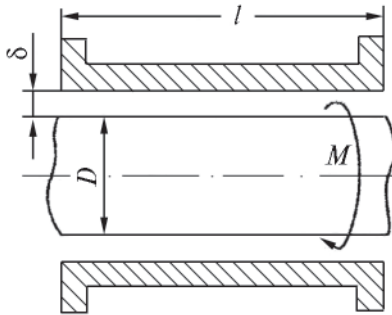


Рис. 2

Вал диаметром D вращается во втулке длиной l с частотой n . При этом зазор между валом и втулкой толщиной δ заполнен маслом, имеющим плотность ρ и кинематическую вязкость ν (рис. 2).

Требуется определить величину вращающего момента M , обеспечивающего заданную частоту вращения.

Исходные данные	Последняя цифра учебного шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D , мм	250	200	300	400	350	150	125	100	450	150
l , мм	650	450	500	800	700	600	650	300	1000	350
δ , мм	1,2	1,5	2	3	2,5	2	1,3	1,6	3	1,5
ρ , кг/м ³	850	960	850	890	900	910	920	870	900	860
ν , см ² /с	0,1	0,15	0,15	0,05	0,07	0,65	0,9	0,14	0,2	0,06
n , 1/мин	810	100	600	500	350	700	300	660	900	1500

Указания к решению задачи 2

При решении задачи применяется формула Ньютона для силы трения F . Поскольку толщина слоя масла мала, можно считать, что скорости изменяются в нем по прямолинейному закону. При этом градиент скорости $dv/dh = v/\delta$, скорость на поверхности вала равна линейной скорости вращения

$$v = \frac{\pi D n}{60}.$$

а вращающий момент $M = FD/2$.

ЗАДАЧА 3

Определить показание мановакуумметра p , если к штоку поршня приложена сила F , его диаметр d , высота жидкости H , плотность ρ (рис. 3).

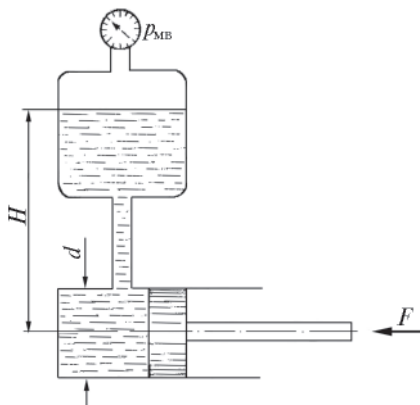


Рис. 3

Исходные данные	Последняя цифра учебного шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F , кН	0,1	0,2	0,5	0,4	0,3	0,6	0,05	0,08	0,25	0,7
d , мм	100	150	200	125	50	75	100	250	150	200
H , м	1,5	2	1	1,3	2,5	1,4	3	2,2	1,66	2,55
ρ , кг/м ³	800	850	1000	880	920	960	870	900	870	890

Указания к решению задачи 3

Искомую величину давления p определяют из равенства силы давления на поршень со стороны жидкости силе давления, приложенной к штоку.

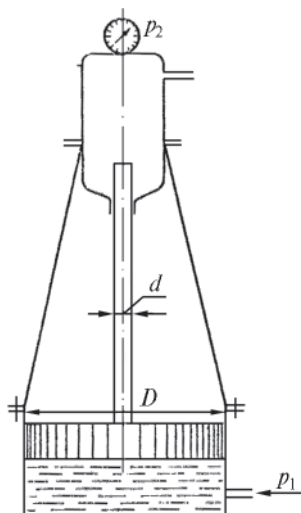


Рис. 4

ЗАДАЧА 4

Гидравлический повыситель давления (мультипликатор) (рис. 4) имеет поршень диаметром D и скалку диаметром d .

Требуется определить, под каким начальным давлением p_1 должна подвдаться жидкость под большой поршень, чтобы давление на выходе из мультипликатора было p_2 .

Трением в уплотнениях и весом поршня со скалкой пренебречь.

