

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

«БРАТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**Кафедра подъемно-транспортных, строительных,
дорожных машин и оборудования**

УТВЕРЖДАЮ:

Проректор по учебной работе

_____ Е.И.Луковникова

« _____ » декабря 2018 г.

**РАБОЧАЯ ПРОГРАММА ДИСЦИПЛИНЫ
ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПНЕВМОПРИВОД**

Б1.Б.23

НАПРАВЛЕНИЕ ПОДГОТОВКИ

23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

ПРОФИЛЬ ПОДГОТОВКИ

Автомобили и автомобильное хозяйство

Программа академического бакалавриата

Квалификация выпускника: бакалавр

СОДЕРЖАНИЕ ПРОГРАММЫ

1. ПЕРЕЧЕНЬ ПЛАНИРУЕМЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ ОБУЧЕНИЯ ПО ДИСЦИПЛИНЕ, СООТНЕСЕННЫХ С ПЛАНИРУЕМЫМИ РЕЗУЛЬТАТАМИ ОСВОЕНИЯ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ ПРОГРАММЫ	3
2. МЕСТО ДИСЦИПЛИНЫ В СТРУКТУРЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ ПРОГРАММЫ	4
3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМА ДИСЦИПЛИНЫ	4
3.1 Распределение объёма дисциплины по формам обучения.....	4
3.2 Распределение объёма дисциплины по видам учебных занятий и трудоемкости	4
4. СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ	5
4.1 Распределение разделов дисциплины по видам учебных занятий	5
4.2 Содержание дисциплины, структурированное по разделам и темам	7
4.3 Лабораторные работы.....	73
4.4 Практические занятия.....	73
4.5 Контрольные мероприятия: курсовой проект (курсовая работа), контрольная работа, РГР, реферат	73
5. МАТРИЦА СООТНЕСЕНИЯ РАЗДЕЛОВ УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ К ФОРМИРУЕМЫМ В НИХ КОМПЕТЕНЦИЯМ И ОЦЕНКЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ	74
6. ПЕРЕЧЕНЬ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ДИСЦИПЛИНЕ.....	75
7. ПЕРЕЧЕНЬ ОСНОВНОЙ И ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ, НЕОБХОДИМОЙ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ.....	75
8. ПЕРЕЧЕНЬ РЕСУРСОВ ИНФОРМАЦИОННО – ТЕЛЕКОММУНИКАЦИОННОЙ СЕТИ «ИНТЕРНЕТ» НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ	76
9. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ.....	76
9.1 Методические указания для обучающихся по выполнению практических работ	78
10 ПЕРЕЧЕНЬ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ ОСУЩЕСТВЛЕНИИ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ПО ДИСЦИПЛИНЕ	98
11 ОПИСАНИЕ МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ БАЗЫ, НЕОБХОДИМОЙ ДЛЯ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ПО ДИСЦИПЛИНЕ	98
Приложение 1. Фонд оценочных средств для проведения промежуточной аттестации обучающихся по дисциплине.....	99
Приложение 2. Аннотация рабочей программы дисциплины	106
Приложение 3. Протокол о дополнениях и изменениях в рабочей программе	107

1. ПЕРЕЧЕНЬ ПЛАНИРУЕМЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ ОБУЧЕНИЯ ПО ДИСЦИПЛИНЕ, СООТНЕСЕННЫХ С ПЛАНИРУЕМЫМИ РЕЗУЛЬТАТАМИ ОСВОЕНИЯ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ ПРОГРАММЫ

Вид деятельности выпускника

Дисциплина охватывает круг вопросов, относящихся к производственно-технологическому виду профессиональной деятельности выпускника в соответствии с компетенциями и видами деятельности, указанными в учебном плане.

Цель дисциплины

Создание базы для дальнейшей инженерной подготовки бакалавров; обеспечение умения расчетов гидросистем различного назначения.

Задачи дисциплины

- дать общие представления о современных экспериментальных и теоретических данных в области механики жидкостей и газов,
- изучение сущности научного подхода к решению задач механики сплошных сред,
- приобретение теоретических знаний и практического опыта по расчету гидравлических устройств, систем, оборудования.

Код компетенции	Содержание компетенций	Перечень планируемых результатов обучения по дисциплине
1	2	3
ОПК-3	готовность применять систему фундаментальных знаний (математических, естественнонаучных, инженерных и экономических) для идентификации, формулирование и решение технических и технологических проблем эксплуатации транспортно-технологических машин и комплексов	<p>знать:</p> <ul style="list-style-type: none"> - основные физические свойства жидкостей и газов, законы их кинематики, статики и динамики, силы, действующие в жидкостях, гидромеханические процессы, гидравлическое оборудование; <p>уметь:</p> <ul style="list-style-type: none"> - использовать для решения типовых задач законы гидравлики, проектировать гидравлические системы; <p>владеть:</p> <ul style="list-style-type: none"> - навыками выполнения расчетов и обоснований при выборе форм и методов организации производства, выполнения плановых расчетов, организации управления.
ПК-9	способность к участию в составе коллектива исполнителей в проведении исследования и моделирования транспортных и транспортно-технологических процессов и их элементов	<p>знать:</p> <ul style="list-style-type: none"> - особенности эксплуатации гидравлических машин и гидросистем, характерных неисправностях гидрооборудования и методы их устранения; <p>уметь:</p> <ul style="list-style-type: none"> - проводить оценку эффективности использования того или иного типа гидрооборудования, пользоваться диагностическим оборудованием по гидравлическим системам машин; <p>владеть:</p> <ul style="list-style-type: none"> - навыками в чтении гидросхем, диагностирования как отдельных гидроагрегатов, так и гидросистем в целом.

2. МЕСТО ДИСЦИПЛИНЫ В СТРУКТУРЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ ПРОГРАММЫ

Дисциплина Б1.Б.23 Гидравлика и гидропневмопривод относится к базовой и является обязательной для изучения.

Дисциплина Гидравлика и гидропневмопривод базируется на знаниях, полученных при изучении таких учебных дисциплин, как математика, физика, теоретическая механика.

Основываясь на изучении вышеперечисленных дисциплин, Гидравлика и гидропневмопривод представляет основу для изучения дисциплины детали машин и основы конструирования.

Такое системное междисциплинарное изучение направлено на достижение требуемого ФГОС уровня подготовки по квалификации бакалавр.

3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМА ДИСЦИПЛИНЫ

3.1. Распределение объема дисциплины по формам обучения

Форма обучения	Курс	Семестр	Трудоемкость дисциплины в часах						Курсовая работа (проект), контрольная работа, реферат, РГР	Вид промежуточной аттестации
			Всего часов (с экз.)	Аудиторных часов	Лекции	Лабораторные работы	Практические занятия	Самостоятельная работа		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Очная	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Заочная	2	-	72	6	4	-	2	62	-	Зачет
Заочная (ускоренное обучение)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Очно-заочная	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

3.2. Распределение объема дисциплины по видам учебных занятий и трудоемкости

Вид учебных занятий	Трудоемкость (час.)	в т.ч. в интерактивной, активной, инновационной формах, (час.)	Распределение по курсам, час
			2
1	2	3	4
I. Контактная работа обучающихся с преподавателем (всего)	6	-	6
Лекции (Лк)	4	-	4
Практические занятия (ПЗ)	2	-	2
Групповые консультации	+	-	+
II. Самостоятельная работа обучающихся (СР)	62	-	62
Подготовка к практическим занятиям	19	-	19
Подготовка к зачету	19	-	19
III. Промежуточная аттестация зачет	4	-	4
Общая трудоемкость дисциплины час.	72	-	72
зач. ед.	2	-	2

4. СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ

4.1. Распределение разделов дисциплины по видам учебных занятий

- для заочной формы обучения:

№ раздела и темы	Наименование раздела и тема дисциплины	Трудоёмкость, (час.)	Виды учебных занятий, включая самостоятельную работу обучающихся и трудоёмкость; (час.)		
			учебные занятия		самостоятельная работа обучающихся*
			лекции	практические занятия	
1	2	3	4	6	7
1.	Введение. Предмет гидравлики и краткая история ее развития	7,5	0,5	-	7
1.1.	Краткая история развития гидравлики.	2,49	0,16	-	2,33
1.2.	Жидкость и силы действующие на нее.	2,5	0,17	-	2,33
1.3.	Механические характеристики и основные свойства жидкостей.	2,51	0,17	-	2,34
2.	Основы гидростатики	7,5	0,5	-	8
2.1.	Гидростатическое давление.	0,23	0,08	-	1,4
2.2.	Основное уравнение гидростатики.	1,28	0,1	-	1,42
2.3.	Давление жидкости на плоскую наклонную стенку.	1,25	0,08	-	1,42
2.4.	Давление жидкости на цилиндрическую поверхность.	1,25	0,08	-	1,42
2.5.	Закон Архимеда и его приложение.	1,25	0,08	-	1,17
2.6.	Поверхности равного давления	1,25	0,08	-	1,17
3.	Основы гидродинамики	7,5	0,5	-	8
3.1.	Основные понятия о движении жидкости.	1,86	0,11	-	2
3.2.	Уравнение Бернулли для идеальной жидкости.	1,88	0,13	-	2
3.3.	Уравнение Бернулли для реальной жидкости.	1,88	0,13	-	2
3.4.	Измерение скорости потока и расхода жидкости.	1,88	0,13	-	2
4.	Гидравлические сопротивления	7,5	0,5	-	8
4.1.	Режимы движения жидкости.	1,5	0,1	-	1,65
4.2.	Кавитация.	1,5	0,1	-	1,65
4.3.	Потери напора при ламинарном течении жидкости.	1,5	0,1	-	1,65
4.4.	Потери напора при турбулентном течении жидкости.	1,5	0,1	-	1,65
4.5.	Местные гидравлические сопротивления	1,5	0,1	-	1,4
5.	Истечение жидкости из отверстий, насадков и из-под затворов	7,5	0,5	-	8
5.1.	Истечение через малые отверстия в тонкой стенке при постоянном напоре.	1,08	0,08	-	1,25
5.2.	Истечение при несовершенном сжатии	1,07	0,07	-	1,25
5.3.	Истечение под уровень.	1,07	0,07	-	1,25

5.4.	Истечение через насадки при постоянном напоре.	1,07	0,07	-	1,25
5.5.	Истечения через отверстия и насадки при переменном напоре (опорожнение сосудов).	1,07	0,07	-	1
5.6.	Истечение из-под затвора в горизонтальном лотке.	1,07	0,07	-	1
5.7.	Давление струи жидкости на ограждающие поверхности	1,07	0,07	-	1
6.	Гидравлический расчет простых трубопроводов	9,5	0,5	0,5	7
6.1.	Простой трубопровод постоянного сечения.	1,56	0,08	0,08	1,15
6.2.	Соединения простых трубопроводов.	1,58	0,08	0,08	1,17
6.3.	Сложные трубопроводы.	1,6	0,08	0,08	1,17
6.4.	Трубопроводы с насосной подачей жидкостей.	1,58	0,08	0,08	1,17
6.5.	Гидравлический удар.	1,6	0,1	0,1	1,17
6.6.	Изменение пропускной способности трубопроводов в процессе их эксплуатации	1,58	0,08	0,08	1,17
7.	Гидравлические машины	11,5	0,5	0,5	8
7.1.	Лопастные насосы.	2,3	0,1	0,1	1,6
7.2.	Поршневые насосы.	2,3	0,1	0,1	1,6
7.3.	Индикаторная диаграмма поршневых насосов.	2,3	0,1	0,1	1,6
7.4.	Баланс энергии в насосах	2,3	0,1	0,1	1,6
7.5.	Обозначение элементов гидро- и пневмосистем	2,3	0,1	0,1	1,6
8.	Общая характеристика гидропривода. Рабочие жидкости для гидросистем. Гидравлические линии	9,5	0,5	1	8
8.1.	Структурная схема гидропривода.	1,35	0,07	0,14	1,14
8.2.	Классификация и принцип работы гидроприводов.	1,37	0,07	0,16	1,14
8.3.	Преимущества и недостатки гидропривода.	1,35	0,07	0,14	1,14
8.4.	Характеристика рабочих жидкостей.	1,35	0,07	0,14	1,14
8.5.	Выбор и эксплуатация рабочих жидкостей.	1,35	0,07	0,14	1,14
8.6.	Гидравлические линии. Соединения.	1,35	0,07	0,14	1,14
8.7.	Расчет гидролиний	1,38	0,08	0,14	1,16
	ИТОГО	68	4	2	62

4.2. Содержание дисциплины, структурированное по разделам и темам

Алгоритм проведения интерактивного занятия в форме лекции – визуализации:

1. Подготовка занятия

Слайд-презентацию лекции по теме занятия согласно учебного плана подготавливает преподаватель.

2. Вступление (мотивация бакалавра на новую форму освоения материала).

Излагается тема, план и цель лекции. Поясняется, что реализуемый в дальнейшем на занятии принцип наглядности компенсирует недостаточную зрелищность учебного процесса. Для создания предпосылки мотивации обучающихся приводится интересный факт, иллюстрируемый средствами мультимедиа, или задаётся мотивирующий вопрос. При этом один из их ожидаемых ответов на него демонстрируется в форме видеоряда.

3. Основная часть (формулировка и изложение вопросов).

В начале изучения каждого вопроса производится его визуализация на опорных слайдах презентации, а в процессе его изложения используются различные формы наглядности: натуральные, изобразительные или символические. При этом допускаются паузы в изложении для того, чтобы обучающиеся успевали законспектировать воспринятую визуальную информацию – и не механически, а осмысленно, а также, чтобы они имели возможность кратковременной разрядки по истечении пиков внимания. В ходе лекции используются реплики: «это следует записать буквально или изобразить подробно», «сейчас можно просто послушать или пронаблюдать». Повторами и более медленным темпом выделяется наиболее важная информация, проводится контроль за её фиксацией.

4. Заключение

Напоминание темы и цели занятия, основных позиций лекции с применением опорных слайдов презентации. Подведение итогов в виде фронтальной беседы и ответов на ключевые вопросы темы.

Раздел 1. ВВЕДЕНИЕ. ПРЕДМЕТ ГИДРАВЛИКИ И КРАТКАЯ ИСТОРИЯ ЕЕ РАЗВИТИЯ

(Лекция-визуализация 1 час)

Тема 1.1. Краткая история развития гидравлики

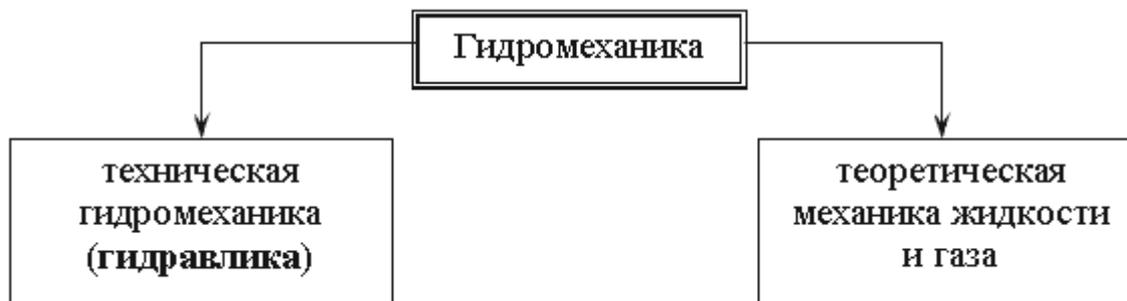


Рис. 1.1. Разделы гидромеханики

Гидравлика (техническая механика жидкости) - прикладная часть гидромеханики, которая использует те или иные допущения для решения практических задач. Она обладает сравнительно простыми методиками расчета по сравнению с теоретической механикой жидкости, где применяется сложный математический аппарат. Однако гидравлика дает достаточную для технических приложений характеристику рассматриваемых явлений.

Исторически гидравлика является одной из самых древних наук в мире.

Археологические исследования показывают, что еще за 5000 лет до нашей эры в Китае, а затем в других странах древнего мира найдены описания устройства различных гидравлических сооружений, представленные в виде рисунков (первых чертежей). Естественно, что никаких расчетов этих сооружений не производилось, и все они были построены на основании практических навыков и правил.

Первые указания о научном подходе к решению гидравлических задач относятся к 250 году до н.э., когда Архимедом был открыт закон о равновесии тела, погруженного в жидкость.

Потом на протяжении 1500 лет особых изменений гидравлика не получала. Наука в то время почти совсем не развивалась, образовался своего рода застой. И только в XVI-XVII веках нашей эры в эпоху Возрождения, или как говорят историки Ренессанса, появились работы Галилея, Леонардо да Винчи, Паскаля, Ньютона, которые положили серьезное основание для дальнейшего совершенствования гидравлики как науки.

Однако только основополагающие работы академиков Петербургской академии наук Даниила Бернулли и Леонарда Эйлера живших в XVIII веке, создали прочный фундамент, на котором основывается современная гидравлика. В XIX-XX веках существенный вклад в гидродинамику внес "отец русской авиации" Николай Егорович Жуковский.

Роль гидравлики в современном машиностроении трудно переоценить. Любой автомобиль, летательный аппарат, морское судно не обходится без применения гидравлических систем. Добавим сюда строительство плотин, дамб, трубопроводов, каналов, водосливов. На производстве просто не обойтись без гидравлических прессов, способных развивать колоссальные усилия. А вот интересный факт из истории строительства Эйфелевой башни. Перед тем как окончательно установить многотонную металлоконструкцию башни на бетонные основания, ей придали строгое вертикальное положение с помощью четырех гидравлических прессов, установленных под каждую опору.

Гидравлика преследует человека повсюду: на работе, дома, на даче, в транспорте. Сама природа подсказала человеку устройство гидравлических систем. Сердце - насос, печень - фильтр, почки - предохранительные клапаны, кровеносные сосуды - трубопроводы, общая длина которых в человеческом организме около 100 000 км. Наше сердце перекачивает за сутки 60 тонн крови (это целая железнодорожная цистерна!).

Тема 1.2. Жидкость и силы, действующие на неё

Жидкостью в гидравлике называют физическое тело способное изменять свою форму при воздействии на нее сколь угодно малых сил. Различают два вида жидкостей: жидкости капельные и жидкости газообразные (рис.1.2).



Рис. 1.2. Виды жидкостей

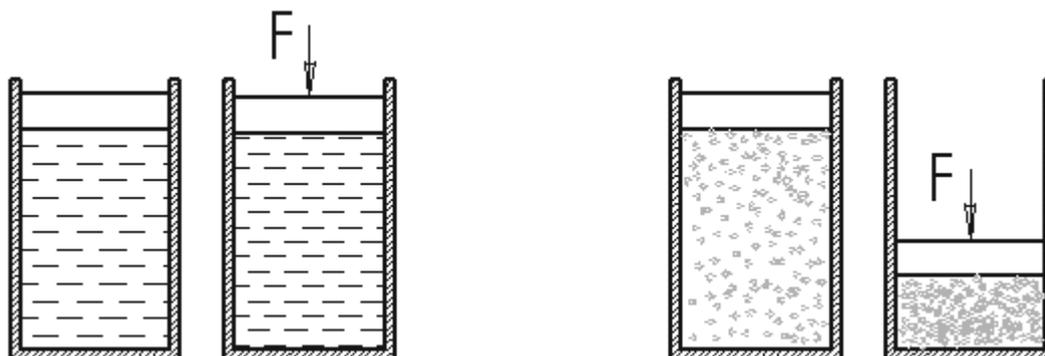


Рис. 1.3. Сжатие жидкостей и газов

$$P = \frac{F}{S}, \quad (\text{Н/м}^2) \text{ или } (\text{Па}),$$

где F - сила, действующая на жидкость, Н (ньютоны);
 S - площадь, на которую действует эта сила, м² (кв.метры).

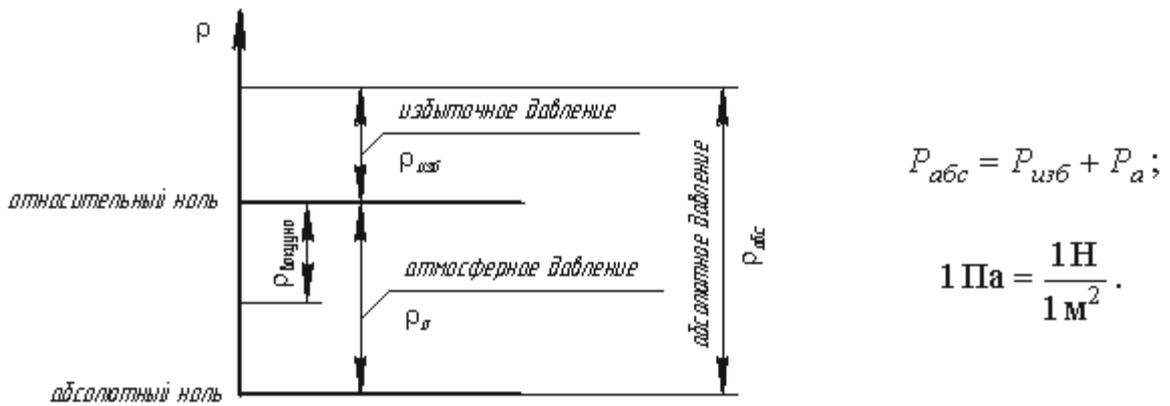


Рис. 1.4. Схема к определению давлений

За единицу давления в Международной системе единиц (СИ) принят **паскаль** - давление вызываемое силой 1 Н, равномерно распределенной по нормальной к ней поверхности площадью 1 м²:

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

Размерность давления обозначается как "Па" (паскаль), "кПа" (килопаскаль), "МПа" (мегапаскаль). В технике в настоящее время продолжают применять систему единиц МКГСС, в которой за единицу давления принимается 1 кгс/м².

$$1 \text{ Па} = 0,102 \text{ кгс/м}^2 \text{ или } 1 \text{ кгс/м}^2 = 9,81 \text{ Па}.$$

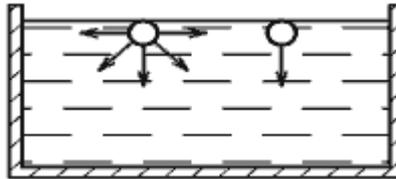


Рис. 1.5. Силы поверхностного натяжения

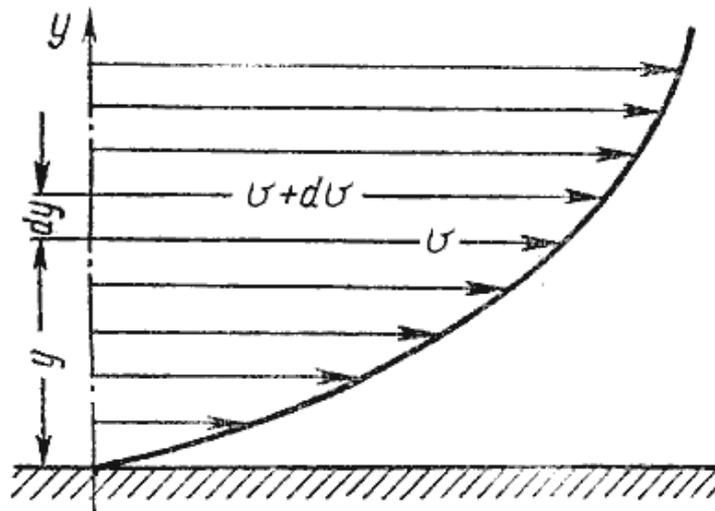


Рис. 1.6. Профиль скоростей при течении вязкой жидкости вдоль стенки



Рис. 1.7. Способы оценки вязкости жидкости

Тема 1.3. Механические характеристики и основные свойства жидкостей

Основные механические характеристики

Одной из основных механических характеристик жидкости является ее плотность. *Плотностью* жидкости называют массу жидкости заключенную в единице объема.

$$\rho = \frac{m}{V} \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

Удельным весом называют вес единицы объема жидкости, который определяется по формуле:

$$\gamma = \frac{G}{V} \text{ (Н/ м}^3\text{)}.$$

С увеличением температуры удельный вес жидкости уменьшается.

Основные физические свойства

1. *Сжимаемость* - свойство жидкости изменять свой объем под действием давления. Сжимаемость жидкости характеризуется коэффициентом объемного сжатия, который определяется по формуле

$$\beta_V = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dP} \text{ (м}^2\text{/Н)},$$

где V - первоначальный объем жидкости,

dV - изменение этого объема, при увеличении давления на величину dP .

Величина обратная β_V называется модулем объемной упругости жидкости:

$$K = \frac{1}{\beta} \text{ (Н/м}^2\text{)}.$$

Модуль объемной упругости не постоянен и зависит от давления и температуры. При гидравлических расчетах сжимаемостью жидкости обычно пренебрегают и считают жидкости практически несжимаемыми. Сжатие жидкостей в основном обусловлено сжатием растворенного в них газа.

Надо отметить, что при рассмотрении отдельных вопросов, например гидравлического удара, сжимаемость жидкости следует учитывать.

2. *Температурное расширение* - относительное изменение объема жидкости при увеличении температуры на 1°C при $P = const$. Характеризуется коэффициентом температурного расширения

$$\beta_t = \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \text{ (1/}^\circ\text{C)}.$$

Поскольку для капельных жидкостей коэффициент температурного расширения ничтожно мал, то при практических расчетах его не учитывают.

3. *Сопротивление растяжению*. Особыми физическими опытами было показано, что покоящаяся жидкость (в частности вода, ртуть) иногда способна сопротивляться очень большим растягивающим усилиям. Но в обычных условиях такого не происходит, и поэтому считают, что жидкость не способна сопротивляться растягивающим усилиям.

4. *Силы поверхностного натяжения* - эти силы стремятся придать сферическую форму жидкости. Силы поверхностного натяжения обусловлены поверхностными силами и направлены всегда внутрь рассматриваемого объема перпендикулярно свободной поверхности жидкости. Рассмотрим бесконечно малый объем жидкости на свободной поверхности. На него будут действовать силы со стороны соседних объемов. В результате, если сложить вектора всех сил действующих на рассматриваемый объем, то суммарная составляющая сила будет направлена перпендикулярно внутрь рассматриваемого объема.

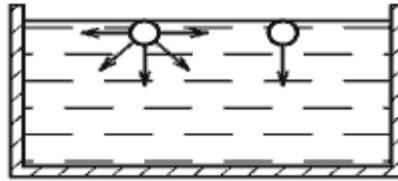


Рис. 1.8. Силы поверхностного натяжения

5. *Вязкость жидкости* - свойство жидкости сопротивляться скольжению или сдвигу ее слоев. Суть ее заключается в возникновении внутренней силы трения между движущимися слоями жидкости, которая определяется по формуле Ньютона

$$T = \mu S \frac{dv}{dy} \text{ (Н)},$$

где S - площадь слоев жидкости или стенки, соприкасающейся с жидкостью, м^2 , μ - динамический коэффициент вязкости, или сила вязкостного трения, d/dy - градиент скорости, перпендикулярный к поверхности сдвига.

Отсюда динамическая вязкость равна

$$\mu = \tau \frac{dy}{dv} \text{ (Н·с/м}^2\text{)},$$

где τ - касательные напряжения жидкости, $\tau = T/S$.

При течении вязкой жидкости вдоль твердой стенки происходит торможение потока, обусловленное вязкостью (рис.1.7). Скорость уменьшается по мере уменьшения расстояния y от стенки. При этом при $y = 0$, скорость падает до нуля, а между слоями происходит проскальзывание, сопровождающееся возникновением касательных напряжений τ .

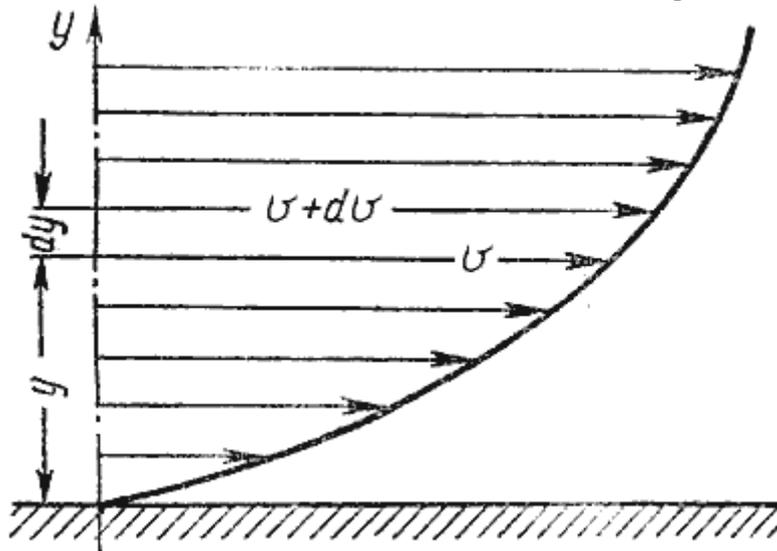


Рис. 1.9. Профиль скоростей при течении вязкой жидкости вдоль стенки

Величина обратная динамическому коэффициенту вязкости ($1/\mu$) называется *текучестью жидкости*.

Отношение динамического коэффициента вязкости к плотности жидкости называется кинематическим коэффициентом вязкости:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \text{ (м}^2\text{/с)}.$$

Величина ν (произносится "ню") равная $1\text{см}^2\text{/с}$ называется *стоксом (Ст)*, а $0,01\text{ Ст}$ - *1 сантистоксом (сСт)*.