Исходные данные	Последняя цифра учебного шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D , мм	100	150	200	125	140	180	110	90	220	70
d , мм	40	50	36	45	55	60	32	28	70	25
p_2 , МПа	5	8	6	4	7	3	5	6	4	2

Указания к решению задачи 4

Задачу решают на основе уравнения равновесия сил гидростатического давления, действующих снизу на большой поршень и сверху на торец скалки.

ЗАДАЧА 5

Вертикальный цилиндрический резервуар высотой H и диаметром D закрывается полусферической крышкой, сообщающейся с атмосферой через трубу внутренним диаметром d (рис. 5). Резервуар заполнен мазутом, плотность которого $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

Требуется определить:

1. Высоту поднятия мазута h в трубе при повышении температуры на $t^\circ\text{C}$.

2. Усилие, отрывающее крышку резервуара при подъеме мазута на высоту h за счет его разогрева.

Коэффициент температурного расширения мазута принять равным $\beta_t = 0,00072 \text{ 1/}^\circ\text{C}$.

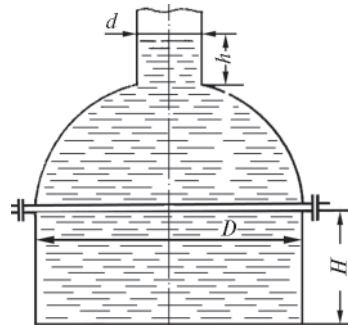


Рис. 5

Исходные данные	Последняя цифра учебного шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$D, \text{ м}$	2	2,5	1,8	1,5	2,2	1,6	2,4	1,7	2,3	1,3
$H, \text{ м}$	2	3	1,5	2,5	2,2	2,6	3,2	2,8	3,1	1,2
$d, \text{ мм}$	250	300	150	100	125	75	350	250	200	100
$t, ^\circ\text{C}$	15	20	25	10	15	20	25	15	10	25

Указания к решению задачи 5

Вначале необходимо определить объем резервуара, состоящий из цилиндрической и полусферической частей. Это будет первоначальный объем мазута. Затем, используя формулу коэффициента температурного расширения β_t , найти приращение этого объема за счет его расширения при нагреве на $t^\circ\text{C}$. Поделив найденное приращение объема ΔW на площадь поперечного сечения трубы, получим искомую высоту поднятия мазута h .

Для нахождения усилия, отрывающего крышку резервуара от плоскости разреза, необходимо найти объем тела давления W (объем, ограниченный горизонтальной плоскостью, проведенной по свободной поверхности мазута в трубе, и полусферической крышкой). Этот объем будет состоять из объема цилиндра диаметром D и высотой $(D/2 + h)$ минус объем полусферы диаметром D и объем малого цилиндра диаметром d и высотой h .

Искомое усилие $P_y = \rho g W$.

ЗАДАЧА 6

Поршень диаметром D имеет n отверстий диаметром d_0 каждое (рис. 6). Отверстия рассматривать как внешние цилиндрические насадки с коэффициентом расхода $\mu = 0,82$; плотность жидкости $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

Определить скорость v перемещения поршня вниз, если к его штоку приложена сила F .

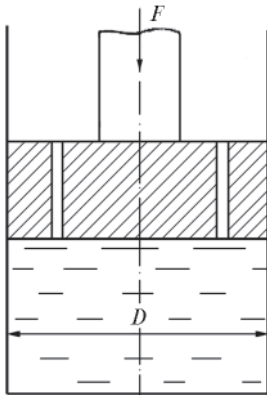


Рис. 6

Исходные данные	Последняя цифра учебного шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D , мм	50	55	60	70	100	80	110	140	200	125
d_0 , мм	2	5	10	8	12	6	10	8	12	4
n	5	3	2	6	4	8	5	10	5	8
F , кН	10	15	20	12	8	14	25	18	16	15

Указания к решению задачи 6

Следует определить величину давления под поршнем, определяемую силой, приложенной к поршню, и площадью поршня за вычетом суммарной площади отверстий. Этим давлением и будет определяться расход жидкости из каждого отверстия (насадка), а скорость перемещения поршня вниз определится делением суммарного расхода из всех отверстий на площадь поперечного сечения поршня.

ЗАДАНИЕ НА КОНТРОЛЬНУЮ РАБОТУ № 2 для специальностей Т, В

ЗАДАЧА 1

Центробежный насос (рис. 7) откачивает воду из сборного колодца в резервуар с постоянным уровнем H по трубопроводам размерами l_1, d_1 и l_2, d_2 . Эквивалентная шероховатость поверхности труб Δ , плотность воды $\rho = 1\,000\text{ кг/м}^3$, кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0,01\text{ см}^2/\text{с}$, расстояние $a = 1\text{ м}$.

Характеристики насоса представлены следующими параметрами:

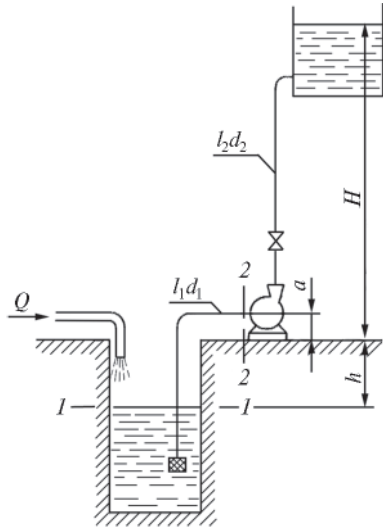


Рис. 7

Q , л/с	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
H_H , м	45	47,5	48,5	48	47	45	40	35	30	22,5	15
$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$, м	—	—	8,2	8	7,6	7	6,6	6	5,5	4,75	4

При расчетах принять суммарные коэффициенты местных сопротивлений на всасывающей линии $\zeta_1 = 10$, на напорной линии $\zeta_2 = 6$.

Требуется определить:

1. На какой глубине h установится уровень воды в колодце, если приток в него Q ?
2. Вакуумметрическую высоту всасывания при входе в насос $H_{\text{вак}}$, выраженную в метрах водяного столба (м в. ст.).
3. Максимальную допустимую геометрическую высоту всасывания при заданном расходе.

Исходные данные	Последняя цифра учебного шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
H , м	42	38	40	33	30	23	17	12	28	20
l_1 , м	8	12	10	15	12	9	11	14	13	7
l_2 , м	46	48	50	40	35	25	20	15	36	30
d_1 , мм	100	125	80	100	125	100	125	150	180	125
d_2 , мм	75	125	80	125	150	100	150	125	175	100
Δ , мм	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,5
Q , л/с	8	10	6	12	14	16	18	20	15	17

Указания к решению задачи 1

Пользуясь заданными параметрами, построить характеристики насоса, выраженные кривыми:

$$H_n = f(Q); H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = f(Q),$$

где H_n — напор, развиваемый насосом при заданном расходе Q ; $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ — допустимая вакуумметрическая высота всасывания насоса по условию кавитации при заданном расходе. По построенным кривым определить при заданном значении Q величины H_n и $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$.

Напор, развиваемый насосом, расходуется на подъем воды на геометрическую высоту $H_r = H + h$ и преодоление потерь напора во всасывающей и нагнетательной линиях:

$$H_n = H_r + h_1 + h_2 = H + h + h_1 + h_2,$$

откуда искомая величина

$$h = H_n - h_1 - h_2,$$

где h_1 и h_2 — потери напора во всасывающей и нагнетательной линиях, состоящие из потерь напора по длине и в местных сопротивлениях. Потери напора по длине следует определить по формуле Дарси:

$$h_e = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g},$$

гидравлический коэффициент трения λ по формуле Альтшуля:

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

потери в местных сопротивлениях по формуле Вейсбаха:

$$h_M = \xi \frac{v^2}{2g}$$

Вакуумметрическую высоту всасывания при входе в насос определяют из уравнения Бернулли, составленного для сечений 1—1 и 2—2 (см. рис. 7), приняв за горизонтальную плоскость сравнения сечение 1—1.