Процесс определения вязкости называется *вискозиметрией*, а приборы, которыми она определяется *вискозиметрами*. Помимо оценки вязкости с помощью динамического и кинематического коэффициентов пользуются условной вязкостью - градусы Энглера (E). Вязкостью, выраженной в градусах Энглера, называется отношение времени истечения 200 см^3 испытуемой жидкости через капилляр $d = 2,8\text{ мм}$ к времени истечения такого же объема воды при $t = 20\text{ С}$

$$1^{\circ}E = \frac{t}{t_{\text{воды}}}, \text{ где } t_{\text{воды}} = 51,6 \text{ сек.}$$

Такой прибор называется вискозиметром Энглера. Для пересчета градусов Энглера в стоксы для минеральных масел применяется формула

$$\nu = 0,073^{\circ}E - \frac{0,063}{^{\circ}E}.$$

Таким образом, для оценки вязкости жидкости можно использовать три величины, которые связаны между собой



Рис. 1.10. Способы оценки вязкости жидкости

Вязкость жидкости зависит от температуры и от давления. При повышении температуры вязкость жидкости уменьшается и наоборот. У газов наблюдается обратное явление: с повышением температуры вязкость увеличивается, с понижением температуры - уменьшается.

6. *Пенообразование.* Выделение воздуха из рабочей жидкости при падении давления может вызвать пенообразование. На интенсивность пенообразования оказывает влияние содержащаяся в рабочей жидкости вода: даже при ничтожном количестве воды (менее 0,1% по массе рабочей жидкости) возникает устойчивая пена. Образование и стойкость пены зависят от типа рабочей жидкости, от ее температуры и размеров пузырьков, от материалов и покрытий гидроаппаратуры. Особенно пенообразование происходит интенсивно в загрязненных жидкостях и бывших в эксплуатации. При температуре жидкости свыше 70 С происходит быстрый спад пены.

7. *Химическая и механическая стойкость.* Характеризует способность жидкости сохранять свои первоначальные физические свойства при эксплуатации и хранении.

Окисление жидкости сопровождается выпадением из нее смол и шлаков, которые откладываются на поверхности элементов гидропривода в виде твердого налета. Снижается вязкость и изменяется цвет жидкости. Продукты окисления вызывают коррозию металлов и уменьшают надежность работы гидроаппаратуры. Налет вызывает заклинивание подвижных соединений, плунжерных пар, дросселирующих отверстий, разрушение уплотнений и разгерметизацию гидросистемы.

8. *Совместимость.* Совместимость рабочих жидкостей с конструкционными материалами и особенно с материалами уплотнений имеет очень большое значение. Рабочие жидкости на нефтяной основе совместимы со всеми металлами, применяемыми в гидромашиностроении, и плохо совместимы с уплотнениями, изготовленными из синтетической резины и из кожи. Синтетические рабочие жидкости плохо совмещаются с некоторыми конструкционными материалами и не совместимы с уплотнениями из маслостойкой резины.

9. *Испаряемость жидкости.* Испаряемость свойственна всем капельным жидкостям, однако интенсивность испарения неодинакова у различных жидкостей и зависит от условий в которых она находится: от температуры, от площади испарения, от давления, и от скорости движения газообразной среды над свободной поверхностью жидкости (от ветра).

10. *Растворимость газов в жидкостях* характеризуется объемом растворенного газа в единице объема жидкости и определяется по закону Генри:

$$V_{\Gamma} = V_{\text{ж}} k \frac{P}{P_a};$$

где V_{Γ} - объем растворенного газа; $V_{\text{ж}}$ - объем жидкости; k - коэффициент растворимости; P - давление; P_a - атмосферное давление.

Коэффициент k имеет следующие значения при 20 С: для воды 0,016, керосина 0,13, минеральных масел 0,08, жидкости АМГ-10 - 0,1. При понижении давления выделяется растворимый в жидкости газ. Это явление может отрицательно сказываться на работе гидросистем.

Раздел 2. ОСНОВЫ ГИДРОСТАТИКИ (Лекция-визуализация 1 час)

Гидравлика делится на два раздела: гидростатика и гидродинамика. Гидродинамика является более обширным разделом и будет рассмотрена в последующих лекциях. В этой лекции будет рассмотрена гидростатика.

Гидростатикой называется раздел гидравлики, в котором рассматриваются законы равновесия жидкости и их практическое применение.

Тема 2.1. Гидростатическое давление

В покоящейся жидкости всегда присутствует сила давления, которая называется *гидростатическим давлением*. Жидкость оказывает силовое воздействие на дно и стенки сосуда. Частицы жидкости, расположенные в верхних слоях водоема, испытывают меньшие силы сжатия, чем частицы жидкости, находящиеся у дна.

Рассмотрим резервуар с плоскими вертикальными стенками, наполненный жидкостью (рис.2.1, а). На дно резервуара действует сила P равная весу налитой жидкости $G = \gamma V$, т.е. $P = G$.

Если эту силу P разделить на площадь дна S_{abcd} , то мы получим *среднее гидростатическое давление*, действующее на дно резервуара.

$$P_{\text{ср}} = \frac{P}{S_{abcd}}$$

Гидростатическое давление обладает свойствами.

Свойство 1. В любой точке жидкости гидростатическое давление перпендикулярно площадке касательной к выделенному объему и действует внутрь рассматриваемого объема жидкости.

Для доказательства этого утверждения вернемся к рис.2.1, а. Выделим на боковой стенке резервуара площадку $S_{\text{бок}}$ (заштриховано). Гидростатическое давление действует на эту площадку в виде распределенной силы, которую можно заменить одной равнодействующей, которую обозначим P . Предположим, что равнодействующая гидростатического давления P , действующая на эту площадку, приложена в точке A и направлена к ней под углом φ (на рис. 2.1 обозначена штриховым отрезком со стрелкой). Тогда сила реакции стенки R на жидкость будет иметь ту же самую величину, но противоположное направление (сплошной отрезок со стрелкой). Указанный вектор R можно разложить на два составляющих вектора: нормальный R_n (перпендикулярный к заштрихованной площадке) и касательный R_t к стенке.

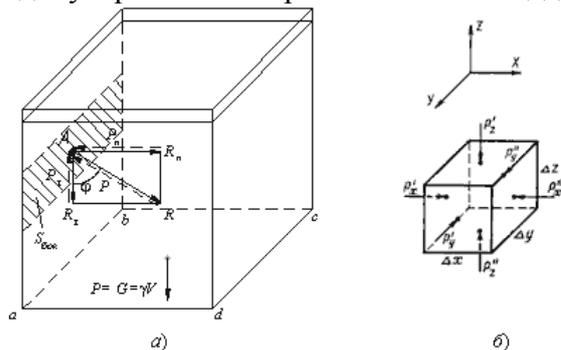


Рис. 2.1. Схема, иллюстрирующая свойства гидростатического давления а - первое свойство; б - второе свойство

Сила нормального давления R_n вызывает в жидкости напряжения сжатия. Этим напряжениям жидкость легко противостоит. Сила R_t действующая на жидкость вдоль стенки, должна была бы вызвать в жидкости касательные напряжения вдоль стенки и частицы должны были бы перемещаться вниз. Но так как жидкость в резервуаре находится в состоянии покоя, то составляющая R_t отсутствует. Отсюда можно сделать вывод первого свойства гидростатического давления.

Свойство 2. Гидростатическое давление неизменно во всех направлениях.

В жидкости, заполняющей какой-то резервуар, выделим элементарный кубик с очень малыми сторонами Δx , Δy , Δz (рис.2.1, б). На каждую из боковых поверхностей будет давить сила гидростатического давления, равная произведению соответствующего давления P_x, P_y, P_z на элементарные площади. Обозначим вектора давлений, действующие в положительном направлении (согласно указанным координатам) как P'_x, P'_y, P'_z , а вектора давлений, действующие в обратном направлении соответственно P''_x, P''_y, P''_z . Поскольку кубик находится в равновесии, то можно записать равенства

$$P'_x \Delta y \Delta z = P''_x \Delta y \Delta z$$

$$P'_y \Delta x \Delta z = P''_y \Delta x \Delta z$$

$$P'_z \Delta x \Delta y + \gamma \Delta x, \Delta y, \Delta z = P''_z \Delta x \Delta y$$

где γ - удельный вес жидкости;

$\Delta x, \Delta y, \Delta z$ - объем кубика.

Сократив полученные равенства, найдем, что

$$P'_x = P''_x; P'_y = P''_y; P'_z + \gamma \Delta z = P''_z$$

Членом третьего уравнения $\gamma \Delta z$, как бесконечно малым по сравнению с P'_z и P''_z , можно пренебречь и тогда окончательно

$$P'_x = P''_x; P'_y = P''_y; P'_z = P''_z$$

Вследствие того, что кубик не деформируется (не вытягивается вдоль одной из осей), надо полагать, что давления по различным осям одинаковы, т.е.

$$P'_x = P''_x = P'_y = P''_y = P'_z = P''_z$$

Это доказывает второй свойство гидростатического давления.

Свойство 3. Гидростатическое давление в точке зависит от ее координат в пространстве.

Это положение не требует специального доказательства, так как ясно, что по мере увеличения погружения точки давление в ней будет возрастать, а по мере уменьшения погружения уменьшаться. Третье свойство гидростатического давления может быть записано в виде $P=f(x, y, z)$

Тема 2.2. Основное уравнение гидростатики

Рассмотрим распространенный случай равновесия жидкости, когда на нее действует только одна массовая сила - сила тяжести, и получим уравнение, позволяющее находить гидростатическое давление в любой точке рассматриваемого объема жидкости. Это уравнение называется *основным уравнением гидростатики*.

Пусть жидкость содержится в сосуде (рис.2.2) и на ее свободную поверхность действует давление P_0 . Найдем гидростатическое давление P в произвольно взятой точке M , расположенной на глубине h . Выделим около точки M элементарную горизонтальную площадку dS и построим на ней вертикальный цилиндрический объем жидкости высотой h . Рассмотрим условие равновесия указанного объема жидкости, выделенного из общей массы жидкости. Давление жидкости на нижнее основание цилиндра теперь будет внешним и направлено по нормали внутрь объема, т.е. вверх.

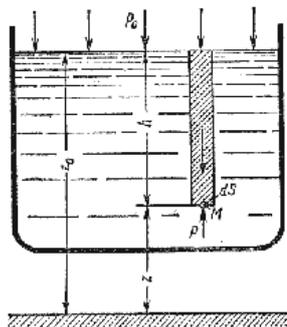


Рис. 2.2. Схема для вывода основного уравнения гидростатики

Запишем сумму сил, действующих на рассматриваемый объем в проекции на вертикальную ось:

$$PdS - P_0 dS - \rho gh dS = 0$$

Последний член уравнения представляет собой вес жидкости, заключенный в рассматриваемом вертикальном цилиндре объемом hdS . Силы давления по боковой поверхности цилиндра в уравнение не входят, т.к. они перпендикулярны к этой поверхности и их проекции на вертикальную ось равны нулю. Сократив выражение на dS и перегруппировав члены, найдем

$$P = P_0 + \rho gh = P_0 + \gamma h$$

Полученное уравнение называют основным уравнением гидростатики. По нему можно посчитать давление в любой точке покоящейся жидкости. Это давление, как видно из уравнения, складывается из двух величин: давления P_0 на внешней поверхности жидкости и давления, обусловленного весом вышележащих слоев жидкости.

Из основного уравнения гидростатики видно, что какую бы точку в объеме всего сосуда мы не взяли, на нее всегда будет действовать давление, приложенное к внешней поверхности P_0 . Другими словами давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости по всем направлениям одинаково. Это положение известно под названием закона Паскаля.

Поверхность, во всех точках которой давление одинаково, называется поверхностью уровня (подробно рассмотрим в п.2.6). В обычных условиях поверхности уровня представляют собой горизонтальные плоскости.

Тема 2.3. Давление жидкости на плоскую наклонную стенку

Пусть мы имеем резервуар с наклонной правой стенкой, заполненный жидкостью с удельным весом γ . Ширина стенки в направлении, перпендикулярном плоскости чертежа (от читателя), равна b (рис.2.3). Стенка условно показана развернутой относительно оси AB и заштрихована на рисунке. Построим график изменения избыточного гидростатического давления на стенку AB .

Так как избыточное гидростатическое давление изменяется по линейному закону $P = \gamma gh$, то для построения графика, называемого эпюрой давления, достаточно найти давление в двух точках, например A и B .

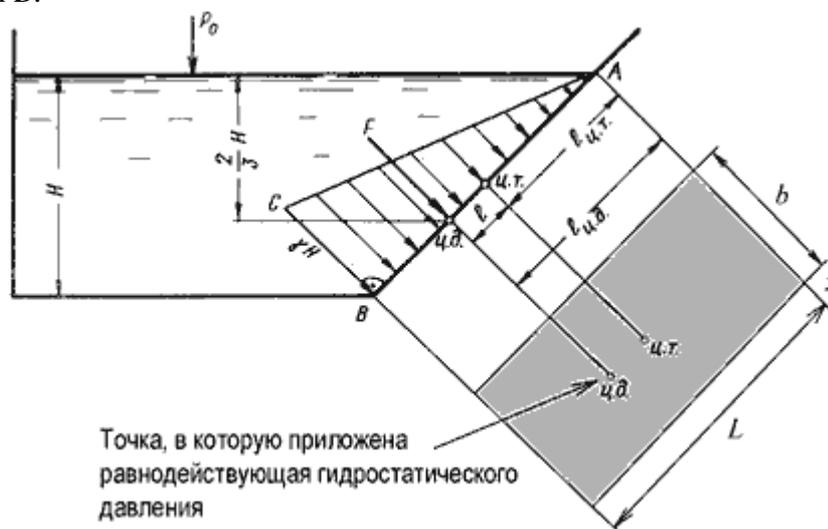


Рис. 2.3. Схема к определению равнодействующей гидростатического давления на плоскую поверхность

Избыточное гидростатическое давление в точке A будет равно

$$P_A = \gamma h = \gamma \cdot 0 = 0$$

Соответственно давление в точке B :

$$P_B = \gamma h = \gamma H$$

где H - глубина жидкости в резервуаре.

Согласно первому свойству гидростатического давления, оно всегда направлено по нормали к ограждающей поверхности. Следовательно, гидростатическое давление в точке B , величина которого равна γH , надо направлять перпендикулярно к стенке AB . Соединив точку A

с концом отрезка γH , получим треугольную эпюру распределения давления ABC с прямым углом в точке B . Среднее значение давления будет равно

$$\frac{\gamma H + 0}{2} = \frac{\gamma H}{2}$$

Если площадь наклонной стенки $S=bL$, то равнодействующая гидростатического давления равна

$$F = \frac{\gamma H}{2} S = \gamma S h_c$$

где $h_c = H/2$ - глубина погружения центра тяжести плоской поверхности под уровень жидкости.

Однако точка приложения равнодействующей гидростатического давления ц.д. не всегда будет совпадать с центром тяжести плоской поверхности. Эта точка находится на расстоянии l от центра тяжести и равна отношению момента инерции площадки относительно центральной оси к статическому моменту этой же площадки.

$$l = \frac{J_{Ax}}{l_{ц.т.} S},$$

где J_{Ax} - момент инерции площади S относительно центральной оси, параллельной Ax .

В частном случае, когда стенка имеет форму прямоугольника размерами bL и одна из его сторон лежит на свободной поверхности с атмосферным давлением, центр давления ц.д. находится на расстоянии $b/3$ от нижней стороны.

Тема 2.4. Давление жидкости на цилиндрическую поверхность

Пусть жидкость заполняет резервуар, правая стенка которого представляет собой цилиндрическую криволинейную поверхность ABC (рис.2.4), простирающуюся в направлении читателя на ширину b . Восстановим из точки A перпендикуляр AO к свободной поверхности жидкости. Объем жидкости в отсеке $AOCB$ находится в равновесии. Это значит, что силы, действующие на поверхности выделенного объема V , и силы веса взаимно уравновешиваются.

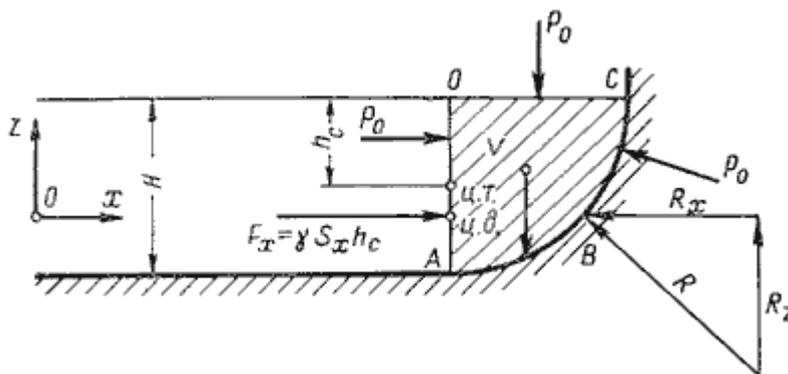


Рис. 2.4. Схема к определению равнодействующей гидростатического давления на цилиндрическую поверхность

Представим, что выделенный объем V представляет собой твердое тело того же удельного веса, что и жидкость (этот объем на рис.2.4 заштрихован). Левая поверхность этого объема (на чертеже вертикальная стенка AO) имеет площадь $S_x = bH$, являющуюся проекцией криволинейной поверхности ABC на плоскость uOz .

Сила гидростатического давления на площадь S_x равна $F_x = \gamma S_x h_c$.

С правой стороны на отсек будет действовать реакция R цилиндрической поверхности. Пусть точка приложения и направление этой реакции будут таковы, как показано на рис.2.4. Реакцию R разложим на две составляющие R_x и R_z .

Из действующих поверхностных сил осталось учесть только давление на свободной поверхности P_0 . Если резервуар открыт, то естественно, что давление P_0 одинаково со всех сторон и поэтому взаимно уравновешивается.

На отсек $ABCO$ будет действовать сила собственного веса $G = \gamma V$, направленная вниз.

Спроецируем все силы на ось Ox :

$$F_x - R_x = 0 \text{ откуда } F_x = R_x = \gamma S_x h_c$$

Теперь спроецируем все силы на ось Oz :

$$R_x - G = 0 \text{ откуда } R_x = G = \gamma V$$

Составляющая силы гидростатического давления по оси O_y обращается в нуль, значит $R_y = F_y = 0$.

Таким образом, реакция цилиндрической поверхности в общем случае равна

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_z^2 + R_y^2}$$

а поскольку реакция цилиндрической поверхности равна равнодействующей гидростатического давления $R=F$, то делаем вывод, что

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_z^2 + F_y^2}$$

Тема 2.5. Закон Архимеда и его приложение

Тело, погруженное (полностью или частично) в жидкость, испытывает со стороны жидкости суммарное давление, направленное снизу вверх и равное весу жидкости в объеме погруженной части тела.

$$P_{\text{выт}} = \rho_{\text{ж}} g V_{\text{погр}}$$

Для однородного тела, плавающего на поверхности справедливо соотношение

$$\frac{V_{\text{погр}}}{V} = \frac{\rho_{\text{т}}}{\rho_{\text{ж}}}$$

где: V - объем плавающего тела;

$\rho_{\text{т}}$ - плотность тела.

Существующая теория плавающего тела довольно обширна, поэтому мы ограничимся рассмотрением лишь гидравлической сущности этой теории.

Способность плавающего тела, выведенного из состояния равновесия, вновь возвращаться в это состояние называется *устойчивостью*. Вес жидкости, взятой в объеме погруженной части судна называют *водоизмещением*, а точку приложения равнодействующей давления (т.е. центр давления) - *центром водоизмещения*. При нормальном положении судна центр тяжести C и центр водоизмещения d лежат на одной вертикальной прямой $O'-O''$, представляющей ось симметрии судна и называемой осью плавания (рис.2.5).

Пусть под влиянием внешних сил судно наклонилось на некоторый угол α , часть судна KLM вышла из жидкости, а часть $K'L'M'$, наоборот, погрузилось в нее. При этом получили новое положение центра водоизмещения d' . Приложим к точке d' подъемную силу R и линию ее действия продолжим до пересечения с осью симметрии $O'-O''$. Полученная точка m называется *метацентром*, а отрезок $mC = h$ называется *метацентрической высотой*. Будем считать h положительным, если точка m лежит выше точки C , и отрицательным - в противном случае.

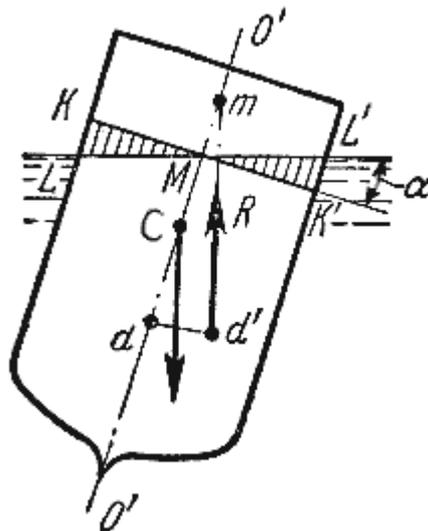


Рис. 2.5. Поперечный профиль судна

Теперь рассмотрим условия равновесия судна:

- 1) если $h > 0$, то судно возвращается в первоначальное положение;
- 2) если $h = 0$, то это случай безразличного равновесия;

3) если $h < l_0$, то это случай нестойчивого равновесия, при котором продолжается дальнейшее опрокидывание судна.

Следовательно, чем ниже расположен центр тяжести и, чем больше метацентрическая высота, тем больше будет остойчивость судна.

Тема 2.6. Поверхности равного давления

Как уже отмечалось выше, поверхность, во всех точках которой давление одинаково, называется *поверхностью уровня* или *поверхностью равного давления*. При неравномерном или непрямолинейном движении на частицы жидкости кроме силы тяжести действуют еще и силы инерции, причем если они постоянны по времени, то жидкость принимает новое положение равновесия. Такое равновесие жидкости называется *относительным покоем*.

Рассмотрим два примера такого относительного покоя.

В первом примере определим поверхности уровня в жидкости, находящейся в цистерне, в то время как цистерна движется по горизонтальному пути с постоянным ускорением a (рис.2.6).

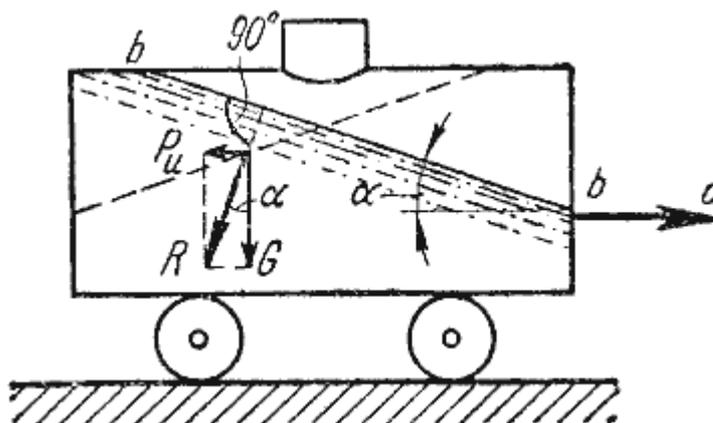


Рис. 2.6. Движение цистерны с ускорением

К каждой частице жидкости массы m должны быть в этом случае приложены ее вес $G = mg$ и сила инерции P_u , равная по величине ma . Равнодействующая $R = \sqrt{(mg)^2 + (ma)^2}$ этих сил направлена к вертикали под углом α , тангенс которого равен

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{g}$$

Так как свободная поверхность, как поверхность равного давления, должна быть нормальна к указанной равнодействующей, то она в данном случае представит собой уже не горизонтальную плоскость, а наклонную, составляющую угол α с горизонтом. Учитывая, что величина этого угла зависит только от ускорений, приходим к выводу, что положение свободной поверхности не будет зависеть от рода находящейся в цистерне жидкости. Любая другая поверхность уровня в жидкости также будет плоскостью, наклоненной к горизонту под углом α . Если бы движение цистерны было не равноускоренным, а равнозамедленным, направление ускорения изменилось бы на обратное, и наклон свободной поверхности обратился бы в другую сторону (см. рис.2.6, пунктир).

В качестве второго примера рассмотрим часто встречающийся в практике случай относительного покоя жидкости во вращающихся сосудах (например, в сепараторах и центрифугах, применяемых для разделения жидкостей). В этом случае (рис.2.7) на любую частицу жидкости при ее относительном равновесии действуют массовые силы: сила тяжести $G = mg$ и центробежная сила $P_u = m\omega^2 r$, где r - расстояние частицы от оси вращения, а ω - угловая скорость вращения сосуда.

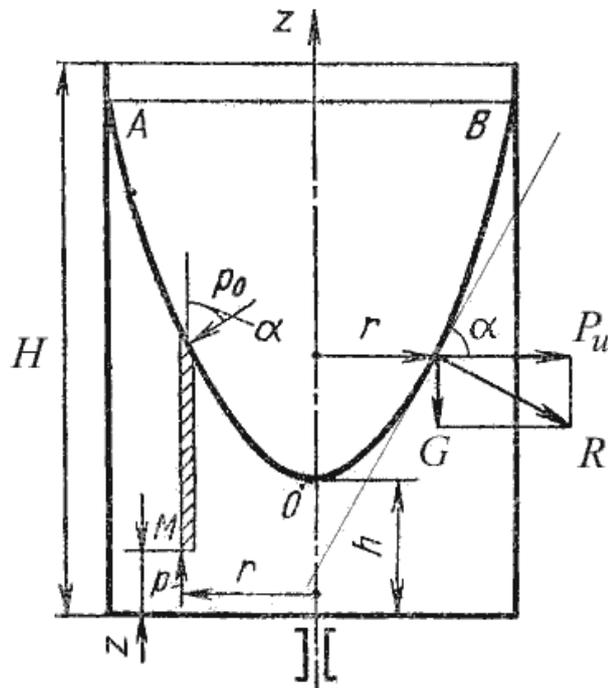


Рис. 2.7. Вращение сосуда с жидкостью

Поверхность жидкости также должна быть нормальна в каждой точке к равнодействующей этих сил R и представит собой параболоид вращения. Из чертежа находим

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{P_u}{G} = \frac{m\omega^2 r}{mg}$$

С другой стороны:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{dz}{dr}$$

где z - координата рассматриваемой точки. Таким образом, получаем:

$$\frac{\omega^2 r}{g} = \frac{dz}{dr}$$

откуда

$$dz = \frac{\omega^2}{g} r dr$$

или после интегрирования

$$z = \frac{\omega^2 r^2}{2g} + C$$

В точке пересечения кривой AOB с осью вращения $r = 0$, $z = h = C$, поэтому окончательно будем иметь

$$z = h + \frac{\omega^2 r^2}{2g}$$

т.е. кривая AOB является параболой, а свободная поверхность жидкости параболоидом.

Такую же форму имеют и другие поверхности уровня.

Для определения закона изменения давления во вращающейся жидкости в функции радиуса и высоты выделим вертикальный цилиндрический объем жидкости с основанием в виде элементарной горизонтальной площадки dS (точка M) на произвольном радиусе r и высоте z и запишем условие его равновесия в вертикальном направлении. С учетом уравнения (2.11) будем иметь

$$PdS - \underbrace{\left[h - z + \frac{\omega^2 r^2}{2g} \right]}_{\text{высота цилиндра}} \rho g dS - P_0 \left(\frac{dS}{\cos \alpha} \right) \cos \alpha = 0$$

После сокращений получим

$$P = P_0 + \left[h - z + \frac{\omega^2 r^2}{2g} \right] \rho g$$

Это значит, что давление возрастает пропорционально радиусу r и уменьшается пропорционально высоте z .

Раздел 3. ОСНОВЫ ГИДРОДИНАМИКИ

(Лекция-визуализация 1 час)

Гидродинамика - раздел гидравлики, в котором изучаются законы движения жидкости и ее взаимодействие с неподвижными и подвижными поверхностями.

Тема 3.1. Основные понятия о движении жидкости

Живым сечением ω (м²) называют площадь поперечного сечения потока, перпендикулярную к направлению течения. Например, живое сечение трубы - круг (рис.3.1, а); живое сечение клапана - кольцо с изменяющимся внутренним диаметром (рис.3.1, б).

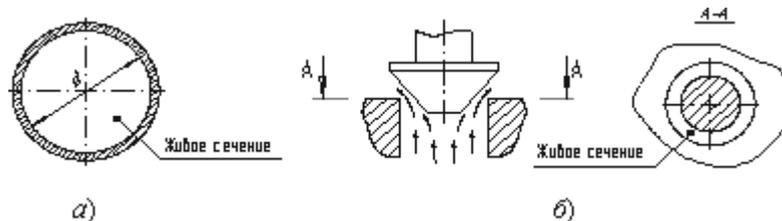


Рис. 3.1. Живые сечения: а - трубы, б – клапана

Смоченный периметр χ ("хи") - часть периметра живого сечения, ограниченное твердыми стенками (рис.3.2, выделен утолщенной линией).