Максимальную допустимую геометрическую высоту всасывания при заданном расходе определяют по формуле

$$H_{\text{Г.ВС}}^{\text{доп}} = H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} - h_1,$$

где h_1 и $\alpha_1 v_1^2/2g$ — потеря напора и скоростной напор во всасывающей линии при заданном расходе;

$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ — допустимая вакуумметрическая высота всасывания, определяемая по графику.

ЗАДАЧА 2

Жидкость плотностью $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ поступает в левую полость цилиндра через дроссель с коэффициентом расхода $\mu = 0,62$ и диаметром d под избыточным давлением p_n ; давление на сливе p_c (рис. 8). Поршень гидроцилиндра диаметром D под действием разности давлений в левой и правой полостях цилиндра движется слева направо с некоторой скоростью v .

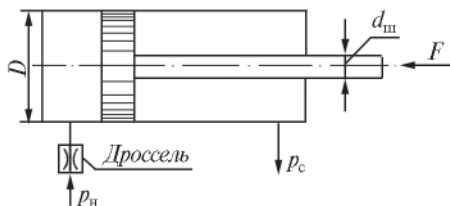


Рис. 8

Требуется определить значение силы F , преодолеваемой штоком гидроцилиндра диаметром $d_{ш}$ при движении его против нагрузки со скоростью v .

Исходные данные	Последняя цифра учебного шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D , мм	70	50	60	80	90	100	180	200	140	110
$d_{ш}$, мм	30	25	28	40	45	50	90	100	70	55
d , мм	1,2	1,5	2	2,2	1,8	2,5	4,0	3,5	2,8	2
p_n , МПа	20	25	10	15	1,2	5	13	26	21	28
p_c , МПа	0,3	0,5	0,6	1	0,2	0,7	0,4	0,1	0,7	0,8
v , см/с	2	4,5	3	3,5	1	3,5	2,5	4	4,5	5

Указания к решению задачи 2

Исходя из диаметра цилиндра и скорости движения поршня, определить расход гидроцилиндра Q . Этот расход равен расходу, проходящему через дроссель. Используя формулу расхода при истечении из отверстия, определить рабочее давление, под действием которого происходит истечение через дроссель. Это давление равно разности давлений на входе в дроссель и в левой полости цилиндра.

Затем составляется уравнение равновесия сил, действующих на поршень слева и справа, из которого находится искомая сила F .

ЗАДАЧА 3

Определить давление, создаваемое насосом (рис. 9), если длины трубопроводов до и после гидроцилиндра равны l ; их диаметры d ; диаметр поршня D ; штока $d_{ш}$; сила на штоке F ; подача насоса Q ; вязкость рабочей жидкости $\nu = 0,5 \text{ см}^2/\text{с}$; плотность $\rho = 900 \text{ кг}/\text{м}^3$.

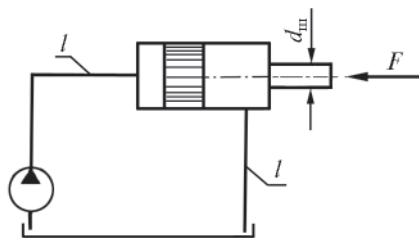


Рис. 9

Потери напора в местных сопротивлениях не учитывать.

Исходные данные	Последняя цифра учебного шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
l , м	5	10	15	12	20	8	6	9	7	13
d , мм	15	12	16	20	25	12	8	6	10	12
D , мм	60	50	55	70	80	45	40	55	60	70
$d_{ш}$, мм	40	25	28	36	40	22	20	32	45	40
F , кН	1	2	5	3	4	2	1	5	3	2
Q , л/с	1,2	1,5	2	1,6	2,5	1,3	1	1,4	1,1	1,7

Указания к решению задачи 3

Давление, создаваемое насосом p_n , затрачивается на преодоление потери давления Δp_1 в подводящей линии и создание давления p_n перед поршнем в цилиндре:

$$p_n = \Delta p_1 + p_n.$$

Необходимую величину давления перед поршнем p_n найдем из условия равенства сил, действующих на поршень слева и справа:

$$p_n S_n = p_{ш} (S_n - S_{ш}) + F,$$

где $p_{ш}$ — давление в цилиндре со стороны штока, равное потере давления в отводящей линии ($p_{ш} = \Delta p_2$);
 S_n и $S_{ш}$ — соответственно площади поршня и штока.

Отсюда

$$p_n = \frac{\Delta p_2 (S_n - S_{ш})}{S_n} + \frac{F}{S_n} = \Delta p_2 \left(1 - \frac{S_{ш}}{S_n}\right) + \frac{F}{S_n}.$$

Откуда искомое давление, развиваемое насосом:

$$p_n = \Delta p_1 + \Delta p_2 \left(1 - \frac{S_{ш}}{S_n}\right) + \frac{F}{S_n}.$$

Потери давления в подводящей, и отводящей линиях Δp_1 и Δp_2 следует определить по формуле Дарси:

$$\Delta p = \rho \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2}.$$

Для этого необходимо определить скорости движения жидкости в подводящей v_1 и отводящей v_2 линиях. Для определения v_2 предварительно нужно найти расход жидкости, вытесняемой из штоковой полости цилиндра, равный

$$Q_{\text{ш}} = v_{\text{п}} (S_{\text{п}} - S_{\text{ш}}),$$

где $v_{\text{п}}$ — скорость перемещения поршня:

$$v_{\text{п}} = \frac{Q}{S_{\text{п}}}.$$

Для определения величин λ необходимо вычислить числа Рейнольдса, соответствующие скоростям движения жидкости v_1 и v_2 . При ламинарном режиме движения $\lambda = 64/\text{Re}$. При турбулентном режиме и числе Рейнольдса до 10^5 величину λ можно вычислить по формуле Блазиуса $\lambda = 0,3164/\text{Re}^{0,25}$, считая трубы гидравлически гладкими.

ЗАДАНИЕ НА КОНТРОЛЬНУЮ РАБОТУ № 2

для специальности СМ

ЗАДАЧА 1

Центробежный насос, характеристика которого описывается уравнением $H = H_0 - kQ^2$, нагнетает жидкость в трубопровод, требуемый напор для которого определяется по формуле $H_{\text{тр}} = H_{\text{г}} + SQ^2$ ($H_{\text{г}}$ — геометрическая высота подачи жидкости; S — коэффициент сопротивления трубопровода).

Требуется:

1. Определить подачу насоса и его напор при известных значениях H_0 , $H_{\text{г}}$, k и S .
2. Установить, как изменяется напор и подача, если к заданному насосу присоединить другой насос такой же марки сначала последовательно, а затем параллельно.

Исходные данные	Последняя цифра учебного шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
H_0 , м	20	25	30	40	45	38	42	45	36	22
H_r , м	10	15	12	20	25	18	22	24	16	8
$k \cdot 10^{-4} \text{ с}^2/\text{м}^5$	1,25	0,69	0,83	0,82	1,25	1,52	1,17	1,8	2,25	1,8
$S \cdot 10^{-3} \text{ с}^2/\text{м}^5$	154	24,3	5,3	0,93	0,24	36,4	10,6	0,3	256	18,2

Указания к решению задачи 1

Задавшись несколькими расходами Q , равными 0; 5; 10; 15; 20 л/с и т.д., вычислить по приведенным зависимостям развиваемый при этих расходах насосом напор H и требуемый для заданного трубопровода напор $H_{\text{тр}}$. Расчеты свести в таблицу.

По полученным данным построить совмещенный график напорной характеристики насоса $H = f(Q)$ и характеристики трубопровода $H_{\text{тр}} = f(Q)$, откладывая по оси абсцисс значения расходов Q , а по оси ординат напоры H . Точка пересечения характеристики трубопровода с характеристикой насоса определит его рабочую точку, т.е. искомую подачу насоса Q и развиваемый им напор H , поскольку в этой точке напор, требуемый для заданного трубопровода, и напор, развиваемый насосом, совпадают.