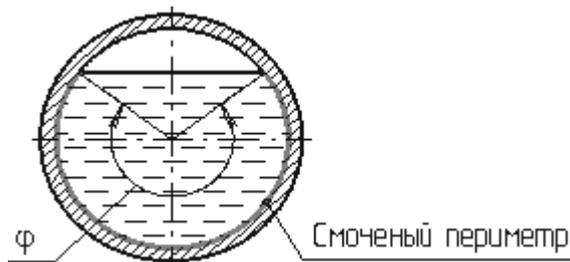


Рис. 3.2. Смоченный периметр

Для круглой трубы

$$\chi = \pi D \frac{\varphi}{2\pi} = \frac{D\varphi}{2}$$

если угол в радианах, или

$$\chi = \pi D \frac{\varphi}{360^\circ}, \text{ если угол } \varphi \text{ в градусах.}$$

Расход потока Q - объем жидкости V , протекающей за единицу времени t через живое сечение ω .

$$Q = \frac{V}{t}, \text{ (м}^3\text{/с, литр/мин).}$$

Средняя скорость потока v - скорость движения жидкости, определяющаяся отношением расхода жидкости Q к площади живого сечения ω

$$v_{\varphi} = \frac{Q}{\omega}, \text{ (м/с)}$$

Поскольку скорость движения различных частиц жидкости отличается друг от друга, поэтому скорость движения и усредняется. В круглой трубе, например, скорость на оси трубы максимальна, тогда как у стенок трубы она равна нулю.

Гидравлический радиус потока R - отношение живого сечения к смоченному периметру

$$R = \frac{\omega}{\chi}, \text{ (м)}$$

Течение жидкости может быть установившимся и неустановившимся. **Установившимся** движением называется такое движение жидкости, при котором в данной точке русла давление и скорость не изменяются во времени

$$v = f(x, y, z)$$

$$P = \varphi f(x, y, z)$$

Движение, при котором скорость и давление изменяются не только от координат пространства, но и от времени, называется неустановившимся или нестационарным

$$v = f_1(x, y, z, t)$$

$$P = \varphi f_1(x, y, z, t)$$

Линия тока (применяется при неустановившемся движении) это кривая, в каждой точке которой вектор скорости в данный момент времени направлены по касательной.

Трубка тока - трубчатая поверхность, образуемая линиями тока с бесконечно малым поперечным сечением. Часть потока, заключенная внутри трубки тока называется *элементарной струйкой*.

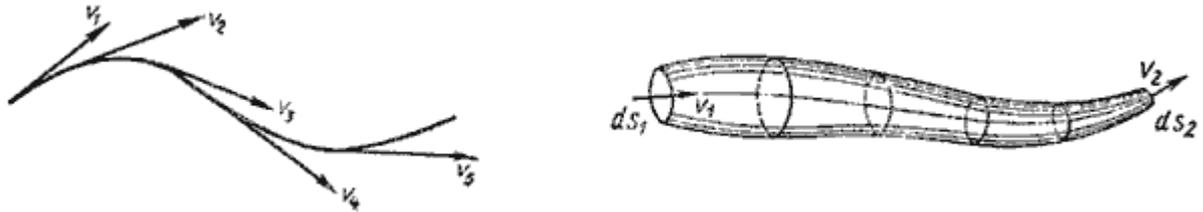


Рис. 3.3. Линия тока и струйка

Течение жидкости может быть напорным и безнапорным. *Напорное* течение наблюдается в закрытых руслах без свободной поверхности. Напорное течение наблюдается в трубопроводах с повышенным (пониженным давлением). *Безнапорное* - течение со свободной поверхностью, которое наблюдается в открытых руслах (реки, открытые каналы, лотки и т.п.). В данном курсе будет рассматриваться только напорное течение.

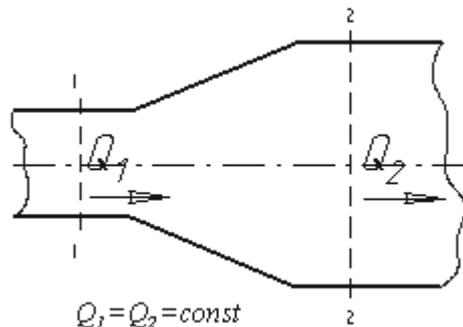


Рис. 3.4. Труба с переменным диаметром при постоянном расходе

Из закона сохранения вещества и постоянства расхода вытекает *уравнение неразрывности* течений. Представим трубу с переменным живым сечением (рис.3.4). Расход жидкости через трубу в любом ее сечении постоянен, т.е. $Q_1 = Q_2 = const$, откуда

$$\omega_1 v_1 = \omega_2 v_2$$

Таким образом, если течение в трубе является сплошным и неразрывным, то уравнение неразрывности примет вид:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = const$$

Тема 3.2. Уравнение Бернулли для идеальной жидкости

Уравнение Даниила Бернулли, полученное в 1738 г., является фундаментальным уравнением гидродинамики. Оно дает связь между давлением P , средней скоростью v и пьезометрической высотой z в различных сечениях потока и выражает закон сохранения энергии движущейся жидкости. С помощью этого уравнения решается большой круг задач.

Рассмотрим трубопровод переменного диаметра, расположенный в пространстве под углом β (рис.3.5).

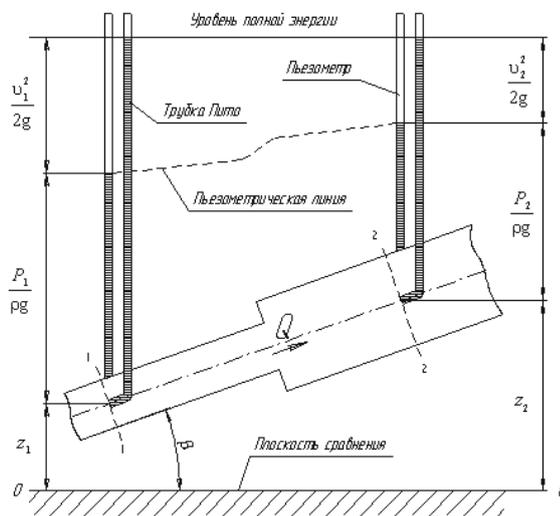


Рис.3.5. Схема к выводу уравнения Бернулли для идеальной жидкости

Выберем произвольно на рассматриваемом участке трубопровода два сечения: сечение 1-1 и сечение 2-2. Вверх по трубопроводу от первого сечения ко второму движется жидкость, расход которой равен Q .

Для измерения давления жидкости применяют *пьезометры* - тонкостенные стеклянные трубки, в которых жидкость поднимается на высоту $\frac{P}{\rho g}$. В каждом сечении установлены пьезометры, в которых уровень жидкости поднимается на разные высоты.

Кроме пьезометров в каждом сечении 1-1 и 2-2 установлена трубка, загнутый конец которой направлен навстречу потоку жидкости, которая называется *трубка Пито*. Жидкость в трубках Пито также поднимается на разные уровни, если отсчитывать их от *пьезометрической линии*.

Пьезометрическую линию можно построить следующим образом. Если между сечением 1-1 и 2-2 поставить несколько таких же пьезометров и через показания уровней жидкости в них провести кривую, то мы получим ломаную линию (рис.3.5).

Однако высота уровней в трубках Пито относительно произвольной горизонтальной прямой 0-0, называемой *плоскостью сравнения*, будет одинакова.

Если через показания уровней жидкости в трубках Пито провести линию, то она будет горизонтальна, и будет отражать *уровень полной энергии трубопровода*.

Для двух произвольных сечений 1-1 и 2-2 потока идеальной жидкости уравнение Бернулли имеет следующий вид:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = H = \text{const}$$

Так как сечения 1-1 и 2-2 взяты произвольно, то полученное уравнение можно переписать иначе:

$$z + \frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = H = \text{const}$$

и прочитывать так: сумма трех членов уравнения Бернулли для любого сечения потока идеальной жидкости есть величина постоянная.

С энергетической точки зрения каждый член уравнения представляет собой определенные виды энергии:

z_1 и z_2 - удельные энергии положения, характеризующие потенциальную энергию в сечениях 1-1 и 2-2;

$\frac{P_1}{\rho g}$ и $\frac{P_2}{\rho g}$ - удельные энергии давления, характеризующие потенциальную энергию давления в тех же сечениях;

$\frac{v_1^2}{2g}$ и $\frac{v_2^2}{2g}$ - удельные кинетические энергии в тех же сечениях.

Следовательно, согласно уравнению Бернулли, *полная удельная энергия идеальной жидкости в любом сечении постоянна*.

Уравнение Бернулли можно истолковать и чисто геометрически. Дело в том, что каждый член уравнения имеет линейную размерность. Глядя на рис.3.5, можно заметить, что z_1 и z_2 - геометрические высоты сечений 1-1 и 2-2 над плоскостью сравнения; $\frac{P_1}{\rho g}$ и $\frac{P_2}{\rho g}$ - пьезометрические высоты; $\frac{v_1^2}{2g}$ и $\frac{v_2^2}{2g}$ - скоростные высоты в указанных сечениях.

В этом случае уравнение Бернулли можно прочесть так: *сумма геометрической, пьезометрической и скоростной высоты для идеальной жидкости есть величина постоянная.*

Тема 3.3. Уравнение Бернулли для реальной жидкости

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости несколько отличается от уравнения

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = H = \text{const}$$

Дело в том, что при движении реальной вязкой жидкости возникают силы трения, на преодоление которых жидкость затрачивает энергию. В результате полная удельная энергия жидкости в сечении 1-1 будет больше полной удельной энергии в сечении 2-2 на величину потерянной энергии (рис.3.6).

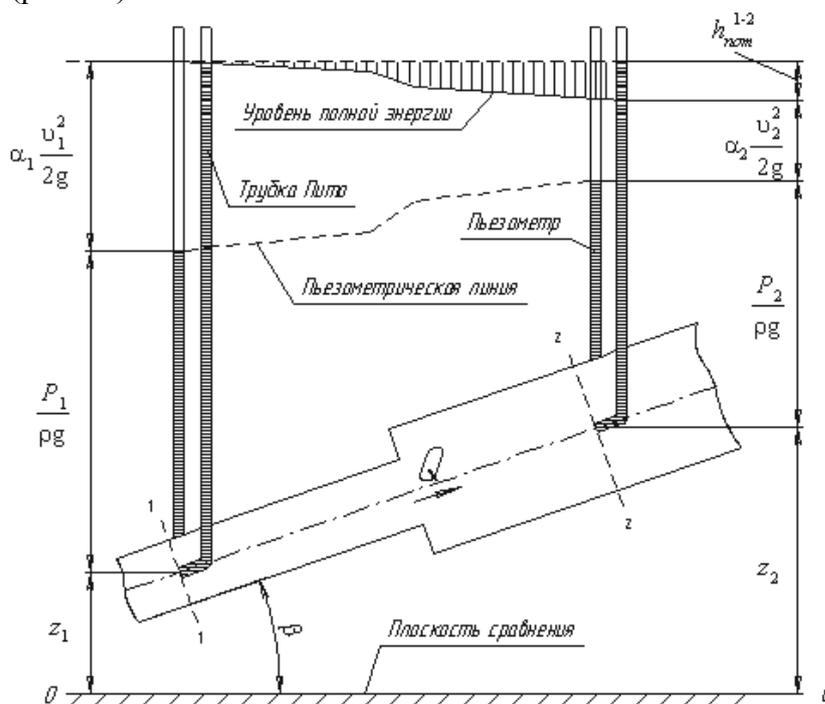


Рис.3.6. Схема к выводу уравнения Бернулли для реальной жидкости

Потерянная энергия или потерянный напор обозначаются $h_{пот}^{1-2}$ имеют также линейную размерность.

Уравнение Бернулли для реальной жидкости будет иметь вид:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{пот}^{1-2} = H = \text{const}$$

Из рис.3.6 видно, что по мере движения жидкости от сечения 1-1 до сечения 2-2 потерянный напор все время увеличивается (потерянный напор выделен вертикальной штриховкой). Таким образом, уровень первоначальной энергии, которой обладает жидкость в первом сечении, для второго сечения будет складываться из четырех составляющих: геометрической высоты, пьезометрической высоты, скоростной высоты и потерянного напора между сечениями 1-1 и 2-2.

Кроме этого в уравнении появились еще два коэффициента α_1 и α_2 , которые называются *коэффициентами Кориолиса* и зависят от режима течения жидкости ($\alpha = 2$ для ламинарного режима, $\alpha = 1$ для турбулентного режима).

Потерянная высота $h_{пот}^{1-2}$ складывается из линейных потерь, вызванных силой трения между слоями жидкости, и потерь, вызванных местными сопротивлениями (изменениями конфигурации потока)

$$h_{\text{пот}}^{1-2} = h_{\text{лин}} + h_{\text{мест}}$$

С помощью уравнения Бернулли решается большинство задач практической гидравлики. Для этого выбирают два сечения по длине потока, таким образом, чтобы для одного из них были известны величины P , ρ , g , а для другого сечения одна или величины подлежали определению. При двух неизвестных для второго сечения используют уравнение постоянства расхода жидкости $v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2$.

Тема 3.4. Измерение скорости потока и расхода жидкости

Для измерения скорости в точках потока широко используется работающая на принципе уравнения Бернулли трубка Пито (рис.3.7), загнутый конец которой направлен навстречу потоку. Пусть требуется измерить скорость жидкости в какой-то точке потока. Поместив конец трубки в указанную точку и составив уравнение Бернулли для сечения $I-I$ и сечения, проходящего на уровне жидкости в трубке Пито получим

$$\frac{P_{\text{ат}} + \gamma h}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = H + h + \frac{P_{\text{ат}}}{\gamma} \quad \text{или} \quad v = \sqrt{2gH}$$

где H - столб жидкости в трубке Пито.

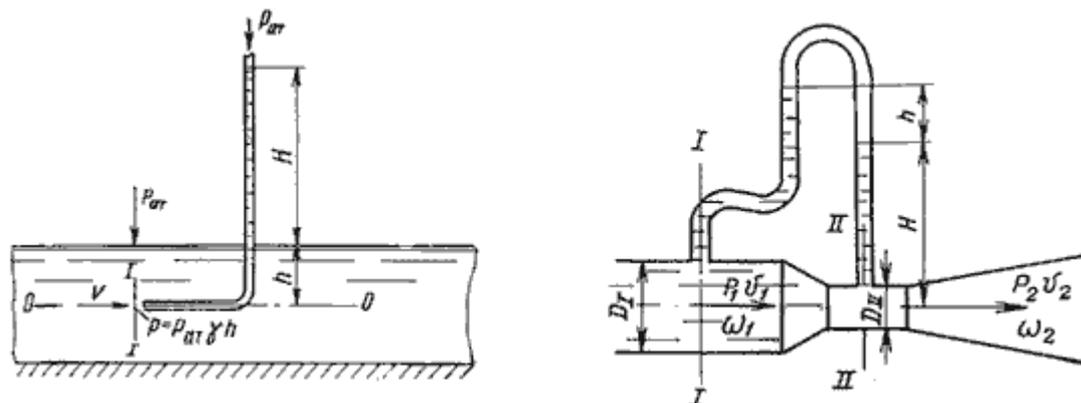


Рис. 3.7. Трубка Пито и расходомер Вентури

Для измерения расхода жидкости в трубопроводах часто используют расходомер Вентури, действие которого основано так же на принципе уравнения Бернулли. Расходомер Вентури состоит из двух конических насадков с цилиндрической вставкой между ними (рис.3.7). Если в сечениях $I-I$ и $II-II$ поставить пьезометры, то разность уровней в них будет зависеть от расхода жидкости, протекающей по трубе.

Пренебрегая потерями напора и считая $z_1 = z_2$, напишем уравнение Бернулли для сечений $I-I$ и $II-II$:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

или

$$h = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} = \frac{v_1^2}{2g} \left[-1 + \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^2 \right]$$

Используя уравнение неразрывности

$$Q = v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2$$

сделаем замену в получено выражении:

$$h = \frac{Q^2}{2g\omega_1^2} \left[-1 + \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 \right]$$

Решая относительно Q , получим

$$Q = \omega_1 \omega_2 \sqrt{\frac{2g}{\omega_1^2 - \omega_2^2}} \cdot \sqrt{h}$$

Выражение, стоящее перед \sqrt{h} , является постоянной величиной, носящей название постоянной водомера Вентури.

Из полученного уравнения видно, что h зависит от расхода Q . Часто эту зависимость строят в виде тарировочной кривой h от Q , которая имеет параболический характер.

Раздел 4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Потери энергии (уменьшение гидравлического напора) можно наблюдать в движущейся жидкости не только на сравнительно длинных участках, но и на коротких. В одних случаях потери напора распределяются (иногда равномерно) по длине трубопровода - это линейные потери; в других - они сосредоточены на очень коротких участках, длиной которых можно пренебречь, - на так называемых местных гидравлических сопротивлениях: вентили, всевозможные закругления, сужения, расширения и т.д., короче всюду, где поток претерпевает деформацию. Источником потерь во всех случаях является вязкость жидкости.

Следует заметить, что потери напора и по длине и в местных гидравлических сопротивлениях существенным образом зависят от так называемого режима движения жидкости.

Тема 4.1. Режимы движения жидкости

При наблюдении за движением жидкости в трубах и каналах, можно заметить, что в одном случае жидкость сохраняет определенный строй своих частиц, а в других - перемещаются бессистемно. Однако исчерпывающие опыты по этому вопросу были проведены Рейнольдсом в 1883 г. На рис. 4.1 изображена установка, аналогичная той, на которой Рейнольдс производил свои опыты.

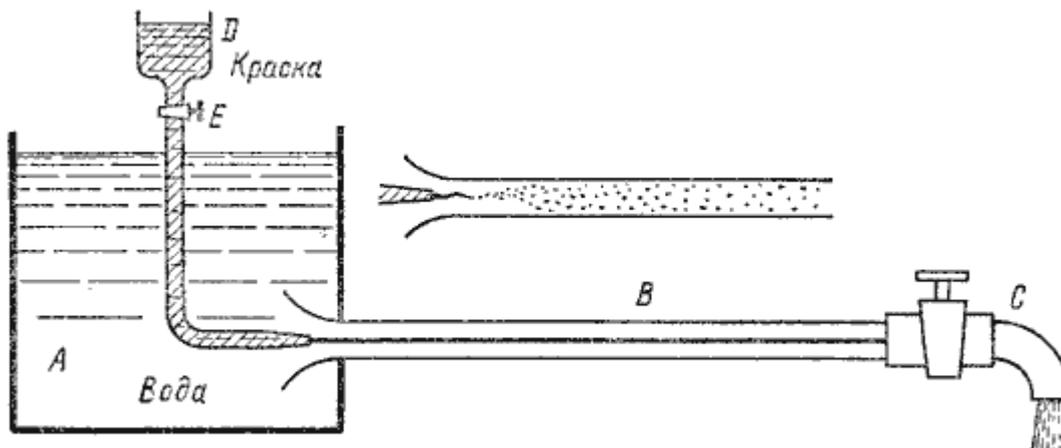


Рис. 4.1. Схема установки Рейнольдса

Установка состоит из резервуара *A* с водой, от которого отходит стеклянная труба *B* с краном *C* на конце, и сосуда *D* с водным раствором краски, которая может по трубке вводиться тонкой струйкой внутрь стеклянной трубы *B*.

Первый случай движения жидкости. Если немного приоткрыть кран *C* и дать возможность воде протекать в трубе с небольшой скоростью, а затем с помощью крана *E* впустить краску в поток воды, то увидим, что введенная в трубу краска не будет перемешиваться с потоком воды. Струйка краски будет отчетливо видимой вдоль всей стеклянной трубы, что указывает на слоистый характер течения жидкости и на отсутствие перемешивания. Если при этом, если к трубе подсоединить пьезометр или трубку Пито, то они покажут неизменность давления и скорости по времени. Такой режим движения называется *ламинарным*.

Второй случай движения жидкости. При постепенном увеличении скорости течения воды в трубе путем открытия крана *C* картина течения вначале не меняется, но затем при определенной скорости течения наступает быстрое ее изменение. Струйка краски по выходе из трубки начинает колебаться, затем размывается и перемешивается с потоком воды, причем становятся заметными вихреобразования и вращательное движение жидкости. Пьезометр и трубка Пито при этом покажут непрерывные пульсации давления и скорости в потоке воды. Такое течение называется *турбулентным* (рис.4.1, вверху).

Если уменьшить скорость потока, то восстановится ламинарное течение.

Итак, *ламинарным* называется слоистое течение без перемешивания частиц жидкости и без пульсации скорости и давления. При ламинарном течении жидкости в прямой трубе

постоянного сечения все линии тока направлены параллельно оси трубы, при этом отсутствуют поперечные перемещения частиц жидкости.

Турбулентным называется течение, сопровождающееся интенсивным перемешиванием жидкости с пульсациями скоростей и давлений. Наряду с основным продольным перемещением жидкости наблюдаются поперечные перемещения и вращательные движения отдельных объемов жидкости. Переход от ламинарного режима к турбулентному наблюдается при определенной скорости движения жидкости. Эта скорость называется *критической* $v_{кр}$.

Значение этой скорости прямо пропорционально кинематической вязкости жидкости и обратно пропорционально диаметру трубы.

$$v_{кр} = \frac{\nu}{d} \cdot k$$

где ν - кинематическая вязкость;
 k - безразмерный коэффициент;
 d - внутренний диаметр трубы.

Входящий в эту формулу безразмерный коэффициент k , одинаков для всех жидкостей и газов, а также для любых диаметров труб. Этот коэффициент называется *критическим числом Рейнольдса* $Re_{кр}$ и определяется следующим образом:

$$Re_{кр} = \frac{v_{кр} d}{\nu}$$

Как показывает опыт, для труб круглого сечения $Re_{кр}$ примерно равно 2300.

Таким образом, критерий подобия Рейнольдса позволяет судить о режиме течения жидкости в трубе. При $Re < Re_{кр}$ течение является ламинарным, а при $Re > Re_{кр}$ течение является турбулентным. Точнее говоря, вполне развитое турбулентное течение в трубах устанавливается лишь при Re примерно равно 4000, а при $Re = 2300...4000$ имеет место переходная, критическая область.

Режим движения жидкости напрямую влияет на степень гидравлического сопротивления трубопроводов.

Тема 4.2. Кавитация

В некоторых случаях при движении жидкости в закрытых руслах происходит явление, связанное с изменением агрегатного состояния жидкости, т.е. превращение ее в пар с выделением из жидкости растворенных в ней газов.

Наглядно это явление можно продемонстрировать на простом устройстве, состоящем из трубы, на отдельном участке которой установлена прозрачная трубка Вентури (рис.4.2). Вода под давлением движется от сечения 1-1 через сечение 2-2 к сечению 3-3. Как видно из рисунка, сечение 2-2 имеет меньший диаметр. Скорость течения жидкости в трубе можно изменять, например, установленным после сечения 3-3 краном.

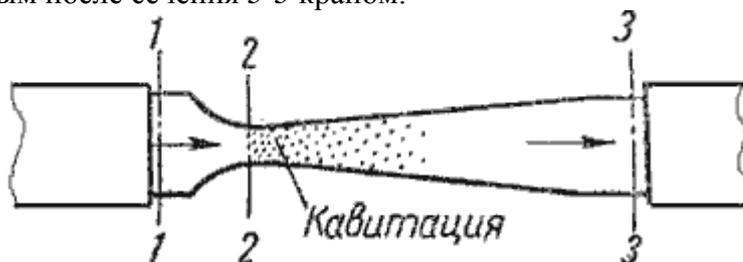


Рис. 4.2. Схема трубки для демонстрации кавитации

При небольшой скорости никаких видимых изменений в движении жидкости не происходит. При увеличении скорости движения жидкости в узком сечении трубки Вентури 2-2 появляется отчетливая зона с образованием пузырьков газа. Образуется область местного кипения, т.е. образование пара с выделением растворенного в воде газа. Далее при подходе жидкости к сечению 3-3 это явление исчезает.

Это явление обусловлено следующим. Известно, что при движении жидкой или газообразной среды, давление в ней падает. Причем, чем выше скорость движения среды, тем давление в ней ниже. Поэтому, при течении жидкости через местное сужение 2-2, согласно уравнению неразрывности течений, увеличивается скорость с одновременным падением давления в этом месте. Если абсолютное давление при этом достигает значения равного

давлению насыщенных паров жидкости при данной температуре или значения равного давлению, при котором начинается выделение из нее растворимых газов, то в данном месте потока наблюдается интенсивное парообразование (кипение) и выделение газов. Такое явление называется кавитацией.

При дальнейшем движении жидкости к сечению 3-3, пузырьки исчезают, т.е. происходит резкое уменьшение их размеров. В то время, когда пузырек исчезает (схлопывается), в точке его схлопывания происходит резкое увеличение давления, которое передается на соседние объемы жидкости и через них на стенки трубопровода. Таким образом, от таких многочисленных местных повышений давлений (гидроударов), возникает вибрация.

Таким образом, *кавитация* - это местное нарушение сплошности течения с образованием паровых и газовых пузырей (каверн), обусловленное местным падением давления в потоке.

Кавитация в обычных случаях является нежелательным явлением, и ее не следует допускать в трубопроводах и других элементах гидросистем. Кавитация возникает в кранах, вентилях, задвижках, жиклерах и т.д.

Кавитация может иметь место в гидромашинах (насосах и гидротурбинах), снижая при этом их коэффициент полезного действия, а при длительном воздействии кавитации происходит разрушение деталей, подверженных вибрации. Кроме этого разрушаются стенки трубопроводов, уменьшается их пропускная способность вследствие уменьшения живого сечения трубы.

Тема 4.3. Потери напора при ламинарном течении жидкости

Как показывают исследования, при ламинарном течении жидкости в круглой трубе максимальная скорость находится на оси трубы. У стенок трубы скорость равна нулю, т.к. частицы жидкости покрывают внутреннюю поверхность трубопровода тонким неподвижным слоем. От стенок трубы к ее оси скорости нарастают плавно. *График распределения скоростей по поперечному сечению потока представляет собой параболоид вращения, а сечение параболоида осевой плоскостью - квадратичную параболу (рис.4.3).*

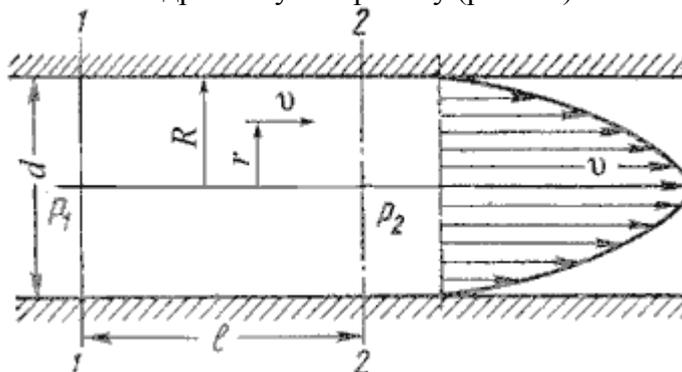


Рис. 4.3. Схема для рассмотрения ламинарного потока

Уравнение, связывающее переменные v и r , имеет следующий вид:

$$v = \frac{P_1 - P_2}{4\mu l} (R^2 - r^2)$$

где P_1 и P_2 - давления соответственно в сечениях 1 и 2.

У стенок трубы величина $r = R$, значит скорость $v = 0$, а при $r = 0$ (на оси потока) скорость будет максимальной

$$v_{\text{max}} = \frac{P_1 - P_2}{4\mu l} (R^2 - 0^2) = \frac{P_1 - P_2}{4\mu l} R^2$$

Теперь определим расход жидкости при ламинарном течении в круглой трубе. Так как эпюра распределения скоростей в круглой трубе имеет вид параболоида вращения с максимальным значением скорости в центре трубы, то расход жидкости численно равен объему этого параболоида. Определим этот объем.

Максимальная скорость дает высоту параболоида

$$h = v_{\text{max}} = \frac{P_1 - P_2}{4\mu l} R^2$$

Как известно из геометрии, объем параболоида высотой h и площадью πR^2 равен

$$V = \pi R^2 \frac{h}{2},$$

а в нашем случае

$$Q = \frac{1}{2} \pi R^2 \frac{P_1 - P_2}{4\mu\ell} R^2 = \frac{P_1 - P_2}{8\mu\ell} \pi R^4$$

Если вместо R подставить диаметр трубы d , то формула (4.4) приобретет вид

$$Q = \frac{P_1 - P_2}{128\mu\ell} \pi d^4$$

Расход в трубе можно выразить через среднюю скорость:

$$Q = \frac{P_1 - P_2}{128\mu\ell} \pi d^4 = v_{\text{ср}} \frac{\pi d^2}{4}$$

откуда

$$v_{\text{ср}} = \frac{P_1 - P_2}{32\mu\ell} d^2$$

Для определения потерь напора при ламинарном течении жидкости в круглой трубе рассмотрим участок трубы длиной l , по которому поток течет в условиях ламинарного режима (рис.4.3).

Потеря давления в трубопроводе будет равна

$$P_1 - P_2 = \frac{32\mu\ell}{d^2} v_{\text{ср}}$$

Если в формуле динамический коэффициент вязкости μ заменить через кинематический коэффициент вязкости ν и плотность ρ ($\mu = \nu \rho$) и разделить обе части равенства на объемный вес жидкости $\gamma = \rho g$, то получим:

$$\frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} = \frac{32\nu\rho\ell}{\rho g d^2} v_{\text{ср}}$$

Так как левая часть полученного равенства равна потерям напора $h_{\text{пот}}$ в трубе постоянного диаметра, то окончательно это равенство примет вид:

$$h_{\text{пот}} = \frac{32\nu\ell}{g d^2} v_{\text{ср}}$$

Уравнение может быть преобразовано в универсальную формулу Вейсбаха-Дарси, которая окончательно записывается так:

$$h_{\text{пот}} = \lambda \frac{\ell}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

где λ - коэффициент гидравлического трения, который для ламинарного потока вычисляется по выражению:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$$

Однако при ламинарном режиме для определения коэффициента гидравлического трения λ Т.М. Башта рекомендует при $\text{Re} < 2300$ применять формулу

$$\lambda = \frac{75}{\text{Re}}$$

Тема 4.4. Потери напора при турбулентном течении жидкости

Как было указано в п.4.1, для турбулентного течения характерно перемешивание жидкости, пульсации скоростей и давлений. Если с помощью особо чувствительного прибора-самописца измерять пульсации, например, скорости по времени в фиксированной точке потока, то получим картину, подобную показанной на рис.4.4. Скорость беспорядочно колеблется около некоторого осредненного по времени значения $v_{\text{оср}}$, которое в данном случае остается постоянным.

Характер линий тока в трубе в данный момент времени отличается большим разнообразием (рис. 4.5).

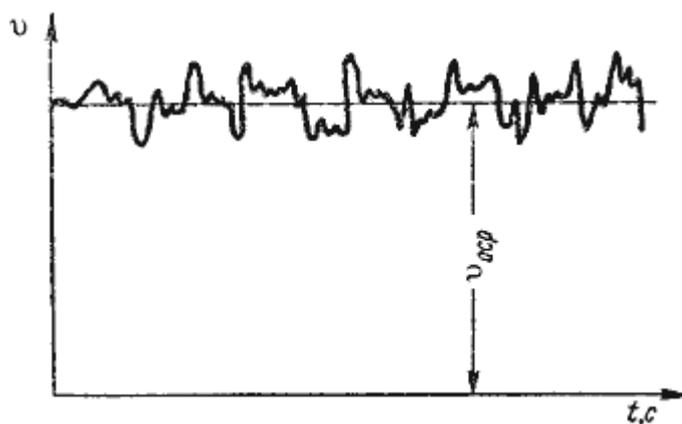


Рис. 4.4. Пульсация скорости в турбулентном потоке.

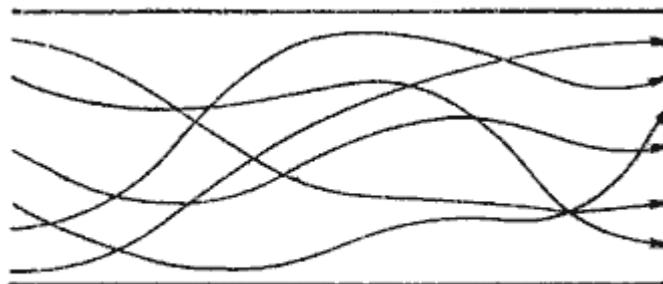


Рис. 4.5. Характер линий тока в турбулентном потоке

При турбулентном режиме движения жидкости в трубах эпюра распределения скоростей имеет вид, показанный на рис. 4.6. В тонком пристенном слое толщиной δ жидкость течет в ламинарном режиме, а остальные слои текут в турбулентном режиме, и называются *турбулентным ядром*. Таким образом, строго говоря, турбулентного движения в чистом виде не существует. Оно сопровождается ламинарным движением у стенок, хотя слой δ с ламинарным режимом весьма мал по сравнению с турбулентным ядром.

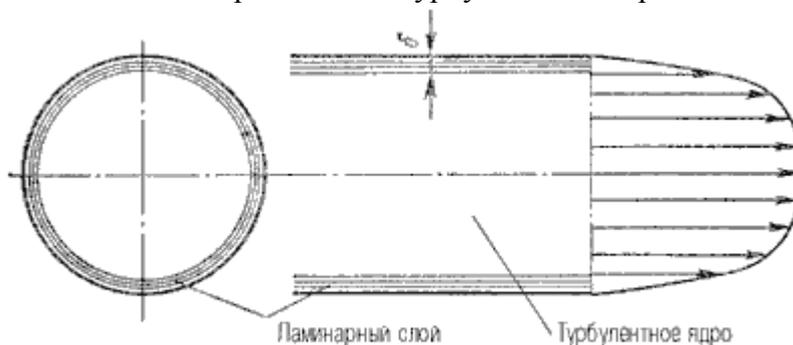


Рис. 4.6. Модель турбулентного режима движения жидкости

Основной расчетной формулой для потерь напора при турбулентном течении жидкости в круглых трубах является уже приводившаяся выше эмпирическая формула, называемая формулой Вейсбаха-Дарси и имеющая следующий вид:

$$h_{\text{пот}} = \lambda \frac{\ell}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Различие заключается лишь в значениях коэффициента гидравлического трения λ . Этот коэффициент зависит от числа Рейнольдса Re и от безразмерного геометрического фактора - относительной шероховатости Δ/d (или Δ/r_0 , где r_0 - радиус трубы).

Впервые наиболее исчерпывающей работы по определению были даны И.И. Никурадзе, который на основе опытных данных построил график зависимости $lg(1000\lambda)$ от $lg Re$ для ряда значений Δ/r_0 . Опыты Никурадзе были проведены на трубах с искусственно заданной шероховатостью, полученной путем приклейки песчинок определенного размера на внутренние

стенки трубопровода. Результаты этих исследований представлены на рис. 4.7, где построены кривые зависимости $lg(1000\lambda)$ от $lg Re$ для ряда значений Δ/r_0 .

Прямая I соответствует ламинарному режиму движения жидкости.

Далее на графике можно рассматривать три области.

Первая область - область малых Re и Δ/r_0 , где коэффициент λ не зависит от шероховатости, а определяется лишь числом Re (отмечена на рис.4.7 прямой II). Это область гидравлически гладких труб. Если число Рейнольдса лежит в диапазоне $4000 < Re < 10(d / \Delta_э)$ коэффициент λ определяется по полуэмпирической формуле Блазиуса

$$\lambda_r = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

Для определения существует также эмпирическая формула П.К. Конакова, которая применима для гидравлически гладких труб

$$\lambda_r = \frac{1}{(1,81 \lg Re - 1,5)^2}$$

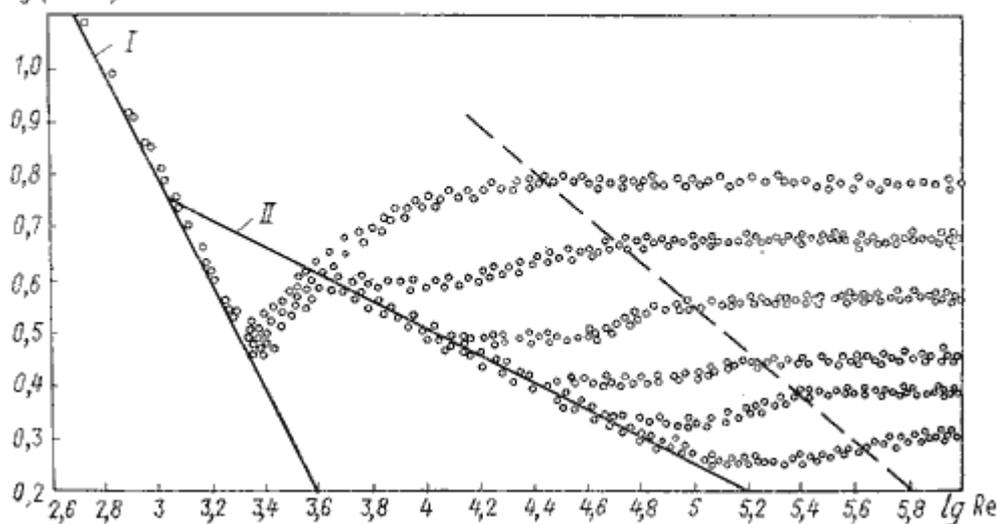


Рис. 4.7. График Никурадзе

Во второй области, расположенной между линий II и пунктирной линией справа, коэффициент λ зависит одновременно от двух параметров - числа Re и относительной шероховатости Δ/r_0 , которую можно заменить на $\Delta_э$. Для определения коэффициента λ в этой области может служить универсальная формула А.Д. Альтшуля:

$$\lambda_r = 0,11 \left(\frac{\Delta_э}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$$

где $\Delta_э$ - эквивалентная абсолютная шероховатость.

Характерные значения $\Delta_э$ (в мм) для труб из различных материалов приведены ниже:

Стекло	0
Трубы, тянутые из латуни, свинца, меди	0...0,002
Высококачественные бесшовные стальные трубы	0,06...0,2
Стальные трубы	0,1...0,5
Чугунные асфальтированные трубы	0,1...0,2
Чугунные трубы	0,2...1,0

Третья область - область больших Re и Δ/r_0 , где коэффициент λ не зависит от числа Re , а определяется лишь относительной шероховатостью (область расположена справа от пунктирной линии). Это область шероховатых труб, в которой все линии с различными шероховатостями параллельны между собой. Эту область называют областью автомодельности или режимом квадратичного сопротивления, т.к. здесь гидравлические потери пропорциональны квадрату скорости.

Определение λ для этой области производят по упрощенной формуле Альтшуля:

$$\lambda_r = 0,11 \left(\frac{\Delta_z}{d} \right)^{0,25}$$

или по формуле Прандтля - Никурадзе:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_r}} = -2 \lg \left(\frac{\Delta_z}{3,71d} \right)$$

Итак, потери напора, определяемые по формуле Вейсбаха-Дарси, можно определить, зная коэффициент гидравлического сопротивления, который определяется в зависимости от числа Рейнольдса Re и от эквивалентной абсолютной шероховатости Δ_z . Для удобства сводные данные по определению λ представлены в таблице 4.1.

Пользоваться приведенными в табл. 4.1 формулами для определения коэффициента λ не всегда удобно. Для облегчения расчетов можно воспользоваться номограммой Колбрука-Уайта (рис.4.8), при помощи которой по известным Re и Δ_z/d весьма просто определяется λ .

Таблица 4.1

Таблица для определения коэффициента гидравлического трения

Режим движения		Число Рейнольдса	Определение λ
Ламинарный		$Re < 2300$	$\lambda = \frac{64}{Re}$ или $\lambda = \frac{75}{Re}$
Переходный		$2300 < Re < 4000$	<i>Проектирование трубопроводов не рекомендуется</i>
Турбулентный	1-я область	$4000 < Re < 10 \frac{d}{\Delta_z}$	$\lambda_r = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$ (ф-ла Блазиуса) $\lambda_r = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}$ (ф-ла Конакова)
	2-я область	$10 \frac{d}{\Delta_z} < Re < 560 \frac{d}{\Delta_z}$	$\lambda_r = 0,11 \left(\frac{\Delta_z}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$ (ф-ла Альтшуля)
	3-я область	$Re > 560 \frac{d}{\Delta_z}$	$\lambda_r = 0,11 \left(\frac{\Delta_z}{d} \right)^{0,25}$ (ф-ла Альтшуля) $\frac{1}{\sqrt{\lambda_r}} = -2 \lg \left(\frac{\Delta_z}{3,71d} \right)$ (ф-ла Никурадзе)

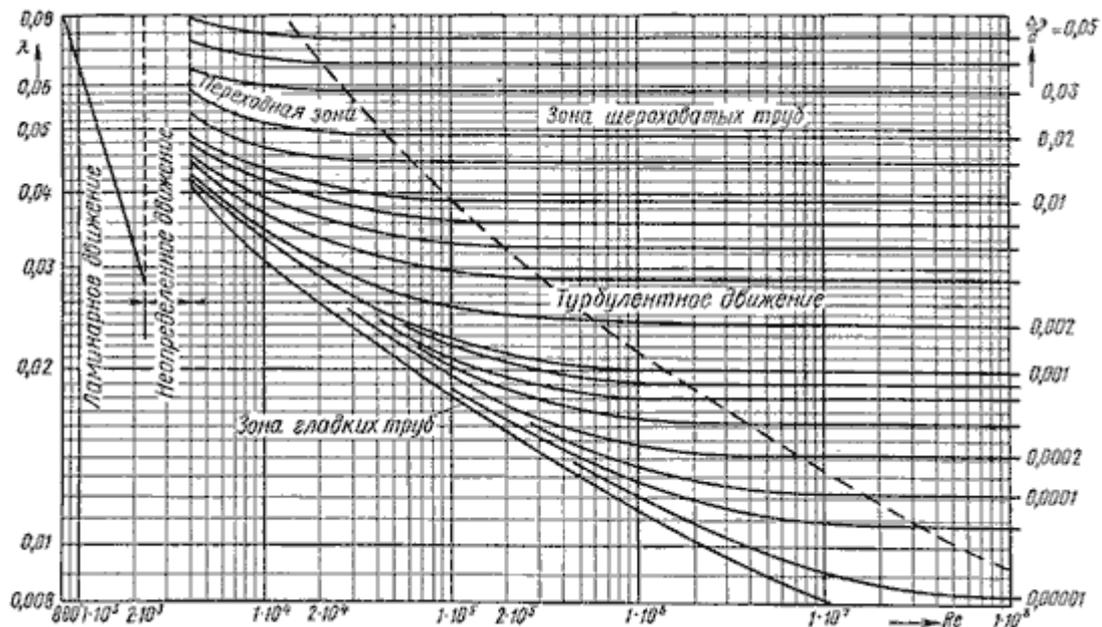


Рис. 4.8. Номограмма Колбрука-Уайта для определения коэффициента гидравлического трения

Тема 4.5. Местные гидравлические сопротивления

Все гидравлические потери энергии делятся на два типа: потери на трение по длине трубопроводов (рассмотрены в п.4.3 и 4.4) и местные потери, вызванные такими элементами трубопроводов, в которых вследствие изменения размеров или конфигурации русла происходит изменение скорости потока, отрыв потока от стенок русла и возникновение вихреобразования.

Простейшие местные гидравлические сопротивления можно разделить на расширения, сужения и повороты русла, каждое из которых может быть внезапным или постепенным. Более сложные случаи местного сопротивления представляют собой соединения или комбинации перечисленных простейших сопротивлений.

Рассмотрим простейшие местные сопротивления при турбулентном режиме течения в трубе.

1. *Внезапное расширение русла.* Потеря напора (энергии) при внезапном расширении русла расходуется на вихреобразование, связанное с отрывом потока от стенок, т.е. на поддержание вращательного непрерывного движения жидких масс с постоянным их обновлением.

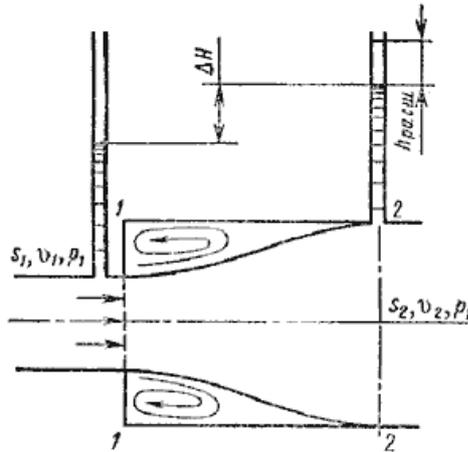


Рис. 4.9. Внезапное расширение трубы

При внезапном расширении русла (трубы) (рис.4.9) поток срывается с угла и расширяется не внезапно, как русло, а постепенно, причем в кольцевом пространстве между потоком и стенкой трубы образуются вихри, которые и являются причиной потерь энергии. Рассмотрим два сечения потока: 1-1 - в плоскости расширения трубы и 2-2 - в том месте, где поток, расширившись, заполнил все сечение широкой трубы. Так как поток между рассматриваемыми сечениями расширяется, то скорость его уменьшается, а давление возрастает. Поэтому второй пьезометр показывает высоту на ΔH большую, чем первый; но если бы потерь напора в данном месте не было, то второй пьезометр показал бы высоту большую еще на $h_{расш}$. Эта высота и есть местная потеря напора на расширение, которая определяется по формуле:

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

где S_1, S_2 - площадь поперечных сечений 1-1 и 2-2.

Это выражение является следствием *теоремы Борда*, которая гласит, что потеря напора при внезапном расширении русла равна скоростному напору, определенному по разности скоростей

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

Выражение $\left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2$ обозначается греческой буквой ζ (дзета) и называется коэффициентом потерь, таким образом

$$h_{расш} = \zeta \frac{v_1^2}{2g}$$

2. *Постепенное расширение русла.* Постепенно расширяющаяся труба называется диффузором (рис.4.10). Течение скорости в диффузоре сопровождается ее уменьшением и увеличением давления, а следовательно, преобразованием кинетической энергии жидкости в энергию давления. В диффузоре, так же как и при внезапном расширении русла, происходит

отрыв основного потока от стенки и вихреобразование. Интенсивность этих явлений возрастает с увеличением угла расширения диффузора α .

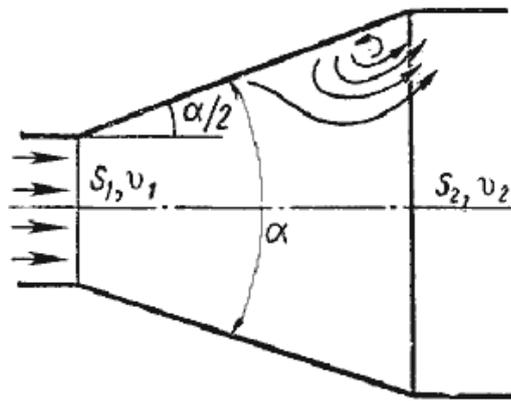


Рис. 4.10. Постепенное расширение трубы

Кроме того, в диффузоре имеются и обычные потери на трение, подобные тем, которые возникают в трубах постоянного сечения. Полную потерю напора в диффузоре рассматривают как сумму двух слагаемых:

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

где $h_{\text{тр}}$ и $h_{\text{расш}}$ - потери напора на трение и расширение (вихреобразование).

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

где $n = S_2/S_1 = (r_2/r_1)^2$ - степень расширения диффузора. Потеря напора на расширение $h_{\text{расш}}$ имеет ту же самую природу, что и при внезапном расширении русла

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

где k - коэффициент смятения, при $\alpha = 5 \dots 20^\circ$, $k = \sin \alpha$.

Учитывая это полную потерю напора можно переписать в виде:

$$h_{\text{диф}} = \left[\frac{\lambda_{\Gamma}}{8 \cdot \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) + k \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2 \right] \frac{v_1^2}{2g} = \zeta_{\text{диф}} \frac{v_1^2}{2g}$$

откуда коэффициент сопротивления диффузора можно выразить формулой

$$\zeta_{\text{диф}} = \frac{\lambda_{\Gamma}}{8 \cdot \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) + \sin \alpha \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2$$

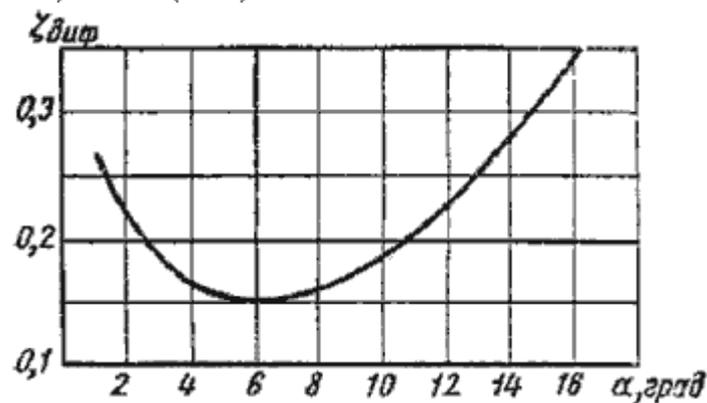


Рис. 4.11. Зависимость $\zeta_{\text{диф}}$ от угла

Функция $\zeta = f(\alpha)$ имеет минимум при некотором невыгоднейшем оптимальном значении угла α , оптимальное значение которого определится следующим выражением:

$$\alpha_{\text{опт}} = \arcsin \sqrt{\frac{n+1}{n-1} \cdot \frac{\lambda_{\Gamma}}{4}}$$

При подстановке в эту формулу $\lambda_{\Gamma} = 0,015 \dots 0,025$ и $n = 2 \dots 4$ получим $\alpha_{\text{опт}} = 6$ (рис.4.11).

3. *Внезапное сужение русла.* В этом случае потеря напора обусловлена трением потока при входе в более узкую трубу и потерями на вихреобразование, которые образуются в кольцевом пространстве вокруг суженной части потока (рис.4.12).

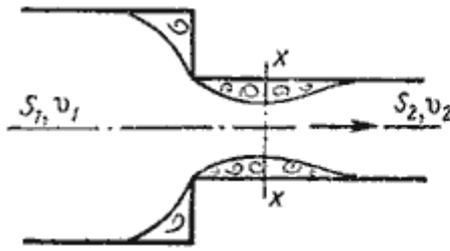
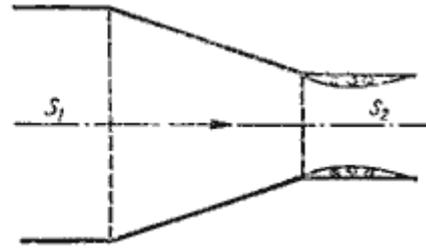


Рис. 4.12. Внезапное сужение трубы



4.13. Конфузор

Полная потеря напора определится по формуле ;

$$h_{суж} = \zeta_{суж} \frac{v_2^2}{2g}$$

где коэффициент сопротивления сужения определяется по полуэмпирической формуле И.Е. Идельчика:

$$\zeta_{суж} = 0,5 \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \right) = 0,5 \left(1 - \frac{1}{n} \right)$$

в которой $n = S_1/S_2$ - степень сужения.

При выходе трубы из резервуара больших размеров, когда можно считать, что $S_2/S_1 = 0$, а также при отсутствии закругления входного угла, коэффициент сопротивления $\zeta_{суж} = 0,5$.

4. *Постепенное сужение русла.* Данное местное сопротивление представляет собой коническую сходящуюся трубу, которая называется *конфузором* (рис.4.13). Течение жидкости в конфузоре сопровождается увеличением скорости и падением давления. В конфузоре имеются лишь потери на трение

$$h_{конф} = \frac{\lambda_{г}}{8 \cdot \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) \frac{v_2^2}{2g}$$

где коэффициент сопротивления конфузора определяется по формуле

$$\zeta_{конф} = \frac{\lambda_{г}}{8 \cdot \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right)$$

в которой $n = S_1/S_2$ - степень сужения.

Небольшое вихреобразование и отрыв потока от стенки с одновременным сжатием потока возникает лишь на выходе из конфузора в месте соединения конической трубы с цилиндрической. Закруглением входного угла можно значительно уменьшить потерю напора при входе в трубу. Конфузор с плавно сопряженными цилиндрическими и коническими частями называется *соплом* (рис.4.14).

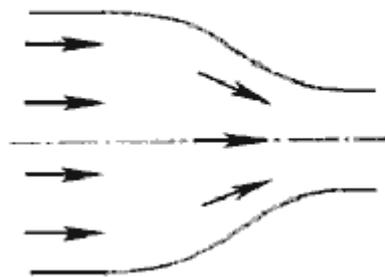


Рис. 4.14. Сопло

5. *Внезапный поворот трубы (колени).* Данный вид местного сопротивления (рис.4.15) вызывает значительные потери энергии, т.к. в нем происходят отрыв потока и вихреобразования, причем потери тем больше, чем больше угол δ . Потерю напора рассчитывают по формуле

$$h_{кол} = \zeta_{кол} \frac{v^2}{2g}$$

где $\zeta_{кол}$ - коэффициент сопротивления колена круглого сечения, который определяется по графику в зависимости от угла колена δ (рис.4.16).

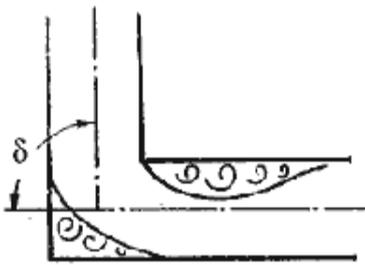


Рис. 4.15.

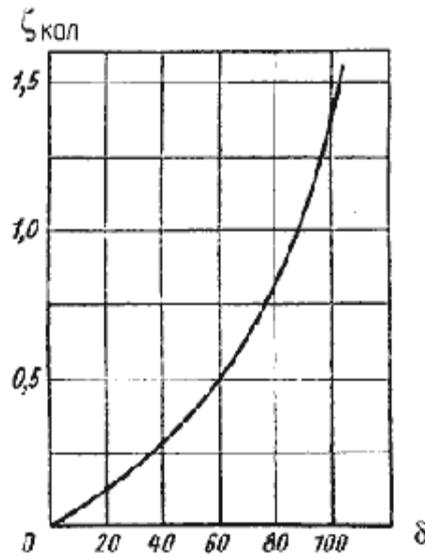


Рис. 4.16. Зависимости ζ_{kol} от угла δ

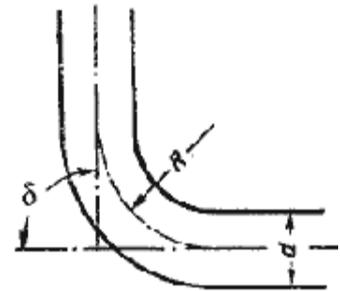


Рис. 4.17. Отвод

6. *Постепенный поворот трубы (закругленное колено или отвод)*. Плавность поворота значительно уменьшает интенсивность вихреобразования, а следовательно, и сопротивление отвода по сравнению с коленом. Это уменьшение тем больше, чем больше относительный радиус кривизны отвода R/d (рис.4.17). Коэффициент сопротивления отвода $\zeta_{отв}$ зависит от отношения R/d , угла δ , а также формы поперечного сечения трубы.

Для отводов круглого сечения с углом $\delta = 90^\circ$ и $R/d \geq 1$ при турбулентном течении можно воспользоваться эмпирической формулой:

$$\zeta'_{отв} = 0,051 + \frac{0,19d}{R}$$

Для углов $\delta \leq 70^\circ$ коэффициент сопротивления

$$\zeta_{отв} = 0,9 \zeta'_{отв} \sin \delta$$

а при $\delta \geq 100^\circ$

$$\zeta_{отв} = \left(0,7 + \frac{\delta}{90} 0,35 \right) \zeta'_{отв}$$

Потеря напора в колене определится как

$$h_{отв} = \zeta_{отв} \frac{v^2}{2g}$$

Все выше изложенное относится к турбулентному движению жидкости. При ламинарном движении местные сопротивления играют малую роль при определении общего сопротивления трубопровода. Кроме этого закон сопротивления при ламинарном режиме является более сложным и исследован в меньшей степени.

Раздел 5. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЙ, НАСАДКОВ И ИЗ-ПОД ЗАТВОРОВ

Рассмотрим различные случаи истечения жидкости из резервуаров, баков, котлов через отверстия и насадки (коротки трубки различной формы) в атмосферу или пространство, заполненное газом или той же жидкостью. В процессе такого истечения запас потенциальной энергии, которым обладает жидкость, находящаяся в резервуаре, превращается в кинетическую энергию свободной струи.

Основным вопросом, который интересует в данном случае, является определение скорости истечения и расхода жидкости для различных форм отверстий и насадков.

Тема 5.1. Истечение через малые отверстия в тонкой стенке при постоянном напоре

Рассмотрим большой резервуар с жидкостью под давлением P_0 , имеющий малое круглое отверстие в стенке на достаточно большой глубине H_0 от свободной поверхности (рис.5.1).

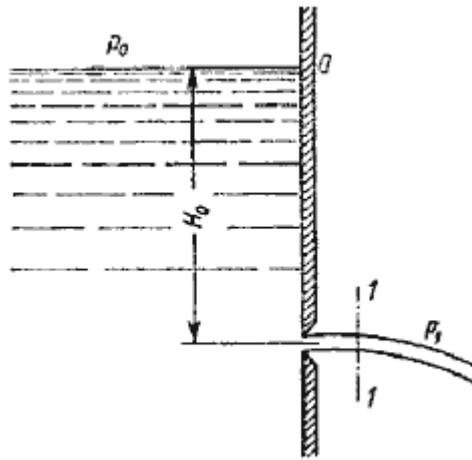


Рис. 5.1. Истечение из резервуара через малое отверстие

Жидкость вытекает в воздушное пространство с давлением P_1 . Пусть отверстие имеет форму, показанную на рис.5.2, а, т.е. выполнено в виде сверления в тонкой стенке без обработки входной кромки или имеет форму, показанную на рис.5.2, б, т.е. выполнено в толстой стенке, но с заострением входной кромки с внешней стороны. Струя, отрываясь от кромки отверстия, несколько сжимается (рис.5.2, а). Такое сжатие обусловлено движением жидкости от различных направлений, в том числе и от радиального движения по стенке, к осевому движению в струе.