Для ответа на второй вопрос задачи необходимо построить суммарные характеристики двух насосов, соединенных последовательно и параллельно.

При построении суммарной характеристики двух насосов, соединенных последовательно, складываются напоры при соответствующих подачах.

При построении суммарной характеристики двух насосов, соединенных параллельно, складываются подачи при соответствующих напорах.

Точка пересечения характеристики трубопровода с суммарными характеристиками насоса определит рабочую точку для каждого случая соединения насосов.

Все построения выполнить на одном чертеже.

ЗАДАЧА 2

Гидравлическое реле времени, служащее для включения и выключения различных устройств через фиксированные интервалы времени, состоит из

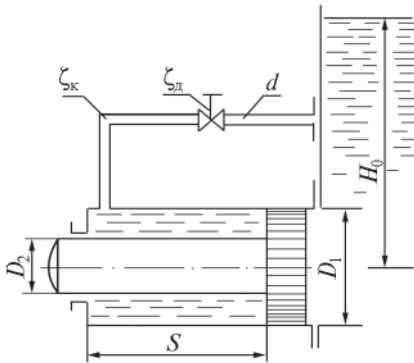


Рис. 10

цилиндра, в котором помещен поршень диаметром D_1 , со штоком-толкателем диаметром D_2 .

Цилиндр присоединен к емкости с постоянным уровнем жидкости H_0 . Под действием давления, передающегося из емкости в правую полость цилиндра, поршень перемещается, вытесняя жидкость из левой полости в ту же емкость через трубку диаметром d (рис. 10).

Требуется:

Вычислить время T срабатывания реле, определяемое перемещением поршня на расстояние S из начального положения до упора в торец цилиндра.

Движение поршня считать равномерным на всем пути, пренебрегая незначительным временем его разгона.

В трубке учитывать только местные потери напора, считая режим движения жидкости турбулентным. Коэффициент сопротивления колена $\zeta_k = 1,5$ и дросселя на трубке ζ_d .

Утечками и трением в цилиндре, а также скоростными напорами жидкости в его полостях пренебречь.

Исходные данные	Последняя цифра учебного шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D_1 , мм	80	90	140	100	125	50	110	45	180	55
D_2 , мм	40	45	70	50	60	25	55	22	90	28
H_0 , м	0,9	1	1,5	2	1,8	1,4	2,2	1,2	0,8	1,6
d , мм	10	12	16	10	25	12	25	8	32	12
S , мм	100	150	200	250	300	350	500	400	450	550
ζ_d	22	15	20	25	18	32	17	12	20	10

Указания к решению задачи 2

Сила давления жидкости на поршень справа

$$p_{\text{п}} = \rho \cdot g \cdot H_0 \cdot S_{\text{п}},$$

где $S_{\text{п}}$ — площадь поршня.

Сила давления слева

$$p_{\text{л}} = \rho \cdot g \cdot H_0 (S_{\text{п}} - S_{\text{шт}}),$$

где $S_{\text{шт}}$ — площадь штока.

Равнодействующая сила, действующая на площадь (сила, перемещающая поршень),

$$p = p_{\text{п}} - p_{\text{л}} = \rho \cdot g H_0 S_{\text{шт}}.$$

При равномерном движении поршня эта сила должна уравновешиваться силой сопротивления движению поршня со стороны жидкости, которая будет равна:

$$F = \Delta p (S_{\text{п}} - S_{\text{шт}}).$$

где Δp — потеря давления при прохождении жидкости по трубке из левой полости цилиндра в правую, которая равна:

$$\Delta p = \zeta_{\text{к}} \rho \cdot g \cdot \frac{v^2}{2g} + \zeta_{\text{д}} \rho \cdot g \frac{v^2}{2g},$$

где v — скорость движения жидкости по трубке.