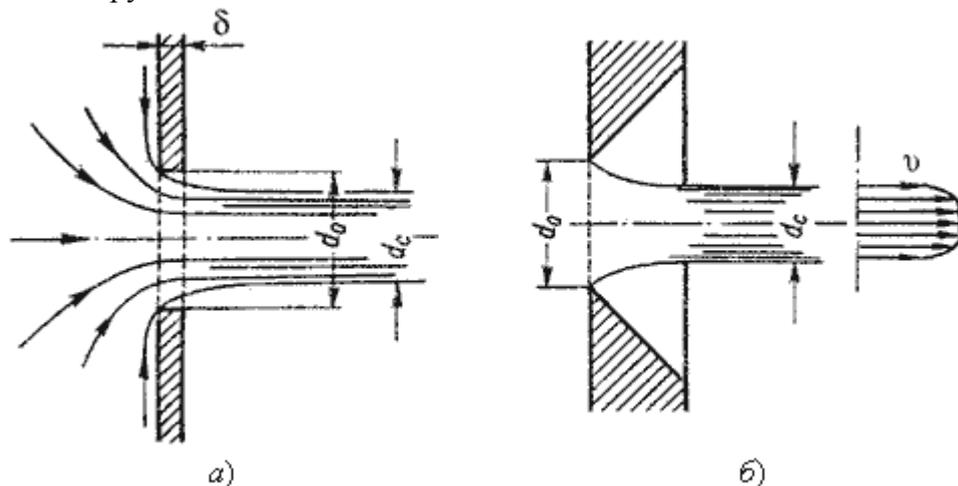


Рис. 5.2. Истечение через круглое отверстие

Степень сжатия оценивается коэффициентом сжатия.

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S_o} = \left(\frac{d_c}{d_o} \right)^2$$

где S_c и S_o - площади поперечного сечения струи и отверстия соответственно; d_c и d_o - диаметры струи и отверстия соответственно.

Скорость истечения жидкости через отверстие такое отверстие

$$v = \varphi \sqrt{2gH}$$

где H - напор жидкости, определяется как

$$H = H_0 + \frac{P_0 - P_1}{\rho g}$$

φ - коэффициент скорости

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}}$$

где

α

-

коэффициент

Кориолиса;

ζ - коэффициент сопротивления отверстия.

Расход жидкости определяется как произведение действительной скорости истечения на фактическую площадь сечения:

$$Q = S_c v = \underbrace{\varepsilon S_o}_{S_c} \underbrace{\varphi \sqrt{2gH}}_v$$

Произведение ε и φ принято обозначать буквой μ и называть коэффициентом расхода, т.е. $\mu = \varepsilon\varphi$.

В итоге получаем расход

$$Q = \mu S_o \sqrt{2gH} = \mu S_o \sqrt{2 \frac{\Delta P}{\rho}}$$

где ΔP - расчетная разность давлений, под действием которой происходит истечение.

При помощи этого выражения решается основная задача - определяется расход.

Значение коэффициента сжатия ε , сопротивления ζ , скорости φ и расхода μ для круглого отверстия можно определить по эмпирически построенным зависимостям. На рис.5.3 показаны зависимости коэффициентов ε , ζ и μ от числа Рейнольдса, подсчитанного для идеальной скорости

$$Re_u = \frac{d \sqrt{2gH}}{\nu}$$

где ν - кинематическая вязкость.

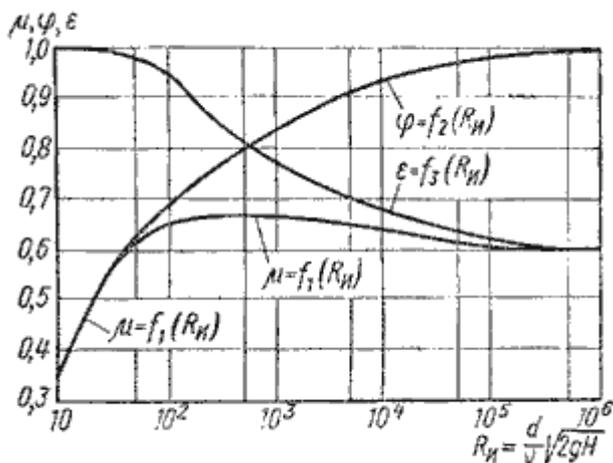


Рис. 5.3. Зависимость ε , φ и от числа Re_u

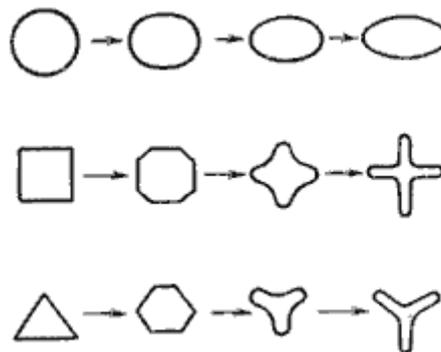


Рис. 5.4. Инверсия струй

При истечении струи в атмосферу из малого отверстия в тонкой стенке происходит изменение формы струи по ее длине, называемое *инверсией струи* (рис.5.4). Обуславливается это явление в основном действием сил поверхностного натяжения на вытекающие криволинейные струйки и различными условиями сжатия по периметру отверстия. Инверсия больше всего проявляется при истечении из некруглых отверстий.

Тема 5.2. Истечение при несовершенном сжатии

Несовершенное сжатие наблюдается в том случае, когда на истечение жидкости через отверстие и на формирование струи оказывает влияние близость боковых стенок резервуара (рис.5.5).

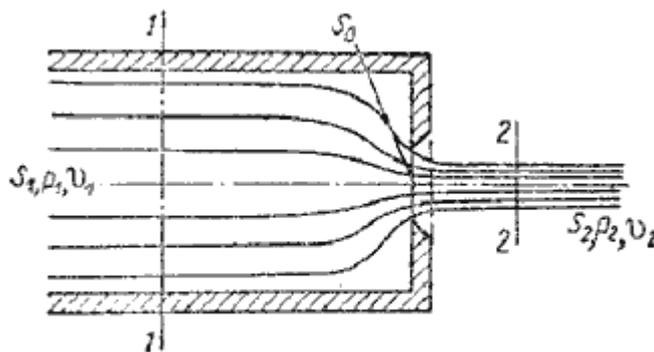


Рис. 5.5. Схема несовершенного сжатия струи

Так как боковые стенки частично направляют движение жидкости при подходе к отверстию, то струя по выходе из отверстия сжимается в меньшей степени, чем из резервуара неограниченных размеров, как это было описано в п.5.1.

При истечении жидкостей из цилиндрического резервуара круглого сечения через круглое отверстие, расположенное в центре торцевой стенки, при больших числах Re коэффициент сжатия для идеальной жидкости можно найти по формуле, представленной Н.Е. Жуковским:

$$\varepsilon_1 = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - n}$$

где n - отношение площади отверстия S_o к площади поперечного сечения резервуара S_1

$$n = \frac{S_o}{S_1}$$

Расход жидкости при несовершенном сжатии

$$Q = \mu_1 S_o \sqrt{2gH}$$

где напор H нужно находить с учетом скоростного напора в резервуаре

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

Тема 5.3. Истечение под уровень

Часто приходится иметь дело с истечением жидкости не в атмосферу, а в пространство, заполненное этой же жидкостью (рис.5.6). такой случай называется *истечением под уровень*, или истечением через затопленное отверстие.

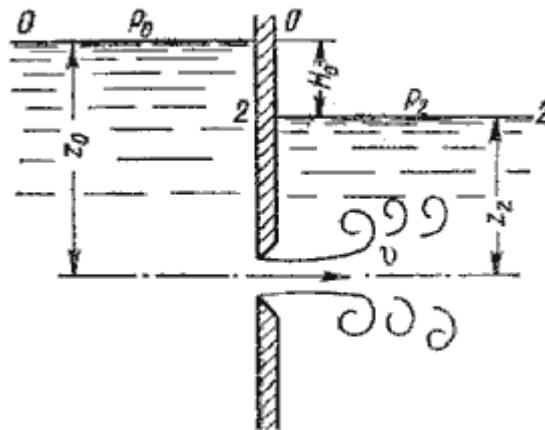


Рис. 5.6. Истечение по уровень

В этом случае вся кинетическая энергия струи теряется на вихреобразование, как при внезапном расширении.

Скорость истечения в сжатом сечении струи

$$v = \varphi \sqrt{2gH}$$

где φ - коэффициент скорости;

H - расчетный напор,

$$H = H_0 + \frac{P_0 - P_2}{\rho g}$$

Расход жидкости равен

$$Q = S_c v = \underbrace{\varepsilon S_o}_{S_c} \underbrace{\varphi \sqrt{2gH}}_v = \mu S_o \sqrt{2gH}$$

Таким образом, имеем те же расчетные формулы, что и при истечении в воздух (газ), только расчетный напор H в данном случае представляет собой разность гидростатических напоров по обе стенки, т.е. скорость и расход жидкости в данном случае не зависят от высот расположения отверстия.

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

Тема 5.4. Истечение через насадки при постоянном напоре

Внешним цилиндрическим насадком называется короткая трубка длиной, равной нескольким диаметрам без закругления входной кромки (рис. 5.7). На практике такой насадок часто получается в тех случаях, когда выполняют сверление в толстой стенке и не обрабатывают входную кромку. Истечение через такой насадок в газовую среду может происходить в двух режимах.

Первый режим - *безотрывный режим*. При истечении струя, после входа в насадок сжимается примерно так же, как и при истечении через отверстие в тонкой стенке. Затем струя постепенно расширяется до размеров отверстия из насадка выходит полным сечением (рис.5.7).

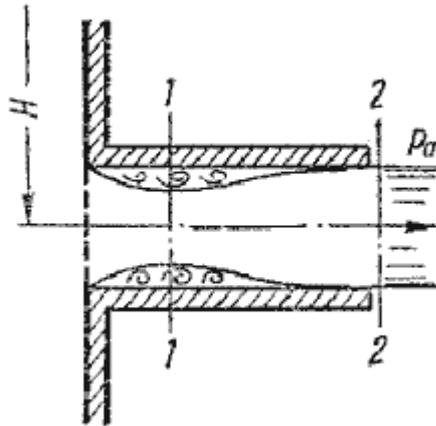


Рис. 5.7. Истечение через насадок

Коэффициент расхода μ , зависящий от относительной длины насадка l/d и числа Рейнольдса, определяется по эмпирической формуле:

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

Так как на выходе из насадка диаметр струи равен диаметру отверстия, то коэффициент сжатия $\epsilon = 1$ и, следовательно, $\mu = \varphi$, а коэффициент сопротивления $\zeta = 0,5$.

Если составить уравнение Бернулли для сжатого сечения 1-1 и сечения за насадком 2-2 и преобразовать его, то можно получить падение давления внутри насадка

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

При некотором критическом напоре $H_{кр}$ абсолютное давление внутри насадка (сечение 1-1) становится равным нулю ($P_1 = 0$), и поэтому

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

Следовательно, при $H > H_{кр}$ давление P_1 должно было бы стать отрицательным, но так как в жидкостях отрицательных давлений не бывает, то первый режим движения становится невозможным. Поэтому при $H \approx H_{кр}$ происходит изменение режима истечения, переход от первого режима ко второму (рис.5.8).

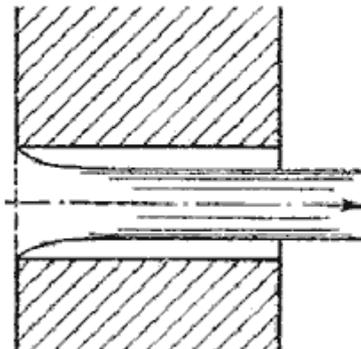


Рис. 5.8. Второй режим истечения через насадок

Второй режим характеризуется тем, что струя после сжатия уже не расширяется, а сохраняет цилиндрическую форму и перемещается внутри насадка, не соприкасаясь с его стенками. Истечение становится точно таким же, как и из отверстия в тонкой стенке, с теми же значениями коэффициентов. Следовательно, при переходе от первого режима ко второму скорость возрастает, а расход уменьшается благодаря сжатию струи.

При истечении через цилиндрический насадок под уровень первый режим истечения не будет отличаться от описанного выше. Но при $H > H_{кр}$ перехода ко второму режиму не происходит, а начинается кавитационный режим.

Таким образом, внешний цилиндрический насадок имеет существенные недостатки: на первом режиме - большое сопротивление и недостаточно высокий коэффициент расхода, а на втором - очень низкий коэффициент расхода. Недостатком также является возможность кавитации при истечении под уровень.

Внешний цилиндрический насадок может быть значительно улучшен путем закругления входной кромки или устройства конического входа. На рис.5.9 даны различные типы насадков и указаны значения соответствующих коэффициентов.

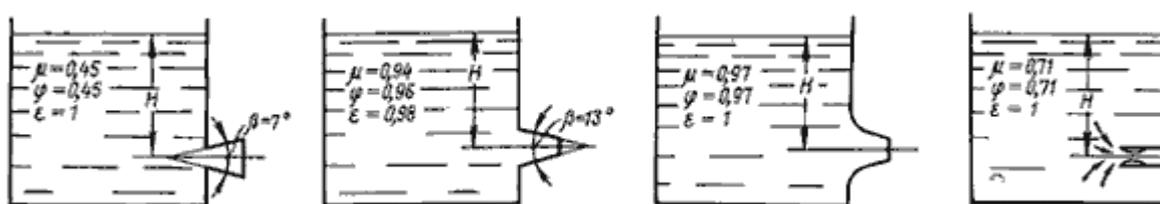


Рис. 5.9. Истечение жидкости через насадки а - расширяющиеся конические; б - сужающиеся конические; в - коноидальные; г - внутренние цилиндрические

Конически сходящиеся и коноидальные насадки применяют там, где необходимо получить хорошую компактную струю сравнительно большой длины при малых потерях энергии (в напорных брандспойтах, гидромониторах и т.д.). Конически сходящиеся насадки используют для увеличения расхода истечения при малых выходных скоростях.

Тема 5.5. Истечения через отверстия и насадки при переменном напоре (опорожнение сосудов)

Рассмотрим случай опорожнения открытого в атмосферу сосуда при постоянно уменьшающемся напоре, при котором течение является неустановившемся (рис.5.10).

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

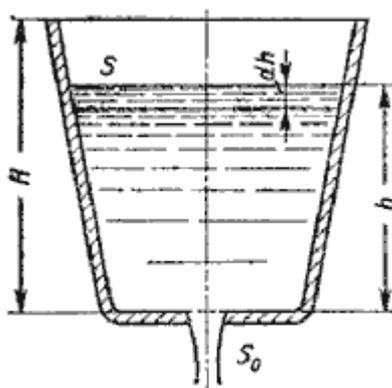


Рис. 5.10. Схема опорожнения резервуара

Обозначим переменную высоту уровня жидкости в сосуде за h , площадь сечения резервуара на этом уровне S , площадь отверстия S_0 , и взяв бесконечно малый отрезок времени dt , можно записать следующее уравнение объемов:

$$S dh = -Q dt$$

или

$$S dh = - \underbrace{\mu S_0 \sqrt{2gh}}_{-Q} \cdot dt$$

где dh - изменение уровня жидкости за время dt .

Отсюда время полного опорожнения сосуда высотой H

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

Если будет известен закон изменения площади S по высоте h , то интеграл можно подсчитать. Для призматического сосуда $S = const$ (рис.5.11), следовательно, время его полного опорожнения

$$t = \frac{2SH}{\mu S_0 \sqrt{2gH}}$$

Из этого выражения следует, что время полного опорожнения призматического сосуда в два раза больше времени истечения того же объема жидкости при постоянном напоре, равном первоначальному.

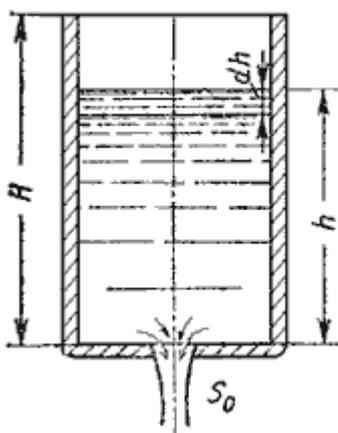


Рис. 5.11. Опорожнение призматического резервуара

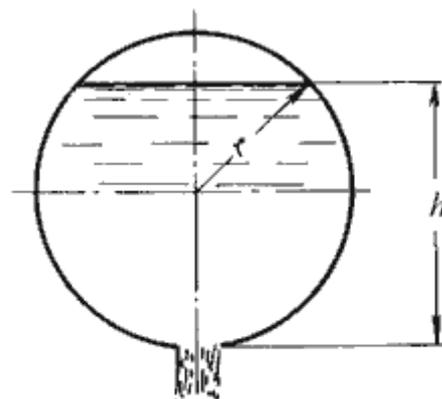


Рис. 5.12. Опорожнение непризматического резервуара

Для определения времени истечения жидкости из горизонтального цилиндрического сосуда (цистерны) (рис. 5.12) выразим зависимость переменной площади S от h :

$$S = 2l \sqrt{h(D-h)}$$

где l - длина цистерны; D - диаметр цистерны.

Тогда время полного опорожнения такой цистерны, т.е. время изменения напора от $h_1 = D$ до $h_2 = 0$, получится равным

$$t = \frac{4lD\sqrt{D}}{3\mu S_0 \sqrt{2g}}$$

Тема 5.6. Истечение из-под затвора в горизонтальном лотке

Во многих водозаборных и водопропускных гидротехнических сооружениях расходы воды проходят через отверстия, перекрываемые затворами. Затворы поднимают на определенную высоту над дном и пропускают через отверстия необходимые расходы. Чаще всего на гидромелиоративных сооружениях устраивают отверстия прямоугольного сечения, истечение из которых и рассмотрим.

Отверстия могут быть незатопленными (истечение свободное) и затопленными, когда уровень воды за затвором влияет на истечение.

Если отверстие незатопленное, то вытекающая из-под затвора струя находится под атмосферным давлением (рис. 5.13). При истечении через затопленное отверстие струя за затвором находится под некоторым слоем воды (рис. 5.14).

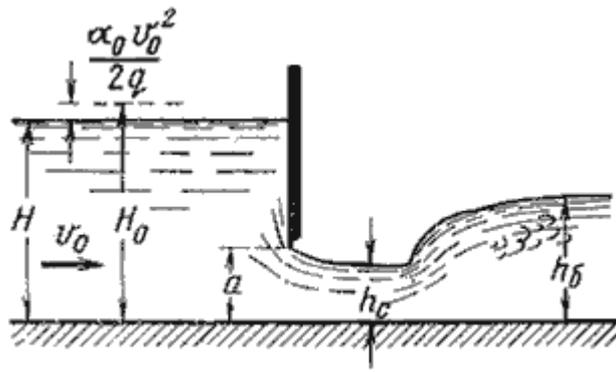


Рис. 5.13. Истечение из-под затвора через незатопленное отверстие

Когда затвор приподнят над дном, вытекающая из-под него струя испытывает сжатие в вертикальной плоскости. На расстоянии, примерно равном высоте отверстия a (высоте поднятия затвора), наблюдается наиболее сжатое сечение. Глубина в сжатом сечении h_c связана с высотой отверстия a следующей зависимостью:

$$h_c = \varepsilon' a$$

где ε' - коэффициент вертикального сжатия струи.

Коэффициент вертикального сжатия ε' зависит от отношения высоты отверстия a к напору (глубине воды перед затвором) H . Для ориентировочных расчетов можно принимать $\varepsilon' = 0,64$.

Если составить уравнение Бернулли для сечений, проведенных перед затвором и в сжатом сечении, после преобразований получим:

$$v_c = \varphi \sqrt{2g(H_0 - h_c)}$$

где φ - коэффициент скорости,

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha_c + \zeta_c}}$$

где H_0 - напор с учетом скорости подхода,

$$H_0 = H + \alpha_0 \frac{v_0^2}{2g}$$

Тогда расход при истечении из-под затвора при незатопленном отверстии определится по формуле:

$$Q = S_{отв} v_c = ab \varepsilon' \varphi \sqrt{2g(H_0 - h_c)}$$

где S - площадь отверстия, $S = ab$.

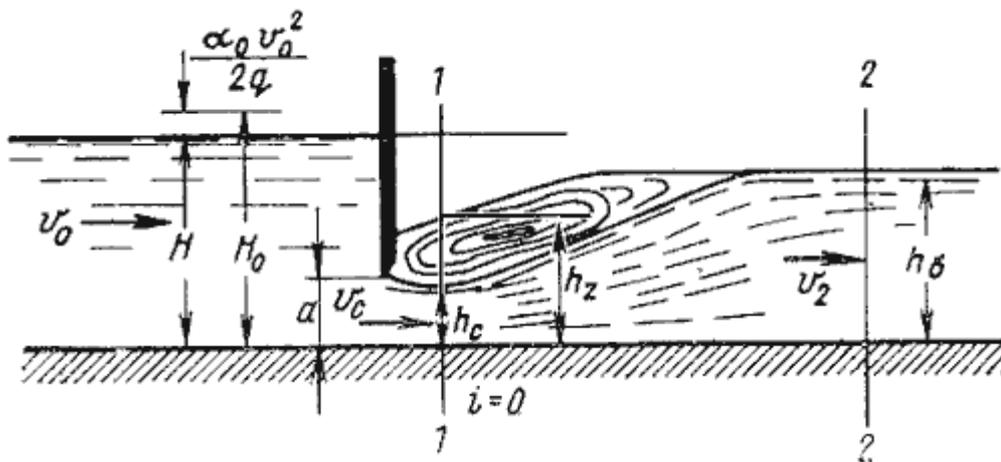


Рис. 5.14. Истечение из-под затвора при затопленном отверстии

При истечении через затопленное отверстие (рис. 5.14) расход определится по формуле:

$$Q = ab \mu \sqrt{2g(H_0 - h_z)}$$

где h_z - глубина в том сечении, где наблюдается максимальное сжатие истекающей из-под затвора струи.

Глубина h_z определяется из зависимости

$$h_z = \sqrt{h_0^2 - M \left(H_0 - \frac{M}{4} \right)} + \frac{M}{2}$$

в которой

$$M = 4\mu^2 \alpha^2 \frac{h_0 - h_c}{h_0 h_c}$$

а h_0 - глубина в отводящем канале (бытовая глубина).

Тема 5.7. Давление струи жидкости на ограждающие поверхности

Если вытекающая из отверстия или насадка струя попадает на неподвижную стенку, то она с определенным давлением воздействует на нее. Основное уравнение, по которому вычисляется давление струи на площадку, имеет вид

$$P = \frac{\gamma}{g} Qv$$

На рис. 5.15 приведены наиболее часто встречающиеся в практике ограждающие поверхности (преграды) и уравнения, по которым вычисляется давление струи на соответствующую поверхность.

Величина давления струи, естественно, зависит от расстояния насадка до преграды. С увеличением расстояния струя рассеивается и давление уменьшается. Соответствующие исследования показывают, что в данном случае струя может быть разбита на три характерные части: компактную, раздробленную и распыленную (рис.5.16).

В пределах компактной части сохраняется цилиндрическая форма струи без нарушения сплошности движения. В пределах раздробленной части сплошность потока нарушается, причем струя постепенно расширяется. Наконец, в пределах распыленной части струи происходит окончательный распад потока на отдельные капли.

a)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv$
б)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv(1 - \cos \beta)$
в)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv(1 - \cos \beta)$
г)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv(1 + \cos \beta)$
д)		$P = \frac{2\gamma}{g} Qv$
е)		$P = \frac{2\gamma}{g} Qv$
ж)		$P = \frac{\gamma}{g} Qv \sin \alpha$

Рис. 5.15. Взаимодействие струи жидкости с неподвижной поверхностью



Рис. 5.16. Составные части свободной струи

Раздел 6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОСТЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

При расчетах напорных трубопроводов основной задачей является либо определение пропускной способности (расхода), либо потери напора на том или ином участке, равно как и на всей длине, либо диаметра трубопровода на заданных расходе и потерях напора.

В практике трубопроводы делятся на *короткие* и *длинные*. К первым относятся все трубопроводы, в которых местные потери напора превышают 5...10% потерь напора по длине. При расчетах таких трубопроводов обязательно учитывают потери напора в местных сопротивлениях. К ним относят, к примеру, маслопроводы объемных передач.

Ко вторым относятся трубопроводы, в которых местные потери меньше 5...10% потерь напора по длине. Их расчет ведется без учета местных потерь. К таким трубопроводам относятся, например, магистральные водоводы, нефтепроводы.

Учитывая гидравлическую схему работы длинных трубопроводов, их можно разделить также на *простые* и *сложные*. Простыми называются последовательно соединенные трубопроводы одного или различных сечений, не имеющих никаких ответвлений. К сложным трубопроводам относятся системы труб с одним или несколькими ответвлениями, параллельными ветвями и т.д. К сложным относятся и так называемые кольцевые трубопроводы.

Тема 6.1. Простой трубопровод постоянного сечения

Жидкость по трубопроводу движется благодаря тому, что ее энергия в начале трубопровода больше, чем в конце. Этот перепад уровней энергии может создаваться несколькими способами: работой насоса, разностью уровней жидкости, давлением газа.

Рассмотрим простой трубопровод постоянного сечения, который расположен произвольно в пространстве (рис. 6.1), имеет общую длину l и диаметр d , а также содержит ряд местных сопротивлений (вентиль, фильтр и обратный клапан). В начальном сечении трубопровода 1-1 геометрическая высота равна z_1 и избыточное давление P_1 , а в конечном сечении 2-2 - соответственно z_2 и P_2 . Скорость потока в этих сечениях вследствие постоянства диаметра трубы одинакова и равна v .

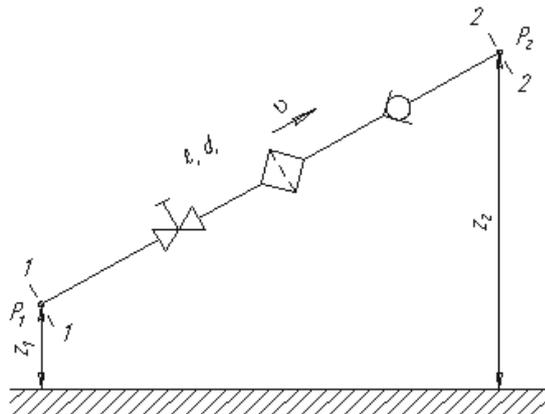


Рис. 6.1. Схема простого трубопровода

Запишем уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2. Поскольку скорость в обоих сечениях одинакова и $\alpha_1 = \alpha_2$, то скоростной напор можно не учитывать. При этом получим

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \sum h$$

или

$$\frac{P_1}{\rho g} = z_2 - z_1 + \frac{P_2}{\rho g} + \sum h$$

Пьезометрическую высоту, стоящую в левой части уравнения, назовем *потребным напором* $H_{потр}$. Если же эта пьезометрическая высота задана, то ее называют *располагаемым напором* $H_{расч}$. Такой напор складывается из геометрической высоты $H_{потр}$, на которую поднимается жидкость, пьезометрической высоты в конце трубопровода и суммы всех потерь напора в трубопроводе.

Назовем сумму первых двух слагаемых *статическим напором*, который представим как некоторую эквивалентную геометрическую высоту

$$H_{ст} = \Delta z + \frac{P_2}{\rho g}$$

а последнее слагаемое $\sum h$ - как степенную функцию расхода

$$\sum h = KQ^m$$

тогда

$$H_{потр} = H_{ст} + KQ^m$$

где K - величина, называемая сопротивлением трубопровода;

Q - расход жидкости;

m - показатель степени, который имеет разные значения в зависимости от режима течения.

Для ламинарного течения при замене местных сопротивлений эквивалентными длинами сопротивление трубопровода равно

$$K = \frac{128\nu\ell_{расч}}{\pi g d^4} \quad \text{и} \quad m = 1$$

где $\ell_{расч} = l + \ell_{эkv}$.

Численные значения эквивалентных длин $\ell_{эkv}$ для различных местных сопротивлений обычно находят опытным путем.

Для турбулентного течения, используя формулу Вейсбаха-Дарси, и выражая в ней скорость через расход, получаем

$$K = \left(\sum \zeta + \lambda_r \frac{\ell}{d} \right) \frac{16}{2g\pi^2 d^4} \quad \text{и} \quad m = 2$$

По этим формулам можно построить кривую потребного напора в зависимости от расхода. Чем больше расход Q , который необходимо обеспечить в трубопроводе, тем больше требуется потребный напор $H_{потр}$. При ламинарном течении эта кривая изображается прямой линией (рис.6.2, а), при турбулентном - параболой с показателем степени равном двум (рис.6.2, б).

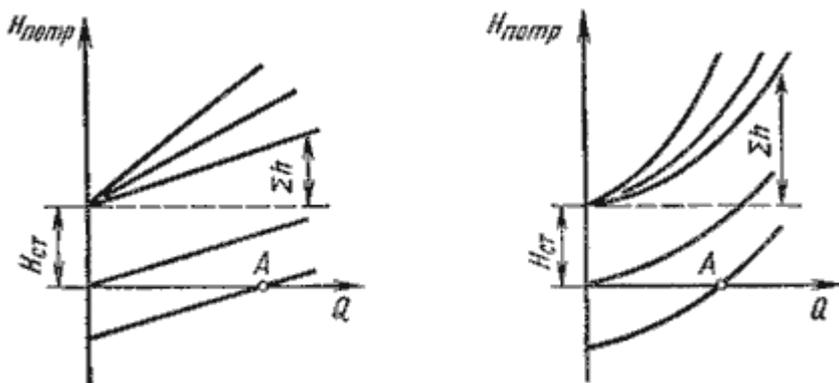


Рис.6.2. Зависимости потребных напоров от расхода жидкости в трубопроводе

Крутизна кривых потребного напора зависит от сопротивления трубопровода K и возрастает с увеличением длины трубопровода и уменьшением диаметра, а также с увеличением местных гидравлических сопротивлений.

Величина статического напора $H_{ст}$ положительна в том случае, когда жидкость движется вверх или в полость с повышенным давлением, и отрицательна при опускании жидкости или движении в полость с пониженным давлением. Точка пересечения кривой требуемого напора с осью абсцисс (точка A) определяет расход при движении жидкости самотеком. Потребный напор в этом случае равен нулю.

Иногда вместо кривых требуемого напора удобнее пользоваться характеристиками трубопровода. *Характеристикой трубопровода* называется зависимость суммарной потери напора (или давления) в трубопроводе от расхода:

$$\Sigma h = f(q)$$

Тема 6.2. Соединения простых трубопроводов

Простые трубопроводы могут соединяться между собой, при этом их соединение может быть *последовательным* или *параллельным*.

Последовательное соединение. Возьмем несколько труб различной длины, разного диаметра и содержащих разные местные сопротивления, и соединим их последовательно (рис. 6.3, а).

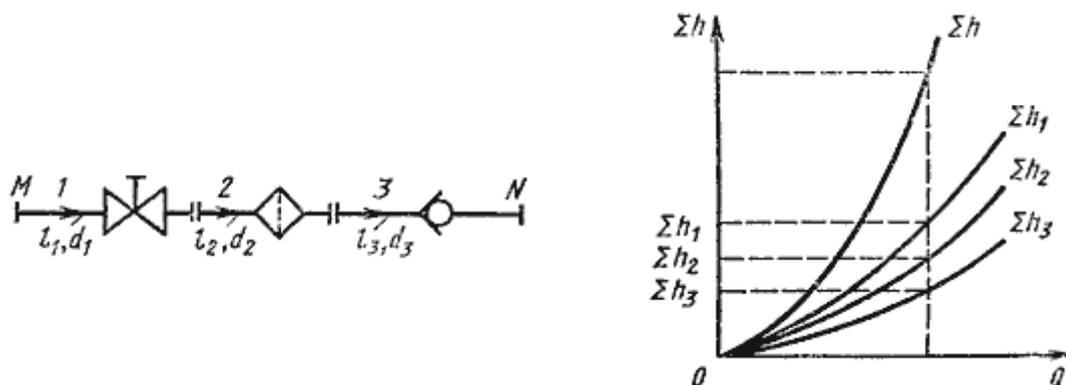


Рис. 6.3. Последовательное соединение трубопроводов

При подаче жидкости по такому составному трубопроводу от точки M к точке N расход жидкости Q во всех последовательно соединенных трубах 1, 2 и 3 будет одинаков, а полная потеря напора между точками M и N равна сумме потерь напора во всех последовательно соединенных трубах. Таким образом, для последовательного соединения имеем следующие основные уравнения:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q$$

$$\Sigma_{M-N}^h = \Sigma_1^h + \Sigma_2^h + \Sigma_3^h$$

Эти уравнения определяют правила построения характеристик последовательного соединения труб (рис. 6.3, б). Если известны характеристики каждого трубопровода, то по ним можно построить характеристику всего последовательного соединения $M-N$. Для этого нужно сложить ординаты всех трех кривых.

Параллельное соединение. Такое соединение показано на рис. 6.4, а. Трубопроводы 1, 2 и 3 расположены горизонтально.

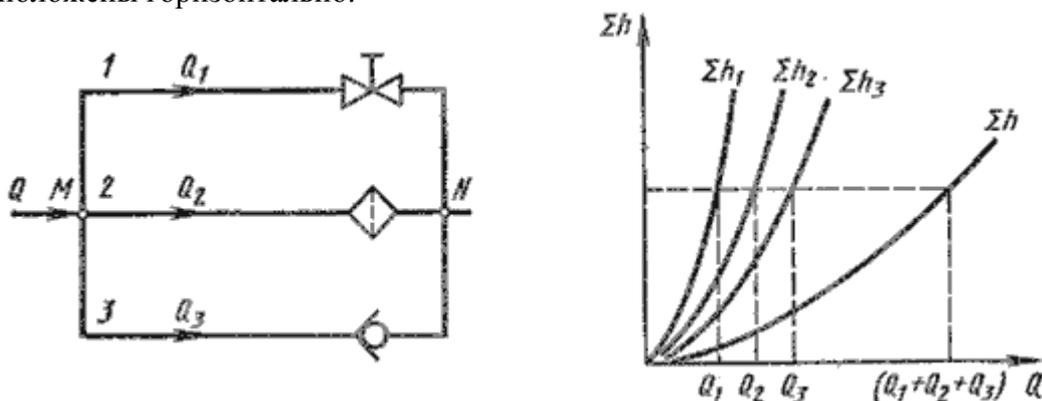


Рис. 6.4. Параллельное соединение трубопроводов

Обозначим полные напоры в точках M и N соответственно H_M и H_N , расход в основной магистрали (т.е. до разветвления и после слияния) - через Q , а в параллельных трубопроводах через Q_1, Q_2 и Q_3 ; суммарные потери в этих трубопроводах через Σ_1, Σ_2 и Σ_3 .

Очевидно, что расход жидкости в основной магистрали

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3$$

Выразим потери напора в каждом из трубопроводов через полные напоры в точках M и N : $\Sigma^h_1 = H_M - H_N$; $\Sigma^h_2 = H_M - H_N$; $\Sigma^h_3 = H_M - H_N$

Отсюда делаем вывод, что

$$\Sigma^h_1 = \Sigma^h_2 = \Sigma^h_3$$

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

$$\Sigma^h_1 = K_1 Q_1^m, \Sigma^h_2 = K_2 Q_2^m, \Sigma^h_3 = K_3 Q_3^m$$

где K и m - определяются в зависимости от режима течения.

Из двух последних уравнений вытекает следующее правило: для построения характеристики параллельного соединения нескольких трубопроводов следует сложить абсиссы (расходы) характеристик этих трубопроводов при одинаковых ординатах (Σh). Пример такого построения дан на рис. 6.3, б.

Разветвленное соединение. Разветвленным соединением называется совокупность нескольких простых трубопроводов, имеющих одно общее сечение - место разветвления (или смыкания) труб.

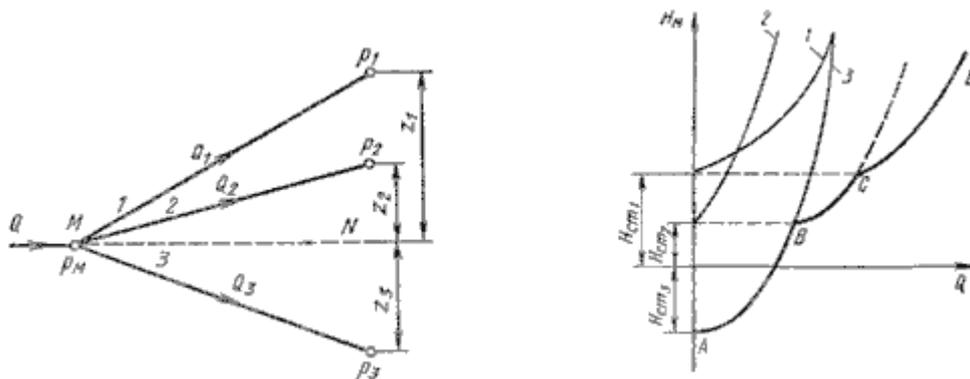


Рис. 6.5. Разветвленный трубопровод

Пусть основной трубопровод имеет разветвление в сечении $M-M$, от которого отходят, например, три трубы 1, 2 и 3 разных диаметров, содержащие различные местные сопротивления (рис. 6.5, а). Геометрические высоты z_1, z_2 и z_3 конечных сечений и давления P_1, P_2 и P_3 в них будут также различны.

Так же как и для параллельных трубопроводов, общий расход в основном трубопроводе будет равен сумме расходов в каждом трубопроводе:

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3$$

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

$$H_M = z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \Sigma h_1$$

Обозначив сумму первых двух членов через H_{cm} и выражая третий член через расход (как это делалось в п.6.1), получаем

$$H_M = H_{cm1} + KQ_1^m$$

Аналогично для двух других трубопроводов можно записать

$$H_M = H_{cm2} + KQ_2^m$$

$$H_M = H_{cm3} + KQ_3^m$$

Таким образом, получаем систему четырех уравнений с четырьмя неизвестными: Q_1, Q_2 и Q_3 и H_M .

Построение кривой потребного напора для разветвленного трубопровода выполняется сложением кривых потребных напоров для ветвей по правилу сложения характеристик параллельных трубопроводов (рис. 6.5, б) - сложением абсцисс (Q) при одинаковых ординатах (H_M). Кривые потребных напоров для ветвей отмечены цифрами 1, 2 и 3, а суммарная кривая

потребного напора для всего разветвления обозначена буквами $ABCD$. Из графика видно, что условием подачи жидкости во все ветви является неравенство $H_M > H_{cm1}$.

Тема 6.3. Сложные трубопроводы

Сложный трубопровод в общем случае составлен из простых трубопроводов с последовательным и параллельным их соединением (рис. 6.6, а) или с разветвлениями (рис. 6.6, б).

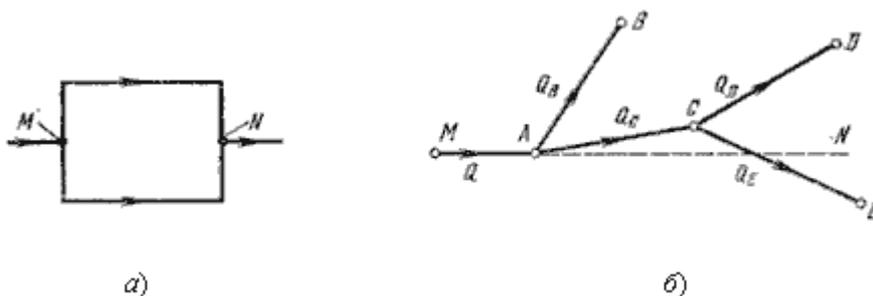


Рис. 6.6. Схемы сложных трубопроводов

Рассмотрим разомкнутый сложный трубопровод (рис. 6.6, б). магистральный трубопровод разветвляется в точках A и C . Жидкость подается к точкам (сечениям) B , D и E с расходами Q_B и Q_D и Q_E .

Пусть известны размеры магистралей и всех ветвей (простых трубопроводов), заданы все местные сопротивления, а также геометрические высоты конечных точек, отсчитываемые от плоскости $M - N$ и избыточные давления в конечных точках P_B и P_D и P_E .

Для этого случая возможны два вида задач:

Задача 1. Дан расход Q в основной магистрали MA . Необходимо определить расходы Q_B и Q_D и Q_E , а также потребный напор в точке M .

$$H_{\text{потр}} = H_M = \frac{P_M}{\rho g}$$

Задача 2. Дан напор в точке M . Определить расход в магистрали Q и расходы в каждой ветви.

Обе задачи решают на основе одной и той же системы уравнений, число которых на единицу больше числа конечных ветвей, а именно:

уравнение расходов:

$$Q = Q_B + Q_D + Q_E$$

уравнение равенства потребных напоров для ветвей CD и CE

$$H_{cmD} + K_{CD}Q_D^m = H_{cmE} + K_{CE}Q_E^m$$

уравнение равенства потребных напоров для ветви AB и сложного трубопровода $ACED$

$$H_{cmB} + K_{AB}Q_B^m = H_{cmD} + K_{CD}Q_D^m + K_{AC}(Q_D + Q_E)^m$$

выражение для потребного напора в точке M

$$H_M = \frac{P_M}{\rho g} = K_{MA}Q^m + H_{cmB} + K_{AB}Q_B^m$$

Расчет сложных трубопроводов часто выполняют графоаналитическим способом, т.е. с применением кривых потребного напора и характеристик трубопроводов. Кривую потребного напора для сложного трубопровода следует строить следующим образом:

- 1) сложный трубопровод разбивают на ряд простых;
- 2) строят кривые потребных напоров для каждого из простых трубопроводов;
- 3) складывают кривые потребных напоров для ветвей (и параллельных линий, если они имеются) по правилу сложения характеристик параллельных трубопроводов;
- 4) полученную кривую складывают с характеристикой последовательно присоединенного трубопровода по соответствующему правилу (см. п.6.2).

Таким образом, при расчете идут от конечных точек трубопровода к начальной точке, т.е. против течения жидкости.

Сложный кольцевой трубопровод. Представляет собой систему смежных замкнутых контуров, с отбором жидкости в узловых точках или с непрерывной раздачей жидкости на отдельных участках (рис. 6.7).

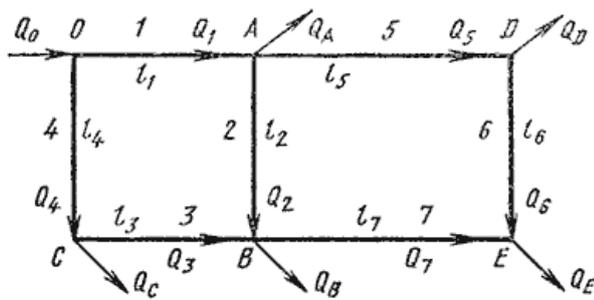


Рис. 6.7. Схема сложного кольцевого трубопровода

Задачи для таких трубопроводов решают аналогичным методом с применением электроаналогий (закон Кирхгофа). При этом основываются на двух обязательных условиях. Первое условие - баланс расходов, т.е. равенство притока и оттока жидкости для каждой узловой точки. Второе условие - баланс напоров, т.е. равенство нулю алгебраической суммы потерь напора для каждого кольца (контура) при подсчете по направлению движения часовой стрелки или против нее.

Для расчета таких трубопроводов типичной является следующая задача. Дан максимальный напор в начальной точке, т.е. в точке 0, минимальный напор в наиболее удаленной точке E, расходы во всех шести узлах и длины семи участков. Требуется определить диаметры трубопроводов на всех участках.

Тема 6.4. Трубопроводы с насосной подачей жидкостей

Как уже отмечалось выше, перепад уровней энергии, за счет которого жидкость течет по трубопроводу, может создаваться работой насоса, что широко применяется в машиностроении. Рассмотрим совместную работу трубопровода с насосом и принцип расчета трубопровода с насосной подачей жидкости.

Трубопровод с насосной подачей жидкости может быть *разомкнутым*, т.е. по которому жидкость перекачивается из одной емкости в другую (рис. 6.8, а), или *замкнутым* (кольцевым), в котором циркулирует одно и то же количество жидкости (рис. 6.8, б).

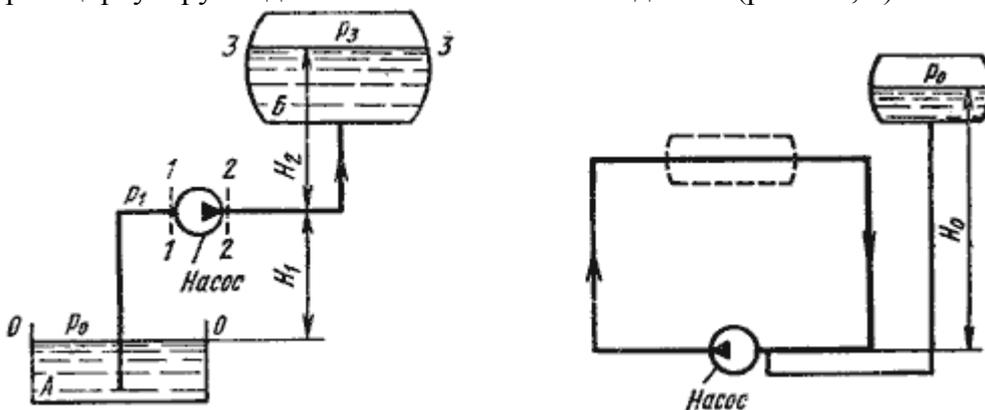


Рис. 6.8. Трубопроводы с насосной подачей

Рассмотрим трубопровод, по которому перекачивают жидкость из нижнего резервуара с давлением P_0 в другой резервуар с давлением P_3 (рис. 6.8, а). Высота расположения оси насоса H_1 называется *геометрической высотой всасывания*, а трубопровод, по которому жидкость поступает к насосу, *всасывающим трубопроводом* или *линией всасывания*. Высота расположения конечного сечения трубопровода H_2 называется *геометрической высотой нагнетания*, а трубопровод, по которому жидкость движется от насоса, *напорным* или *линией нагнетания*.

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

$$\frac{P_0}{\rho g} = H_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + \sum k_{0-1}$$

Это уравнение является основным для расчета всасывающих трубопроводов.

Теперь рассмотрим напорный трубопровод, для которого запишем уравнение Бернулли, т.е. для сечений 2-2 и 3-3:

$$\underbrace{\frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}}_{\substack{\text{энергия на} \\ \text{ходе из насоса}}} = H_2 + \frac{P_3}{\rho g} + \sum h_{2-3}$$

Левая часть этого уравнения представляет собой энергию жидкости на выходе из насоса.

А на входе насоса энергию жидкости можно будет аналогично выразить из уравнения:

$$\underbrace{\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}}_{\substack{\text{энергия на} \\ \text{входе насоса}}} = \frac{P_0}{\rho g} - H_1 - \sum h_{0-1}$$

Таким образом, можно подсчитать приращение энергии жидкости, проходящей через насос. Эта энергия сообщается жидкости насосом и поэтому обозначается обычно $H_{нас}$.

Для нахождения напора $H_{нас}$ вычислим уравнение :

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

$$H_{нас} = \Delta z + \frac{P_3 - P_0}{\rho g} + KQ^m,$$

где Δz - полная геометрическая высота подъема жидкости, $\Delta z = H_1 + H_2$;
 KQ^m - сумма гидравлических потерь,

P_3 и P_0 - давление в верхней и нижней емкости соответственно.

Если к действительной разности уровней Δz добавить разность пьезометрических высот ($P_3 - P_0$) (ρg), то можно рассматривать увеличенную разность уровней

$$H_{ст} = \Delta z + \frac{P_3 - P_0}{\rho g}$$

и формулу можно переписать так:

$$H_{нас} = H_{ст} + KQ^m$$

Из этой формулы делаем вывод, что

$$H_{нас} = H_{нотр}$$

Отсюда вытекает следующее правило устойчивой работы насоса: при установившемся течении жидкости в трубопроводе насос развивает напор, равный потребному.

На этом равенстве основывается метод расчета трубопроводов с насосной подачей, который заключается в совместном построении в одном и том же масштабе и на одном графике двух кривых: напора $H_{нотр} = f_1(Q)$ и характеристики насоса $H_{нас} = f_2(Q)$ и в нахождении их точки пересечения (рис. 6.9).

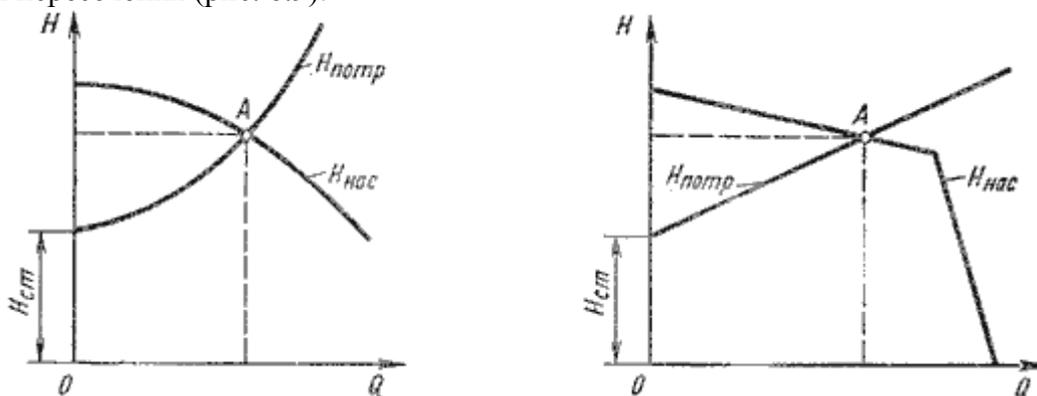


Рис. 6.9. Графическое нахождение рабочей точки

Характеристикой насоса называется зависимость напора, создаваемого насосом, от его подачи (расхода жидкости) при постоянной частоте вращения вала насоса. На рис. 6.9 дано два варианта графика: а - для турбулентного режима; б - для ламинарного режима. Точка пересечения кривой потребного напора с характеристикой насоса называется *рабочей точкой*.

Чтобы получить другую рабочую точку, необходимо изменить открытие регулировочного крана (изменить характеристику трубопровода) или изменить частоту вращения вала насоса.

Тема 6.5. Гидравлический удар

Гидравлическим ударом называется резкое повышение давления, возникающее в напорном трубопроводе при внезапном торможении потока рабочей жидкости. Этот процесс является очень быстротечным и характеризуется чередованием резких повышений и понижений давления, которое связано с упругими деформациями жидкости и стенок трубопровода. Гидравлический удар чаще всего возникает при резком открытии или закрытии крана или другого устройства, управляемого потоком.

Пусть в конце трубы, по которой движется жидкость со скоростью v_0 , произведено мгновенное закрытие крана (рис. 6.10, а).

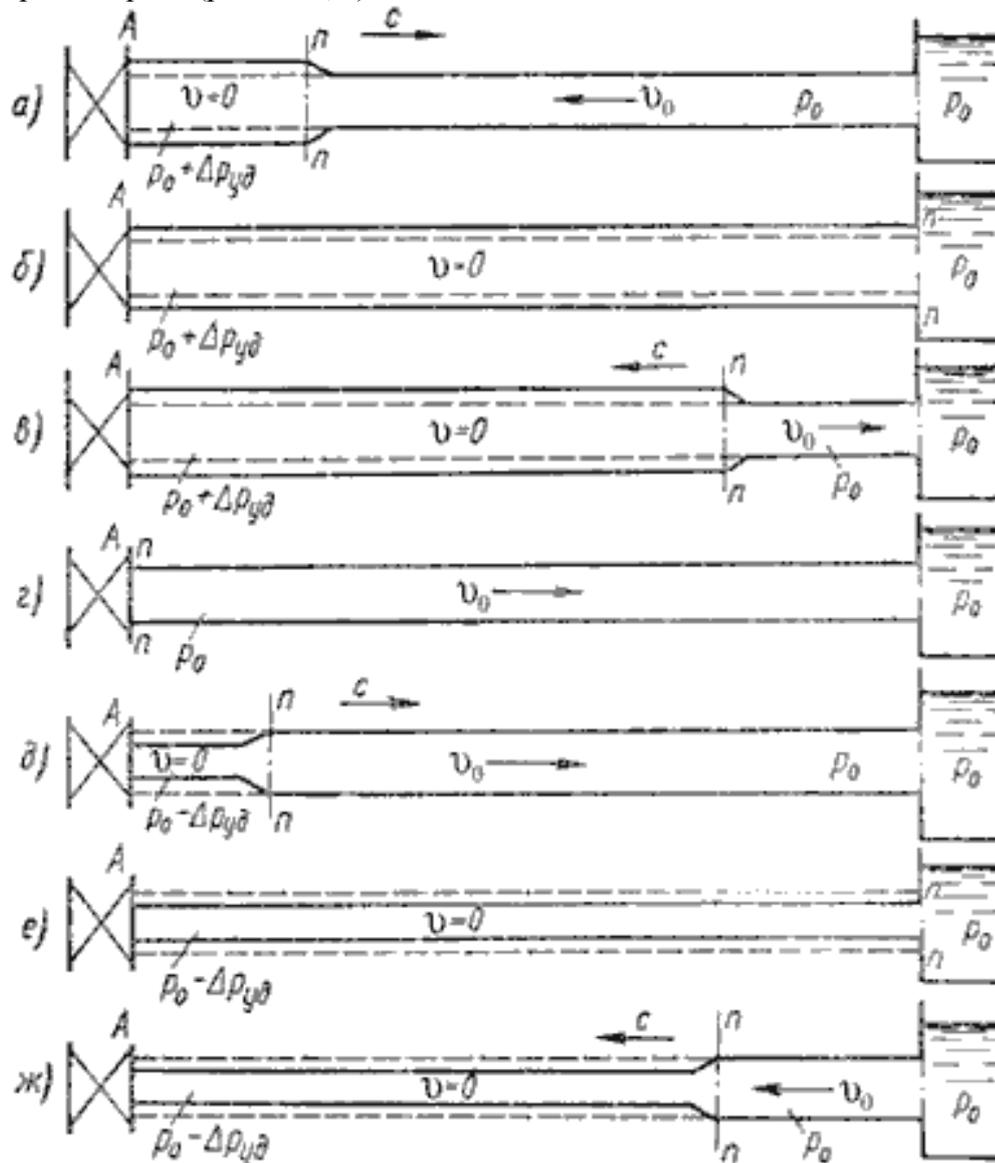


Рис. 6.10. Стадии гидравлического удара

При этом скорость частиц, натолкнувшихся на кран, будет погашена, а их кинетическая энергия перейдет в работу деформации стенок трубы и жидкости. При этом стенки трубы растягиваются, а жидкость сжимается в соответствии с увеличением давления на величину $\Delta P_{уд}$, которое называется ударным. Область (сечение $n - n$), в которой происходит увеличение давления, называется ударной волной. Ударная волна распространяется вправо со скоростью c , называемой скоростью ударной волны.

Когда ударная волна переместится до резервуара, жидкость окажется остановленной и сжатой во всей трубе, а стенки трубы - растянутыми. Ударное повышение давления распространится на всю длину трубы (рис. 6.10, б).

Далее под действием перепада давления $\Delta P_{уд}$ частицы жидкости устремятся из трубы в резервуар, причем это течение начнется с сечения, непосредственно прилегающего к резервуару. Теперь сечение $n-n$ перемещается обратно к крану с той же скоростью c , оставляя за собой выровненное давление P_0 (рис. 6.10, в).

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

С этой скоростью весь объем жидкости стремится оторваться от крана, в результате возникает отрицательная ударная волна под давлением $P_0 - \Delta P_{уд}$, которая направляется от крана к резервуару со скоростью c , оставляя за собой сжавшиеся стенки трубы и расширившуюся жидкость, что обусловлено снижением давления (рис. 6.10, д). Кинетическая энергия жидкости вновь переходит в работу деформаций, но противоположного знака.

Состояние трубы в момент прихода отрицательной ударной волны к резервуару показано на рис. 6.10, е. Так же как и для случая, изображенного на рис. 6.10, б, оно не является равновесным. На рис. 6.10, ж, показан процесс выравнивания давления в трубе и резервуаре, сопровождающийся возникновением движения жидкости со скоростью v_0 .

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

Протекание гидравлического удара во времени иллюстрируется диаграммой, представленной на рис. 6.11, а и б.

Штриховыми линиями показано теоретическое изменение давления у крана в точке A , а сплошной действительный вид картины изменения давления по времени (рис. 6.11, а). При этом затухание колебаний давления происходит за счет потерь энергии жидкости на преодоление сил трения и ухода энергии в резервуар.

Если давление P_0 невелико ($P_0 < \Delta P_{уд}$), то картина изменения амплитуды давления получается несколько иная, примерно такая, как показано на рис. 6.11, б.

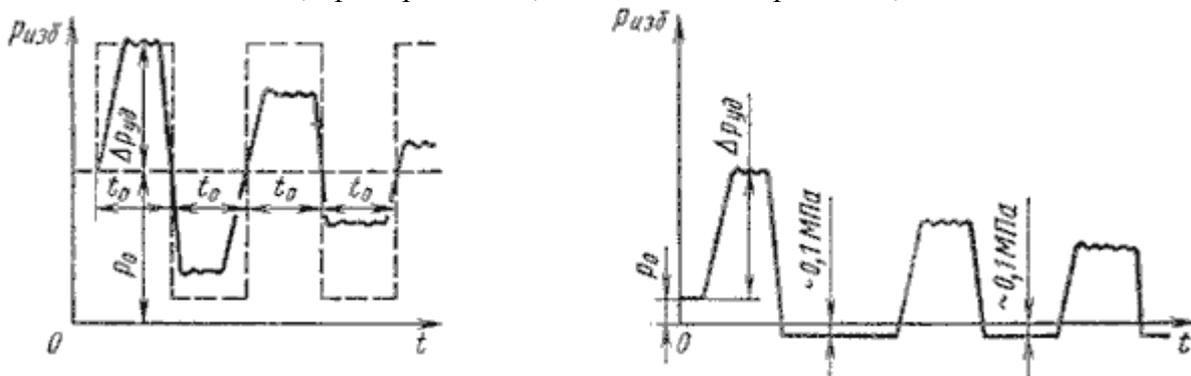


Рис. 6.11. Изменение давления по времени у крана

Повышение давления при гидравлическом ударе можно определить по формуле

$$\Delta P_{уд} = \rho v_0 c$$

Данное выражение носит название формулы Жуковского. В нем скорость распространения ударной волны c определяется по формуле:

$$c = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{K} + \frac{2\rho r}{\delta E}}}$$

где r - радиус трубопровода;

E - модуль упругости материала трубы;

δ - толщина стенки трубопровода;

K - объемный модуль упругости (см. п.1.3)

Если предположить, что труба имеет абсолютно жесткие стенки, т.е. $E = \infty$, то скорость ударной волны определится из выражения

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}}$$

Для воды эта скорость равна 1435 м/с, для бензина 1116 м/с, для масла 1200 - 1400 м/с.