Из условия равенства этих сил находятся величина скорости движения жидкости в трубке v , и расход жидкости Q , по которому определяются скорость движения поршня $v_{\text{п}}$ и время срабатывания реле T .

ЗАДАЧА 3

На рис. 11 дана схема гидропривода, применяемого в скреперах. Гидропривод состоит из масляного бака 1, насоса 2, обрат-

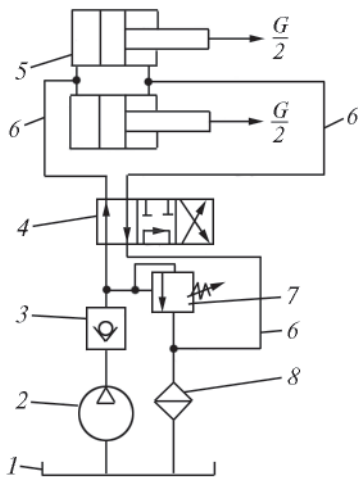


Рис. 11

ного клапана 3, распределителя 4, гидроцилиндров 5, трубопроводов 6, предохранительного клапана 7, фильтра 8.

Исходные данные:

1. Усилие G , передаваемое двумя цилиндрами рабочему органу (см. таблицу).

2. Скорость движения рабочего органа $v = 0,2$ м/с.

3. Длина трубопровода от насоса до входа в цилиндры $l_1 = 6$ м, от выхода из цилиндров до фильтра — $l_2 = 8$ м. На трубопроводе имеются: обратный клапан ($\zeta_{кл} = 3$), распределитель ($\zeta_p = 2$), два параллельно расположенных силовых цилиндра (коэффициенты местных сопротивлений на входе и выходе из цилиндра: ($\zeta_{вх} = 0,8$; $\zeta_{вых} = 0,5$), фильтр ($\zeta_f = 12$), девять поворотов под углом 90° ($\zeta_{п} = 2$), один прямоугольный тройник с транзитным потоком ($\zeta_{т} = 0,2$) и три прямоугольных тройника с отводимым под углом 90° потоком. ($\zeta_{т} = 1,2$).

4. Рабочая жидкость — веретенное масло:

$$\rho = 870 \text{ кг/м}^3, \nu = 0,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}.$$

5. Общий КПД насоса $\eta = 0,85$; объемный КПД силового гидроцилиндра $\eta_0 = 0,90$.

Требуется определить:

1. Внутренний диаметр гидроцилиндра (диаметр поршня) $d_{ц}$, диаметр штока поршня $d_{ш}$.

2. Диаметры трубопроводов $d_{т1}$ и $d_{т2}$. Подачу, напор и мощность насоса.

Исходные данные	Последняя цифра учебного шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
G , кН	85	20	30	40	50	60	70	80	90	100

Указания к решению задачи 3

При расчете гидропривода рекомендуется придерживаться следующей последовательности:

1. Назначить давление p в силовом цилиндре гидродвигателя в зависимости от величины усилия G , прикладываемого к штоку одного поршня (см. таблицу).

Усилие G , кН	Давление p , МН/м ²
10–20	< 6
20–30	6 – 10
30–50	10–12
50–100	12–16

2. Зная величину усилия G , приходящегося на один цилиндр гидродвигателя, и задавшись величиной давления p , следует вычислить площадь цилиндра гидродвигателя, определить его диаметр и по полученному значению $d_{ц}$ подобрать стандартный диаметр.

По стандарту приняты следующие внутренние диаметры гидроцилиндров: 40, 45, 50, 55, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 180, 200, 220 мм.

Определить диаметр штока поршня, помня, что соотношение диаметра штока $d_{ш}$ и внутреннего диаметра цилиндра $d_{ц}$ зависит от давления в гидросистеме и принимается в пределах:

При p до 10 МН/м² $d_{ш}/d_{ц} = 0,5$.

При p свыше 10 МН/м² $d_{ш}/d_{ц} = 0,7$.

По полученным значениям $d_{ш}$ выбрать стандартные диаметры штока.