Тема 6.6. Изменение пропускной способности трубопроводов в процессе их эксплуатации

При проектировании напорных трубопроводов следует учитывать, что их пропускная способность в период эксплуатации снижается (например, для водопроводных труб до 50% и даже ниже). Вследствие коррозии и образования отложений в трубах (инкрустации), шероховатость труб увеличивается. Это можно оценить по формуле:

$$k_t = k_0 + \alpha t$$

где k_0 - абсолютная шероховатость для новых труб, (мм),

k_t - шероховатость через t лет эксплуатации,

α - коэффициент характеризующий быстроту возрастания шероховатости (мм/год).

Таблица 6.1

Значение коэффициента α в зависимости от физико-химических свойств транспортируемой воды

Коррозионное воздействие	Характеристика природных вод	α , мм/год
Слабое	Слабоминерализованные не коррозионные воды с незначительным содержанием органических веществ и растворенного железа.	0,005-0,055 (средняя 0,025)
Умеренное	Слабоминерализованные коррозионные воды, содержащие органические вещества и растворенное железо в количестве 3 мг/л	0,035-0,18 (средняя 0,07)
Значительное	Весьма коррозионные воды с содержанием железа более 30 мг/л, но с малым содержанием хлоридов.	0,18-0,40 (средняя 0,20)
Сильное	Содержанием хлоридов и сульфатов больше 500-700 мг/л, а также необработанные воды с большим содержанием органических веществ.	0,40-0,60 (средняя 0,51)
Очень сильное	Вода со значительной карбонатной и малой постоянной жесткостью, с плотным осадком больше 2000 мг/л, сильно минерализованные и коррозионные.	от 0,6 до 1 и более

Раздел 7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Гидравлическими машинами называются машины, которые сообщают протекающей через них жидкости механическую энергию (насос), либо получают от жидкости часть энергии и передают ее рабочему органу для полезного использования (гидродвигатель).

Насосы и гидромоторы применяют также в *гидропередачах*, назначением которых является передача механической энергии от двигателя к исполнительному органу, а также преобразование вида и скорости движения последнего посредством жидкости.

Гидропередачи по сравнению с механическими передачами (муфты, коробки скоростей, редукторы и т.д.) имеют следующие преимущества.

1. Плавность работы.
2. Возможность бесступенчатого регулирования скорости.
3. Меньшая зависимость момента на выходном валу от нагрузки, приложенной к исполнительному органу.
4. Возможность передачи больших мощностей.
5. Малые габаритные размеры.
6. Высокая надежность.

Эти преимущества привели к большому распространению гидропередач, несмотря на их несколько меньший, чем у механических передач КПД.

Тема 7.1. Лопастные насосы

В современной технике применяется большое количество разновидностей машин. Наибольшее распространение для водоснабжения населения получили лопастные насосы. Рабочим органом лопастной машины является вращающееся рабочее колесо, снабженное лопастями. Лопастные насосы делятся на центробежные и осевые.

В *центробежном лопастном насосе* жидкость под действием центробежных сил перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

На рис. 7.1 изображена простейшая схема центробежного насоса. Проточная часть насоса состоит из трех основных элементов - подвода 1, рабочего колеса 2 и отвода 3. По подводу жидкость подается в рабочее колесо из подводящего трубопровода. Рабочее колесо 2 передает жидкости энергию от приводного двигателя. Рабочее колесо состоит из двух дисков *a* и *б*, между которыми находятся лопатки *в*, изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения колеса. Жидкость движется через колесо из центральной его части к периферии. По отводу жидкость отводится от рабочего колеса к напорному патрубку или, в многоступенчатых насосах, к следующему колесу.

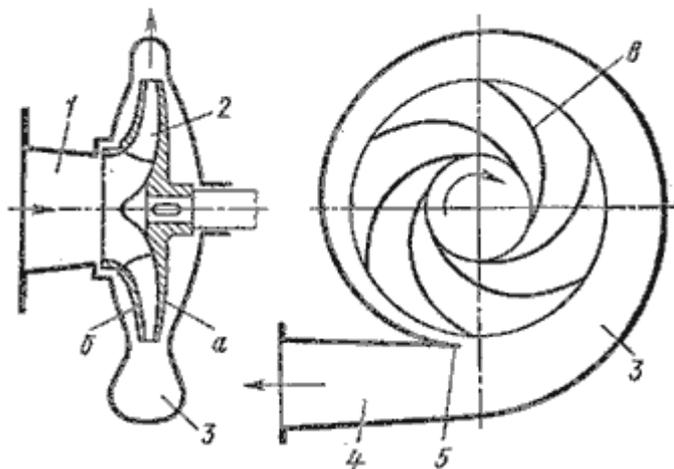


Рис. 7.1. Схема центробежного насоса

В *осевом лопастном насосе* жидкость перемещается в основном вдоль оси вращения рабочего колеса (рис. 7.2). Рабочее колесо осевого насоса похоже на винт корабля. Оно состоит из втулки 1, на которой закреплено несколько лопастей 2. Отводом насоса служит осевой направляющий аппарат 3, с помощью которого устраняется закрутка жидкости, и кинетическая энергия ее преобразуется в энергию давления. Осевые насосы применяют при больших подачах и малых давлениях.

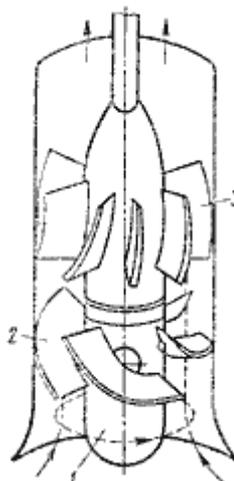


Рис. 7.2. Схема осевого насоса

Осевые насосы могут быть жестколопастными, в которых положение лопастей рабочего колеса не изменяется, и поворотнo-лопастными, в которых положение рабочего колеса может регулироваться.

Тема 7.2. Поршневые насосы

Поршневые насосы относятся к числу объемных насосов, в которых перемещение жидкости осуществляется путем ее вытеснения из неподвижных рабочих камер вытеснителями. *Рабочей камерой* объемного насоса называют ограниченное пространство, попеременно сообщаемое со входом и выходом насоса. *Вытеснителем* называется рабочий орган насоса, который совершает вытеснение жидкости из рабочих камер (плунжер, поршень, диафрагма).

Классифицируются поршневые насосы по следующим показателям:

- 1) по типу вытеснителей: плунжерные, поршневые и диафрагменные;
- 2) по характеру движения ведущего звена: возвратно-поступательное движение ведущего звена; вращательное движение ведущего звена (кривошипные и кулачковые насосы);
- 3) по числу циклов нагнетания и всасывания за один двойной ход: одностороннего действия; двухстороннего действия;
- 4) по количеству поршней: однопоршневые; двухпоршневые; многопоршневые.

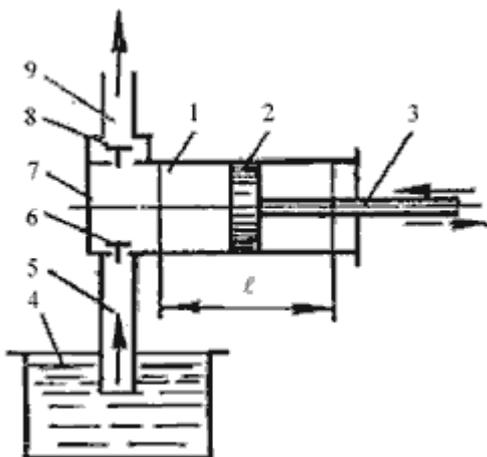


Рис. 7.3. Насос поршневой простого действия

Насос простого действия. Схема насоса простого действия изображена на рис. 7.3. Поршень 2 связан с кривошипно-шатунным механизмом через шток 3, в результате чего он совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре 1. Поршень при ходе вправо создает разрежение в рабочей камере, вследствие чего всасывающий клапан 6 поднимается и жидкость из расходного резервуара 4 по всасывающему трубопроводу 5 поступает в рабочую камеру 7. При обратном ходе поршня (влево) всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный клапан 8 открывается, и жидкость нагнетается в напорный трубопровод 9.

Так как каждому обороту двигателя соответствует два хода поршня, из которых лишь один соответствует нагнетанию, то теоретическая производительность в одну секунду будет

$$Q_T = \frac{Fln}{60} \text{ (м}^3\text{/сек),}$$

где F - площадь поршня, м^2 ;

l - ход поршня, м;

n - число оборотов двигателя, об/мин.

Для повышения производительности поршневых насосов их часто выполняют сдвоенными, строенными и т.д. Поршни таких насосов приводятся в действие от одного коленчатого вала со смещением колен.

Действительная производительность насоса Q меньше теоретической, так как возникают утечки, обусловленные несвоевременным закрытием клапанов, неплотностями в клапанах и уплотнениях поршня и штока, а также неполнотой заполнения рабочей камеры.

Отношение действительной подачи Q к теоретической Q_T называется объемным КПД поршневого насоса:

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_T}$$

Объемный КПД - основной экономический показатель, характеризующий работу насоса.

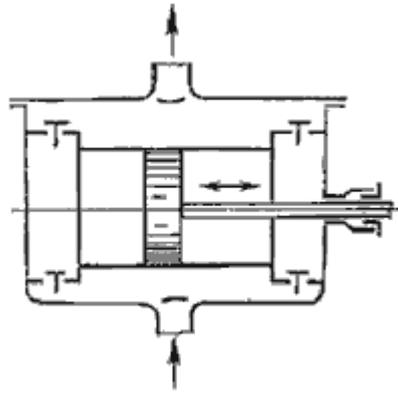


Рис. 7.4. Насос поршневой двойного действия

Насос двойного действия. Более равномерная и увеличенная подача жидкости, по сравнению с насосом простого действия, может быть достигнута насосом двойного действия (рис. 7.4), в котором каждому ходу поршня соответствуют одновременно процессы всасывания и нагнетания. Эти насосы выполняются горизонтальными и вертикальными, причем последние наиболее компактны. Теоретическая производительность насоса двойного действия будет

$$Q_T = \frac{F \ell n}{60} + \frac{(F - f) \ell n}{60} \text{ (м}^3\text{/сек)}$$

где f - площадь штока, м².

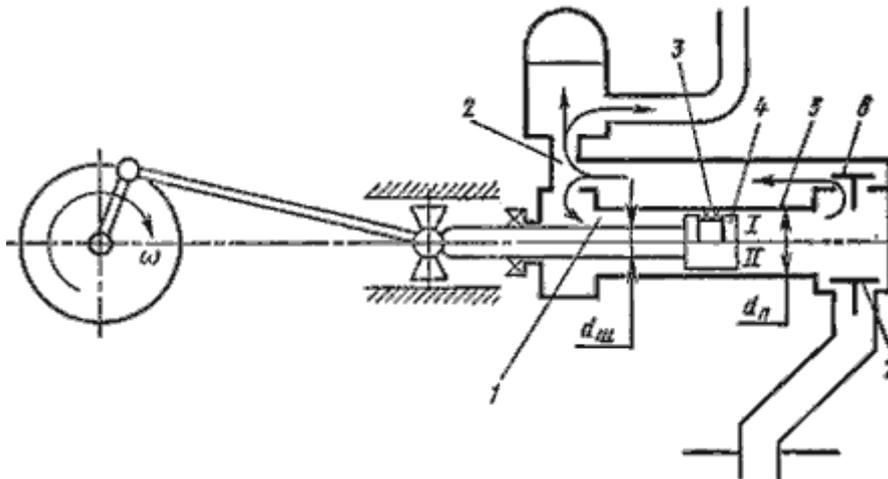


Рис. 7.5. Схема поршневого насоса с дифференциальным поршнем

Дифференциальный насос. В дифференциальном насосе (рис. 7.5) поршень 4 перемещается в гладко обработанном цилиндре 5. Уплотнением поршня служит сальник 3 (вариант I) или малый зазор (вариант II) со стенкой цилиндра. Насос имеет два клапана: всасывающий 7 и нагнетательный 6, а также вспомогательную камеру 1. Всасывание происходит за один ход поршня, а нагнетание за оба хода. Так, при ходе поршня влево из вспомогательной камеры в нагнетательный трубопровод 2 вытесняется объем жидкости, равный $(F - f)l$; при ходе поршня вправо из основной камеры вытесняется объем жидкости, равный f_l . Таким образом, за оба хода поршня в нагнетательный трубопровод будет подан объем жидкости, равный

$$(F - f)l + fl = Fl$$

т.е. столько же, сколько подается насосом простого действия. Разница лишь в том, что это количество жидкости подается за оба хода поршня, следовательно, и подача происходит более равномерно.

Тема 7.3. Индикаторная диаграмма поршневых насосов

Рабочий цикл поршневого насоса может быть графически описан на бумаге специальным прибором - индикатором. График изменения давления в цилиндре за один полный оборот кривошипа называется *индикаторной диаграммой*. На рис. 7.6 показана такая диаграмма насоса простого действия.

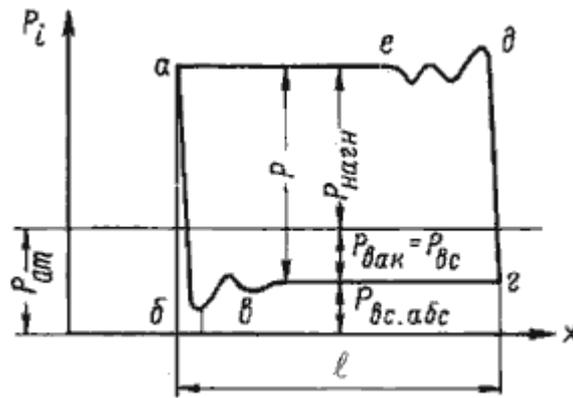


Рис. 7.6. Индикаторная диаграмма

При движении поршня слева направо (см. рис. 7.3) (процесс всасывания) давление в цилиндре насоса резко падает до давления всасывания $P_{вс}$ по линии ab . Из-за податливости стенок цилиндра и сжимаемости жидкости линия ab не вертикальна, а слегка наклонена и переходит затем в волнистую линию bc . Далее на всасывающей линии поддерживается постоянное давление и линия cd остается практически горизонтальной на протяжении всего хода всасывания. При обратном движении поршня (ход нагнетания) давление в цилиндре от $P_{вс}$ поднимается до давления $P_{нагн}$ по прямой de , наклон которой влево от вертикали объясняется теми же самыми причинами, что и для линии ab . Начало сжатия жидкости сопровождается колебаниями давления в цилиндре (линия ea). В дальнейшем давление $P_{нагн}$ остается неизменным на протяжении всего хода нагнетания (линия ea). При повторном рабочем цикле этот график будет повторяться.

Неисправности, возникающие в гидравлической части поршневого насоса изменяют характер индикаторной диаграммы. Анализируя различные индикаторные диаграммы с теми или иными аномалиями, можно безошибочно сказать о неисправности насоса.

Тема 7.4. Баланс энергии в насосах

Баланс мощности в насосе наглядно можно представить в виде схемы, представленной на рис 7.7.

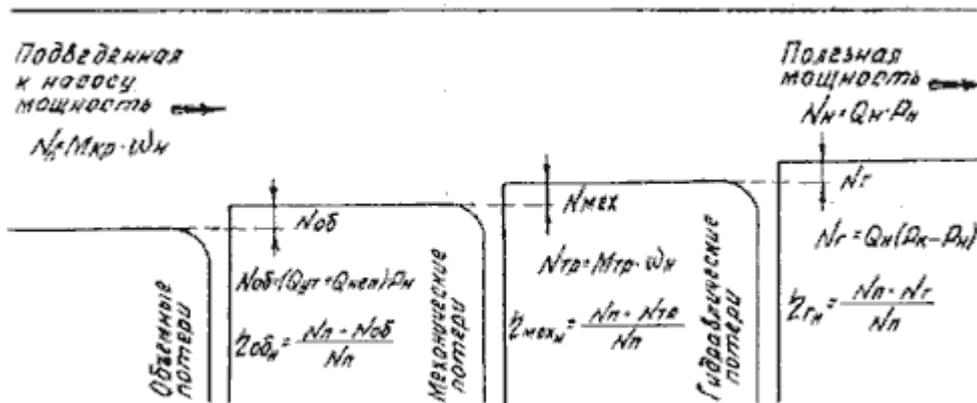


Рис. 7.7. Баланс мощности насоса

Мощность, которая подводится к валу насоса называется *подведенной*. Она равна произведению крутящего момента на валу на его угловую скорость

$$N_{\Pi} = M_{кр} \omega$$

Мощность, которую мы получаем от насоса в виде потока жидкости под давлением называется *полезной мощностью насоса* (в дальнейшем просто мощностью)

$$N_{\Pi} = Q_{н} P_{н}$$

Отношение мощности насоса к подведенной мощности называется общим КПД насоса

$$\eta_{общ} = \frac{N_{н}}{N_{\Pi}}$$

а разность $N_{II} - N_H = N_{ном}$ называется потерями мощности в насосе. Потери мощности в насосе делятся на объемные, механические и гидравлические.

Потери мощности на внутренние утечки и неполное заполнение камер насоса

$$N_{об} = (Q_{ут} + Q_{нен})P_H$$

Объемный КПД насоса определится из соотношения

$$\eta_{об} = \frac{N_{II} - N_{об}}{N_{II}}$$

Для современных насосов объемный КПД находится в пределах 0,92...0,96. Значения КПД приведены в технических характеристиках насосов.

Механические КПД характеризует потери на трение в подвижных соединениях между деталями насоса. При относительном перемещении соприкасающихся поверхностей в зоне их контакта всегда возникает сила трения, которая направлена в сторону, противоположную движению. Эта сила расходуется на деформацию поверхностного слоя, пластическое отеснение и на преодоление межмолекулярных связей соприкасающихся поверхностей.

Мощность, затраченная на преодоление сил трения, определяется

$$N_{тр} = M_{тр}\omega,$$

где $M_{тр}$ - момент трения в насосе;
 ω - угловая скорость вала насоса.

Механический КПД определяется из соотношения

$$\eta_{мех} = \frac{N_{II} - N_{тр}}{N_{II}}$$

Для современных насосов механический КПД также находится в пределах 0,92...0,96.

Гидравлический КПД характеризует потери на деформацию потока рабочей жидкости в напорной камере и на трение жидкости о стенки сосуда. Эти потери примерно на порядок ниже механических потерь на трение и часто в инженерных расчетах не учитываются или объединяются с механическими потерями на трение. В этом случае объединенный КПД называется *гидромеханическим*.

Мощность, затраченная на гидравлические потери, определится

$$N_z = Q_H (P_K - P_H),$$

где P_K - давление в напорной камере насоса;
 P_H - давление в напорной гидролинии на выходе из насоса.

Гидравлический КПД определяется из соотношения

$$\eta_z = \frac{N_{II} - N_z}{N_{II}}$$

Общий КПД насоса равен произведению КПД объемного, гидравлического и механического

$$\eta = \eta_{об} + \eta_{мех} + \eta_z$$

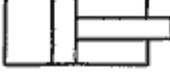
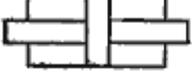
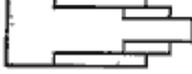
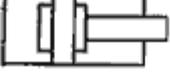
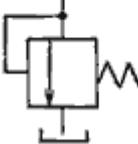
Таким образом, баланс мощности насоса дает представление о потерях, возникающих в насосе, общем КПД и всех его составляющих.

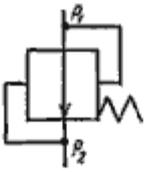
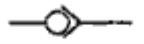
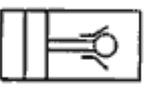
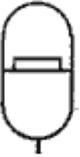
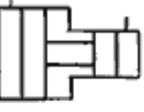
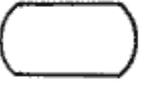
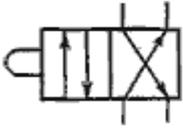
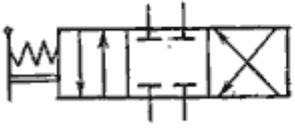
Тема 7.5. Обозначение элементов гидро- и пневмосистем

Кроме насосов и гидромоторов существуют и другие разнообразные по конструкции и назначению гидроэлементы. Одни управляют потоком рабочей жидкости, другие служат для обеспечения безотказной работы гидросистем и т.д. Совокупность этих устройств называется *гидроприводом* и требует отдельного изучения. Все гидроэлементы имеют свое условное обозначение, из которых составляются гидросхемы по аналогии с электрическими схемами.

Ниже приводятся условные обозначения основных гидроэлементов.

Условные обозначения основных гидроэлементов

Обозначение	Описание элемента
	Гидронасос нерегулируемый с постоянным направлением потока
	Гидронасос нерегулируемый с реверсивным направлением потока
	Гидронасос регулируемый
	Гидромотор нерегулируемый с постоянным направлением потока
	Гидромотор нерегулируемый с реверсивным направлением потока
	Гидромотор регулируемый
	Гидроцилиндр поршневой с односторонним штоком
	Гидроцилиндр поршневой с двухсторонним штоком
	Гидроцилиндр плунжерный
	Гидроцилиндр телескопический
	Гидроцилиндр с торможением в конце хода
	Дроссель настраиваемый
	Дроссель регулируемый
	Клапан напорный

	Клапан перепада давлений ($P_1 - P_2 = \text{const}$)
	Клапан обратный
	Гидрозамок
	Гидроаккумулятор грузовой
	Гидроаккумулятор пружинный
	Гидроаккумулятор пневмогидравлический
	Фильтр
	Теплообменник
	Гидропреобразователь
	Гидробак с атмосферным давлением
	Гидробак с давлением выше атмосферного
	Гидрораспределитель четырехлинейный двухпозиционный с управлением от кулачка
	Гидрораспределитель четырехлинейный трехпозиционный с ручным управлением и перекрытым потоком в исходной позиции
	Гидрораспределитель четырехлинейный трехпозиционный с электромагнитным управлением и закольцованным потоком в исходной позиции

На рис. 7.8 изображен составленный из условных обозначений пример гидравлической схемы привода поворота стрелы челюстного погрузчика.

Схема состоит из бака, нерегулируемого гидромотора, трехпозиционного гидрораспределителя, двух регулируемых дросселей с параллельно подключенными к ним обратными клапанами, двух гидроцилиндров, фильтра и предохранительного клапана.

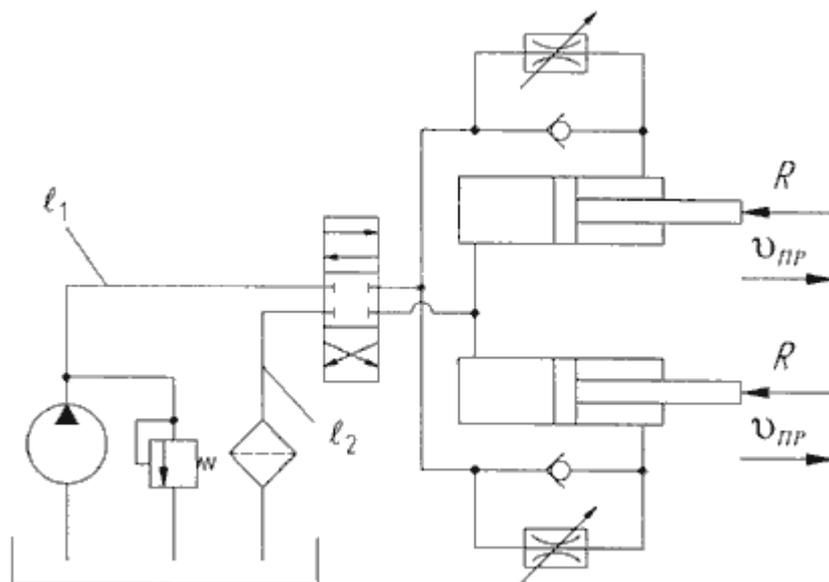


Рис.7.8. Гидросхема привода поворота стрелы

Принцип работы гидропривода заключается в следующем. Из бака рабочая жидкость (масло) забирается насосом и подается к гидрораспределителю. В нейтральном положении золотника гидрораспределителя при работающем насосе на участке трубопровода между насосом и распределителем начинает увеличиваться давление, при этом срабатывает предохранительный клапан и жидкость сливается обратно в бак. При смене позиции золотника (нижняя позиция на схеме) открываются проходные сечения в гидрораспределителе, и жидкость начинает поступать в полости нагнетания гидродвигателей (поршневые полости гидроцилиндров). Из штоковой полости гидроцилиндров масло по гидрوليнии слива проходит через регулируемые дроссели, гидрораспределитель и, очищаясь фильтром, попадает на слив в бак.

Скорость поступательного движения штоков гидроцилиндров регулируется дросселями. Реверсирование движения штоков осуществляется путем переключения позиций гидрораспределителя. При обратном движении штоков без нагрузки их скорость не регулируется и зависит от расхода рабочей жидкости в штоковые полости. При аварийной остановке штоков (например, непреодолимое усилие) давление в системе возрастает, вызывая тем самым открытие предохранительного клапана и сброс рабочей жидкости в бак.

Раздел 8. Общая характеристика гидропривода. Рабочие жидкости для гидросистем. Гидравлические линии.

Тема 8.1. Структурная схема гидропривода

Гидроприводом называется совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости, находящейся под давлением, с одновременным выполнением функций регулирования и реверсирования скорости движения выходного звена гидродвигателя.

Гидроприводы могут быть двух типов: *гидродинамические* и *объемные*. В гидродинамических приводах используется в основном кинетическая энергия потока жидкости. В объемных гидроприводах используется потенциальная энергия давления рабочей жидкости.

Объемный гидропривод состоит из гидропередачи, устройств управления, вспомогательных устройств и гидрوليний (рис.1.1).

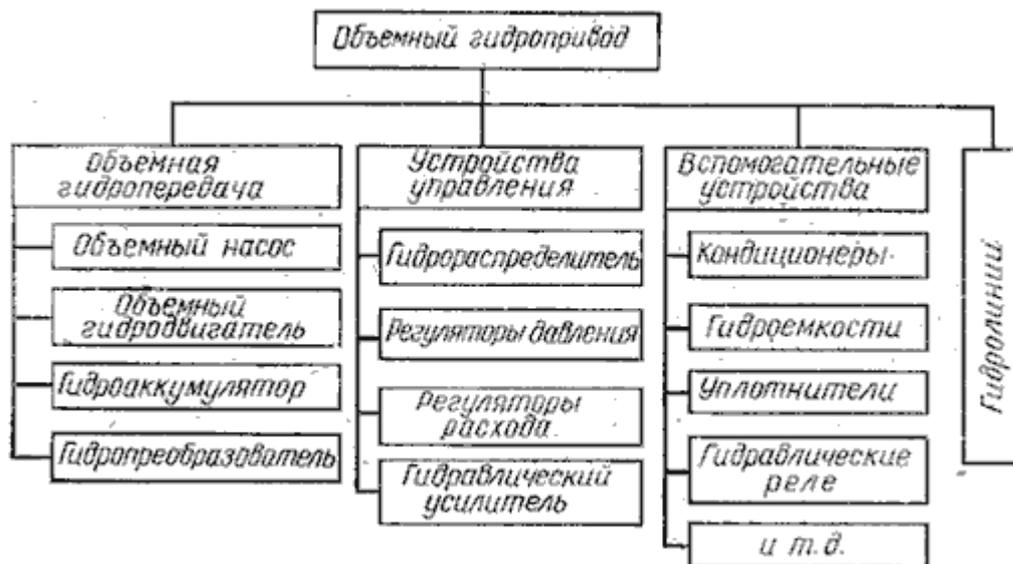


Рис.8.1. Схема объемного гидропривода

Объемная гидропередача, являющаяся силовой частью гидропривода, состоит из *объемного насоса* (преобразователя механической энергии приводящего двигателя в энергию потока рабочей жидкости) и *объемного гидродвигателя* (преобразователя энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена).

В состав некоторых объемных гидропередач входит *гидроаккумулятор* (гидроемкости, предназначенные для аккумулирования энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением, с целью последующего ее использования для приведения в работу гидродвигателя). Кроме того, в состав гидропередач могут входить также *гидропреобразователи* - объемные гидромашины для преобразования энергии потока рабочей жидкости с одними значениями давления P и расхода Q в энергию другого потока с другими значениями P и Q .

Устройства управления предназначены для управления потоком или другими устройствами гидропривода. При этом под управлением потоком понимается изменение или поддержание на определенном уровне давления и расхода в гидросистеме, а также изменение направления движения потока рабочей жидкости. К устройствам управления относятся: *гидрораспределители*, служащие для изменения направления движения потока рабочей жидкости, обеспечения требуемой последовательности включения в работу гидродвигателей, реверсирования движения их выходных звеньев и т.д.; *регуляторы давления* (предохранительный, редуцирующий, переливной и другие клапаны), предназначенные для регулирования давления рабочей жидкости в гидросистеме; *регуляторы расхода* (делители и сумматоры потоков, дроссели и регуляторы потока, направляющие клапаны), с помощью которых управляют потоком рабочей жидкости; *гидравлические усилители*, необходимые для управления работой насосов, гидродвигателей или других устройств управления посредством рабочей жидкости с одновременным усилением мощности сигнала управления.