По стандарту приняты следующие диаметры штоков: 12, 14, 16, 18, 20, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 55, 60, 70, 80, 90, 100, 125, 140, 160, 180 мм.

4. Определить расход цилиндра гидродвигателя $Q_{ц}$ и подачу насоса $Q_{н} = 2Q_{ц}$.

5. Определить расход штоковой полости цилиндра $Q_{ш}$ и расход $Q_{от} = 2Q_{ш}$, проходящий по отводящей линии длиной l_2 .

6. Определить диаметры подводящего и отводящего трубопроводов $d_{т1}$ и $d_{т2}$ гидросистемы, задавшись скоростью движения масла $v = 4\div 6$ м/с.

По полученным значениям $d_{т}$ подобрать стандартные диаметры трубопровода.

По стандарту приняты следующие диаметры трубопровода: 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80 мм.

7. Установить соответствующие этим диаметрам фактические скорости движения жидкости в подводящем и отводящем трубопроводах $v_{ф1}$ и $v_{ф2}$.

8. С учетом фактических скоростей определить потери напора в трубопроводах гидросистемы. Они будут складываться из потерь напора по длине и в местных сопротивлениях.

Потери напора по длине определить по формуле Дарси:

$$h_l = \lambda l / d_{т} \cdot v_{ф}^2 / 2g,$$

при этом при ламинарном режиме (число Рейнольдса $Re < 2320$) значение λ с учетом влияния местных сопротивлений следует определить по формуле

$$\lambda = 75 / Re.$$

При турбулентном режиме и числах $Re < 10^5$ можно считать трубы гидравлически гладкими и значение λ вычислить по формуле Блазиуса:

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

Потери напора в местных сопротивлениях в каждой ветви определить по формуле

$$h_m = \sum \zeta \cdot v_{ф}^2 / 2g,$$

где $\sum \zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Наличие конкретных местных сопротивлений в каждой линии определяются по чертежу.

9. Определить напор насоса H .

Давление, развиваемое насосом, затрачивается на создание рабочего давления в цилиндре со стороны поршня p_n и преодоление потери давления в подводящей линии Δp_1 :

$$p_n = \Delta p_1 + p_n.$$

Давление в штоковой полости цилиндра равно потери давления в отводящей линии Δp_2 .

При движении поршня гидроцилиндра сила давления со стороны поршня уравнивается силами, приложенными со стороны штока:

$$p_n S_n = \Delta p_2 (S_n - S_{ш}) + G,$$

где S_n и $S_{ш}$ — площади поршня и штока;

G — сила, приложенная к штоку поршня.

Откуда

$$p_n = \frac{\Delta p_2 (S_n - S_{ш}) + G}{S_n}; \quad p_n = \Delta p_1 + \frac{\Delta p_2 (S_n - S_{ш}) + G}{S_n}.$$

Напор насоса

$$H = \frac{p_n}{\rho g} = \frac{\Delta p_1}{\rho g} + \frac{\Delta p_2}{\rho g} \left(1 - \frac{S_{ш}}{S_n}\right) + \frac{G}{\rho g S_n} = h_1 + h_2 \left(1 - \frac{S_{ш}}{S_n}\right) + \frac{G}{\rho g S_n},$$

где h_1 и h_2 — потери напора по длине и в местных сопротивлениях соответственно в подводящей и отводящих линиях.

10. Вычислить мощность насоса

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta}.$$

Рабочая программа
и задания на контрольные работы № 1 и 2
с методическими указаниями

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПРИВОД
ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПНЕВМОПРИВОД

Редактор *В.И. Чучева*
Компьютерная верстка *О.А. Денисова*

Тип. зак.	Изд. зак. 288	Тираж 1 500 экз.
Подписано в печать 10.11.09	Гарнитура NewtonС	
Усл. печ. л. 2,75		Формат 60×90 _{1/16}

Издательский центр
Информационно-методического управления РОАТ,
125993, Москва, Часовая ул., 22/2

Участок оперативной печати
Информационно-методического управления РОАТ,
125993, Москва, Часовая ул., 22/2