Вспомогательные устройства обеспечивают надежную работу всех элементов гидропривода. К ним относятся: *кондиционеры рабочей жидкости* (фильтры, теплообменные аппараты и др.); *уплотнители*, обеспечивающие герметизацию гидросистемы; *гидравлические реле давления*; *гидроемкости* (гидробаки и гидроаккумуляторы рабочей жидкости) и др.

Состав вспомогательных устройств устанавливают исходя из назначения гидропривода и условий, в которых он эксплуатируется.

Гидролинии (трубы, рукава высокого давления, каналы и соединения) предназначены для прохождения рабочей жидкости по ним в процессе работы объемного гидропривода. В зависимости от своего назначения гидролинии, входящие в общую гидросистему, подразделяются на всасывающие, напорные, сливные, дренажные и гидролинии управления.

Тема 8.2. Классификация и принцип работы гидроприводов

В зависимости от конструкции и типа входящих в состав гидропередачи элементов объемные гидроприводы можно классифицировать по нескольким признакам.

1. По характеру движения выходного звена гидродвигателя:
гидропривод вращательного движения (рис.1.2, а), когда в качестве гидродвигателя применяется гидромотор, у которого ведомое звено (вал или корпус) совершает неограниченное вращательное движение;
гидропривод поступательного движения (рис.1.2, б, в), у которого в качестве гидродвигателя применяется гидроцилиндр - двигатель с возвратно-поступательным движением ведомого звена (штока поршня, плунжера или корпуса);
гидропривод поворотного движения (рис.1.2, г), когда в качестве гидродвигателя применен поворотный гидроцилиндр, у которого ведомое звено (вал или корпус) совершает возвратно-поворотное движение на угол, меньший 360 .

2. По возможности регулирования:
регулируемый гидропривод, в котором в процессе его эксплуатации скорость выходного звена гидродвигателя можно изменять по требуемому закону. В свою очередь регулирование может быть дроссельным (рис.1.2, б, г), объемным (рис.1.2, а), объемно-дроссельным или изменением скорости двигателя, приводящего в работу насос. Регулирование может быть ручным или автоматическим. В зависимости от задач регулирования гидропривод может быть стабилизированным, программным или следящим. Регулированию гидропривода будет посвящена отдельная лекция;
нерегулируемый гидропривод, у которого нельзя изменять скорость движения выходного звена гидропередачи в процессе эксплуатации.

3. По схеме циркуляции рабочей жидкости:
гидропривод с замкнутой схемой циркуляции (рис.1.2, а), в котором рабочая жидкость от гидродвигателя возвращается во всасывающую гидролинию насоса. Гидропривод с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости компактен, имеет небольшую массу и допускает большую частоту вращения ротора насоса без опасности возникновения кавитации, поскольку в такой системе во всасывающей линии давление всегда превышает атмосферное. К недостаткам следует отнести плохие условия для охлаждения рабочей жидкости, а также необходимость спускать из гидросистемы рабочую жидкость при замене или ремонте гидроаппаратуры;
гидропривод с разомкнутой системой циркуляции (рис.1.2, б, в, г), в котором рабочая жидкость постоянно сообщается с гидробаком или атмосферой. Достоинства такой схемы - хорошие условия для охлаждения и очистки рабочей жидкости. Однако такие гидроприводы громоздки и имеют большую массу, а частота вращения ротора насоса ограничивается допускаемыми (из условий бескавитационной работы насоса) скоростями движения рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе.

4. По источнику подачи рабочей жидкости: *насосные гидроприводы*, в которых рабочая жидкость подается в гидродвигатели насосами, входящих в состав этих гидроприводов;
аккумуляторные гидроприводы, в которых рабочая жидкость подается в гидродвигатели из гидроаккумуляторов, предварительно заряженных от внешних источников, не входящих в состав данных гидроприводов;
магистральные гидроприводы, в которых рабочая жидкость подается к гидродвигателям от специальной магистрали, не входящей в состав этих приводов.

5. По типу приводящего двигателя гидроприводы могут быть с электроприводом, приводом от ДВС, турбин и т.д.

Принцип работы объемного гидропривода основан на законе Паскаля, по которому всякое изменение давления в какой-либо точке покоящейся жидкости, не нарушающее ее равновесия, передается в остальные ее точки без изменения (рис.1.2).

Насосом 1 рабочая жидкость подается в напорную гидролинию 3 и далее через распределитель 5 к гидродвигателю 2. При одном положении гидрораспределителя совершается рабочий ход гидродвигателя, а при другом положении - холостой. Из гидродвигателя жидкость через распределитель поступает в сливную гидролинию и далее или в гидробак 9, или во всасывающую гидролинию насоса (в гидроприводах с замкнутой схемой циркуляции рабочей жидкости, см. рис.1.2, а). В резервуаре жидкость охлаждается и снова поступает в гидросистему. Надежная работа гидропривода возможна только при соответствующей очистке рабочей жидкости фильтрами 8.

Регулирование скорости движения выходного звена гидродвигателя может быть дроссельным или объемным. При дроссельном регулировании в гидросистеме устанавливаются

нерегулируемые насосы, а изменение скорости движения выходного звена достигается изменением расхода рабочей жидкости через дроссель 6. При объемном регулировании скорость движения выходного звена гидродвигателя изменяется подачей регулируемого насоса либо за счет применения регулируемого гидромотора.

Защита гидросистемы от чрезмерного повышения давления обеспечивается предохранительным 4а или переливным 4б клапанами, которые настраиваются на максимально допустимое давление. Если нагрузка на гидродвигатель возрастает сверх установленной, то весь поток рабочей жидкости будет идти через предохранительный или переливной клапаны, минуя гидродвигатель. Контроль за давлением на отдельных участках гидросистемы осуществляется по манометрам 11.

Работа гидроагрегатов сопровождается утечками рабочей жидкости. В гидросистемах с замкнутой циркуляцией утечки компенсируются специальным подпитывающим насосом 1а (рис.1.2, а).

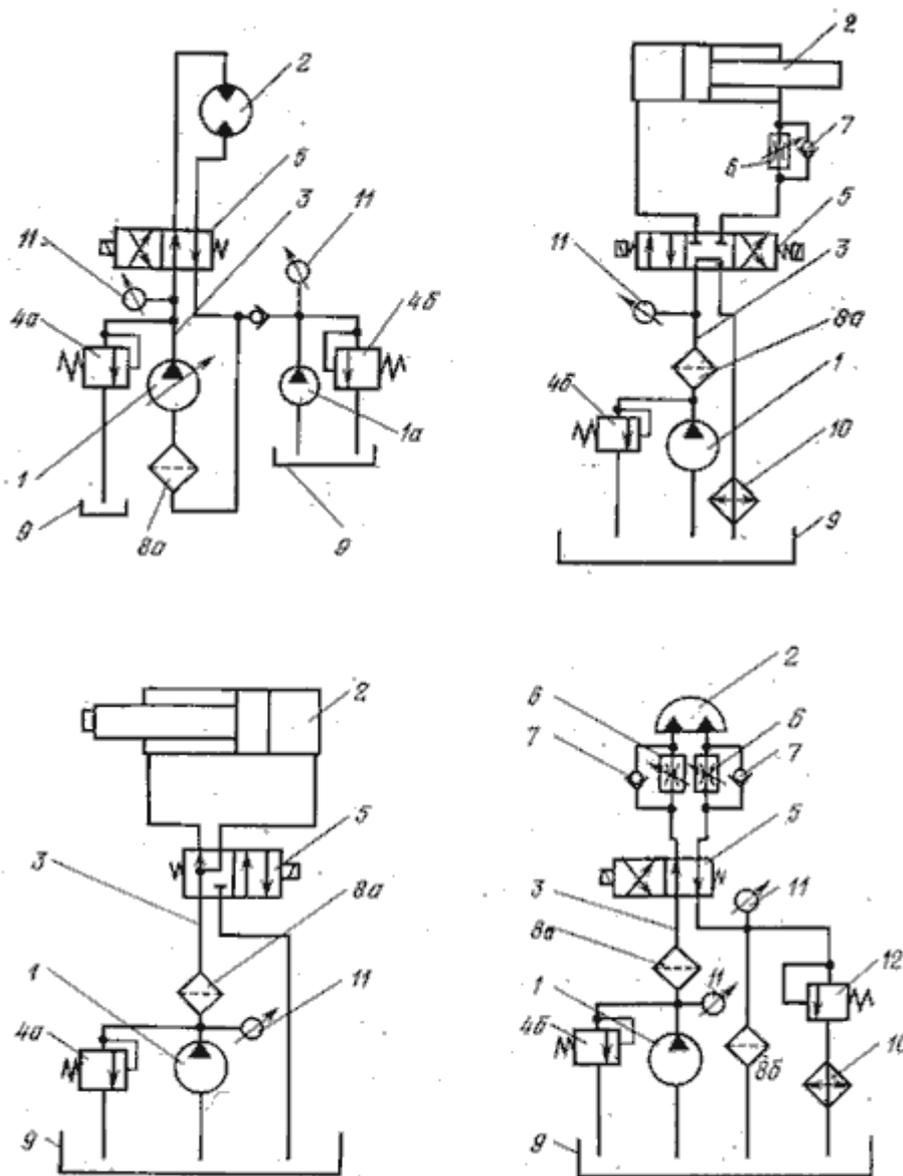


Рис.8.2. Варианты принципиальных схем гидроприводов:
 а - с объемным регулированием; б - с дроссельным регулированием;
 в - нерегулируемый; г - с дроссельным регулированием рабочего и холостого ходов

Тема 8.3. Преимущества и недостатки гидропривода

Широкое распространение гидропривода объясняется тем, что этот привод обладает рядом преимуществ перед другими видами приводов машин. Вот основные из них.

1. *Бесступенчатое регулирование* скорости движения выходного звена гидропередачи и обеспечение малых устойчивых скоростей. Минимальная угловая скорость вращения вала гидромотора может составлять 2...3 об/мин.

2. *Небольшие габариты и масса.* Время разгона, благодаря меньшему моменту инерции вращающихся частей не превышает долей секунды в отличие от электродвигателей, у которых время разгона может составлять несколько секунд.

3. *Частое реверсирование движения выходного звена гидropередачи.* Например, частота реверсирования вала гидромотора может быть доведена до 500, а штока поршня гидроцилиндра даже до 1000 реверсов в минуту. В этом отношении гидропривод уступает лишь пневматическим инструментам, у которых число реверсов может достигать 1500 в минуту.

4. *Большое быстродействие и наибольшая механическая и скоростная жесткость.* Механическая жесткость - величина относительного позиционного изменения положения выходного звена под воздействием изменяющейся внешней нагрузки. Скоростная жесткость - относительное изменение скорости выходного звена при изменении приложенной к нему нагрузки.

5. *Автоматическая защита* гидросистем от вредного воздействия перегрузок благодаря наличию предохранительных клапанов.

6. *Хорошие условия смазки* трущихся деталей и элементов гидроаппаратов, что обеспечивает их надежность и долговечность. Так, например, при правильной эксплуатации насосов и гидромоторов срок их службы доведен в настоящее время до 5...10 тыс. ч работы под нагрузкой. Гидроаппаратура может не ремонтироваться в течение долгого времени (до 10...15 лет).

7. *Простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное и возвратно-поворотные* без применения каких-либо механических передач, подверженных износу.

Говоря о преимуществах гидропривода, следует отметить простоту автоматизации работы гидрофицированных механизмов, возможность автоматического изменения их режимов работы по заданной программе.

Гидроприводу присущи и недостатки, которые ограничивают его применение. Основные из них следующие.

1. *Изменение вязкости применяемых жидкостей от температуры*, что приводит к изменению рабочих характеристик гидропривода и создает дополнительные трудности при эксплуатации гидроприводов (особенно при отрицательных температурах).

2. *Утечки жидкости из гидросистем*, которые снижают КПД привода, вызывают неравномерность движения выходного звена гидropередачи, затрудняют достижение устойчивой скорости движения рабочего органа при малых скоростях.

3. *Необходимость изготовления многих элементов гидропривода по высокому классу точности* для достижения малых зазоров между подвижными и неподвижными деталями, что усложняет конструкцию и повышает стоимость их изготовления.

4. *Взрыво- и огнеопасность* применяемых минеральных рабочих жидкостей.

5. *Невозможность передачи энергии на большие расстояния* из-за больших потерь на преодоление гидравлических сопротивлений и резкое снижение при этом КПД гидросистемы.

Со многими из этих недостатков можно бороться. Например, стабильность вязкости при изменении температуры достигается применением синтетических рабочих жидкостей. Окончательный выбор типа привода устанавливается при проектировании машин по результатам технико-экономических расчетов с учетом условий работы этих машин. Гидропривод, тем не менее, имеет преимущества по сравнению с другими типами приводов там, где требуется создание значительной мощности, быстродействие, позиционная точность исполнительных механизмов, компактность, малая масса, высокая надежность работы и разветвленность привода.

Тема 8.4. Характеристика рабочих жидкостей

В гидроприводе рабочая жидкость является энергоносителем, благодаря которому устанавливается связь между насосом и гидродвигателем. Кроме того, рабочая жидкость обеспечивает смазку подвижных частей элементов гидропривода.

В качестве рабочих жидкостей в гидравлическом приводе применяют минеральные масла, водомасляные эмульсии, смеси и синтетические жидкости. Выбор типа и марки рабочей жидкости определяется назначением, степенью надежности и условиями эксплуатации гидроприводов машин.

Минеральные масла получают в результате переработки высококачественных сортов нефти с введением в них присадок, улучшающих их физические свойства. Присадки добавляют в количестве 0,05...10%. Присадки могут быть многофункциональными, т.е. влиять на несколько физических свойств сразу. Различают присадки антиокислительные, вязкостные, противоизносные, снижающие температуру застывания жидкости, антипенные и т.д.

Водомасляные эмульсии представляют собой смеси воды и минерального масла в соотношениях 100:1, 50:1 и т.д. Минеральные масла в эмульсиях служат для уменьшения коррозионного воздействия рабочей жидкости и увеличения смазывающей способности. Эмульсии применяют в гидросистемах машин, работающих в пожароопасных условиях и в машинах, где требуется большое количество рабочей жидкости (например, в гидравлических прессах). Применение ограничено отрицательными и высокими (до 60 С) температурами.

Смеси различных сортов минеральных масел между собой, с керосином, глицерином и т.д. применяют в гидросистемах высокой точности, а также в гидросистемах, работающих в условиях низких температур.

Синтетические жидкости на основе силиконов, хлор- и фторуглеродистых соединениях, полифеноловых эфиров и т.д. негорючи, стойки к воздействию химических элементов, обладают стабильностью вязкостных характеристик в широком диапазоне температур. В последнее время, несмотря на высокую стоимость синтетических жидкостей, они находят все большее применение в гидроприводах машин общего назначения.

Тема 8.5. Выбор и эксплуатация рабочих жидкостей

Выбор рабочих жидкостей для гидросистемы машины определяется:

- диапазоном рабочих температур;
- давлением в гидросистеме;
- скоростями движения исполнительных механизмов;
- конструктивными материалами и материалами уплотнений;
- особенностями эксплуатации машины (на открытом воздухе или в помещении, условиями хранения машины, возможностями засорения и т.д.).

Диапазон рекомендуемых рабочих температур находят по вязкостным характеристикам рабочих жидкостей. Верхний температурный предел для выбранной рабочей жидкости определяется допустимым увеличением утечек и снижением объемного КПД, а также прочностью пленки рабочей жидкости.

Нижний температурный предел определяется работоспособностью насоса, характеризующейся полным заполнением его рабочих камер или пределом прокачиваемости жидкости насосом. При безгаражном хранении машин в зимнее время вязкость жидкостей становится настолько высокой, что в периоды пуска и разогрева гидросистемы насос некоторое время не прокачивает рабочую жидкость. В результате возникает "сухое" трение подвижных частей насоса, кавитация, интенсивный износ и выход насоса из строя. Таким образом, при применении рабочих жидкостей в условиях отрицательных температур пуску гидропривода в работу должен непременно предшествовать подогрев рабочей жидкости.

Максимальные и минимальные значения вязкости рабочих жидкостей в зависимости от типа насоса приведены в табл.8.1.

Таблица 8.1

Значения вязкости при крайних температурных пределах

Тип насоса	Значение вязкости (сСт) при температурном пределе		
	нижнем		верхнем
	по условию прокачиваемости	по условию полного заполнения рабочих камер	по условию обеспечения смазывающей пленки и значению КПД = 0,80...0,85
Шестеренный	4500...5000	1380...1250	16...18
Пластинчатый	4000...4500	680...620	10...12
Аксиально-поршневой	1800...1600	570...530	6...8

Рабочее давление в гидросистеме и скорость движения исполнительного механизма также являются важными показателями, определяющими выбор рабочей жидкости. Утечки жидкости повышаются при увеличении давления, следовательно, было бы лучше применять рабочую жидкость с повышенной вязкостью. Но при этом будут увеличиваться гидравлические потери, и снижаться КПД гидропривода. Аналогичное влияние оказывает на рабочую жидкость скорость движения исполнительных механизмов. В настоящее время нет научно обоснованных рекомендаций по выбору рабочих жидкостей в зависимости от давления и скорости движения исполнительного механизма. Однако отмечается стремление при больших давлениях применять рабочую жидкость повышенной, а при низких давлениях - пониженной вязкости.

При эксплуатации гидросистем необходимо создавать такие условия, при которых рабочая жидкость по возможности дольше сохраняла бы свои первоначальные свойства. Для этого необходимо: не смешивать в одной таре свежую и бывшую в эксплуатации рабочие жидкости; пользоваться чистым заправочным инвентарем; не допускать смешивания рабочей жидкости с водой; не допускать попадания в жидкость пыли, песка, стружки и других механических частиц. При этом необходимо: фильтровать жидкость перед ее заливкой; герметично закрывать резервуары, содержащие рабочую жидкость. При работе гидропривода в широком диапазоне температур рекомендуется применять летние и зимние сорта рабочих жидкостей. Необходимо также после первого периода работы гидропривода в течение 50...100 ч заменять рабочую жидкость для ее фильтрации и очистки от продуктов износа в начальный период эксплуатации.

Наиболее распространенными являются два сорта рабочих жидкостей - ВМГЗ и МГ-30. Они позволяют заменить более 30 сортов специальных масел - промышленных, турбинных, трансформаторных, дизельных, моторных, цилиндровых, веретенных и т.д.

Тема 8.6. Гидравлические линии. Соединения

В гидросистемах машин отдельные элементы находятся на расстоянии друг от друга и соединяются между собой гидролиниями. Гидролинии должны обладать: - достаточной прочностью;

- минимальными потерями давления на преодоление гидравлических сопротивлений;
- отсутствием утечек жидкости;
- отсутствием в трубах воздушных пузырей.

Трубопроводы в зависимости от своей конструкции делятся на жесткие и гибкие.

Жесткие трубопроводы изготавливают из стали, меди, алюминия и его сплавов. Стальные применяют при высоких давлениях (до 320 ат). Трубы из сплавов алюминия применяют при давлениях до 150 ат и главным образом в гидросистемах машин с ограниченной массой (авиация). Медные трубопроводы при меньших давлениях (до 50 ат), там, где требуется изгиб труб под большими углами, что обеспечивает компактность гидросистемы, и применяются для дренажных линий.

Гибкие трубопроводы (рукава) бывают двух видов: резиновые и металлические. Для изготовления *резиновых рукавов* применяют натуральную и синтетическую резину. Рукав состоит из эластичной внутренней резиновой трубки, упрочненной наружной оплеткой или внутренним текстильным каркасом (рис.2.1). Их применяют тогда, когда соединяемые трубопроводом гидроагрегаты должны перемещаться относительно друг друга. При этом благодаря своей упругости резиновый рукава уменьшают пульсацию давления в гидросистеме. Они имеют следующие недостатки: подвижность при изменении давления; снижение общей жесткости гидросистемы; малая долговечность (1,5...3 года). Поэтому при проектировании гидросистем машин резиновых рукавов следует по возможности избегать.

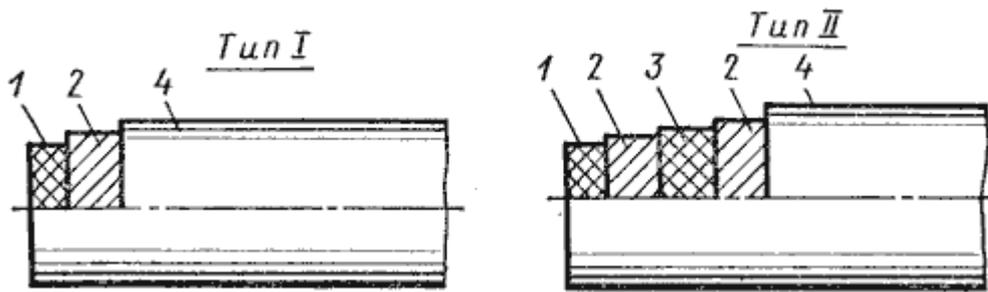


Рис.8.3. Схемы конструкции рукавов с оплеткой:
 1 - внутренний резиновый слой; 2 - металлическая оплетка;
 3 - промежуточный резиновый слой; 4 - наружный резиновый слой

Металлические рукава имеют гофрированную внутреннюю трубу, выполненную из бронзовой или стальной ленты, и наружную проволочную оплетку. Между витками ленты находится уплотнитель. Рукава с хлопчатобумажным уплотнением предназначены для работы с температурой рабочей жидкости до 110 С, а с асбестовым уплотнением - до 300 С. Металлические рукава применяют в специфических условиях эксплуатации гидросистем, в контакте с агрессивными рабочими жидкостями.

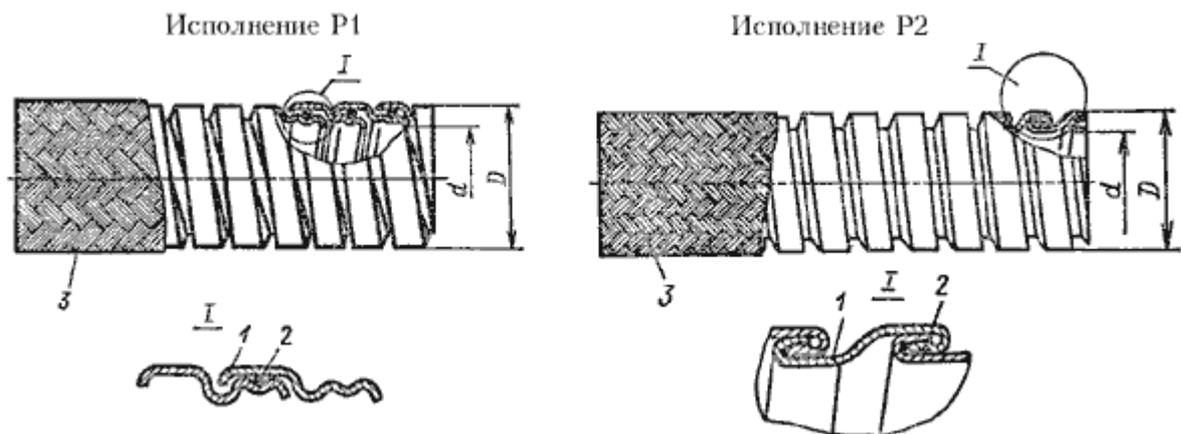


Рис.8.4. Металлические рукава:
 1 - профилированная лента; 2 - уплотнитель; 3 - проволочная оплетка

Соединения

Соединениями отдельные трубы и гидроагрегаты монтируются в единую гидросистему. Кроме того, соединения применяют и тогда, когда в гидросистеме необходимо предусмотреть технологические разъемы. Соединения могут быть неразборными и разборными.

Неразборные соединения применяют в недемонтируемых гидросистемах. Для соединения труб применяют сварку и пайку встык или используют муфты (переходные втулки) с прямыми с скошенными под углом 30 концами. При применении неразборных соединений масса гидролиний может быть уменьшена на 25...30% по сравнению с применением разборных соединений.

Разборные соединения (неподвижные и подвижные) - это соединения при помощи фланцев, штуцеров, ниппелей и других соединительных элементов.

Неподвижное разборное соединение может быть выполнено по наружному и внутреннему конусу, с врезающимся кольцом и фланцевое.

Соединение по *наружному конусу* (рис.2.3) состоит из трубопровода 1 с развальцованным на конус концом, ниппеля 2, штуцера 3 и накидной гайки 4. Герметичность соединения обеспечивается плотным прилеганием развальцованного конца трубы к наружной поверхности штуцера и соответствующей затяжкой накидной гайки. Недостатками такого соединения являются: уменьшение прочности трубы в месте р?струба; возможность образования незаметных для глаза кольцевых трещин; сравнительно большой момент затяжки накидной гайки; небольшое количество переборок; применение специализированного инструмента для развальцовки.

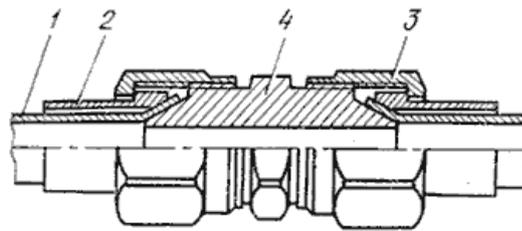


Рис.8.5. Соединение по наружному конусу

Неподвижное разборное соединение по внутреннему конусу (рис.2.4) состоит из ниппеля 4, приваренного или припаянного к трубе 5, штуцера 2 и накладной гайки 1. Герметичность соединения обеспечивается плотным прилеганием наружной поверхности ниппеля к внутренней поверхности штуцера и затяжной накладной гайки. Соединение по внутреннему конусу допускает большое количество переборок, а при его монтаже не происходит нежелательных деформаций в трубах и в соединительной арматуре. Благодаря сферической поверхности ниппеля допускается небольшой перекося труб.

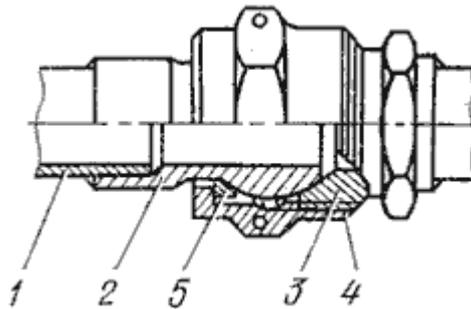


Рис.8.6. Соединение по внутреннему конусу

Соединение с *врезающимся кольцом* (рис.2.5) состоит из штуцера 1 с внутренней конической поверхностью 2, накладной гайки 5 и врезающегося кольца 3. Кольцо изготовлено из стали с цементированной поверхностью, а его конец, обращенный к штуцеру, имеет режущую кромку. При затяжке соединения гайкой режущая кромка врезается в трубу 4, происходит деформация кольца, которое получает форму, соответствующую конической поверхности штуцера. В результате обеспечиваются требуемые прочность и герметичность соединения.

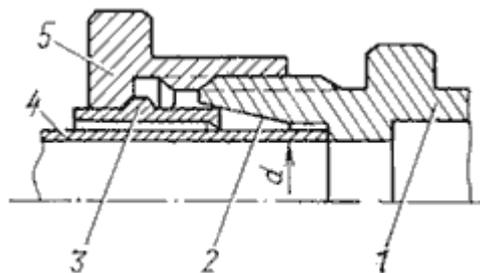


Рис.8.7. Соединение с врезающимся кольцом

К неподвижным разборным соединениям относится и *фланцевое соединение* (рис.2.6), которое применяют при монтаже гидросистем с трубами, имеющими диаметр условного прохода более 32 мм при рабочих давлениях до 32 МПа. Герметичность обеспечивается установкой между фланцами уплотнительных колец.

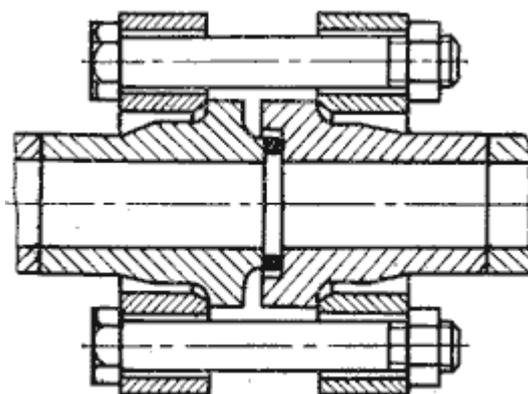


Рис.8.8. Фланцевое соединение

Подвижное разборное соединение применяется в гидросистемах землеройных, строительных, лесных и других машин. Здесь нередко применяют гидроцилиндры, которые должны поворачиваться на небольшой угол относительно оси, проходящей через точку крепления гидроцилиндра. При монтаже таких гидросистем применяют подвижные соединения, имеющие одну, две и более степеней свободы. На рис.2.7, а приведено поворотное соединение с одной степенью свободы, которое состоит из штуцера 1 и закрепленного на нем поворотного угольника 2. От осевого перемещения угольник стопорится шайбой 3 и кольцом 4. Герметичность соединения обеспечивается резиновыми кольцами 5 с защитными шайбами 6.

Другим примером подвижного соединения является свернутый в спираль трубопровод (рис.2.7, б). В этом случае спираль необходимо закрепить в двух точках (точки 1 и 2). Во время поворота гидроцилиндра спираль может растягиваться. Такой способ соединения может обеспечивать несколько степеней свободы.

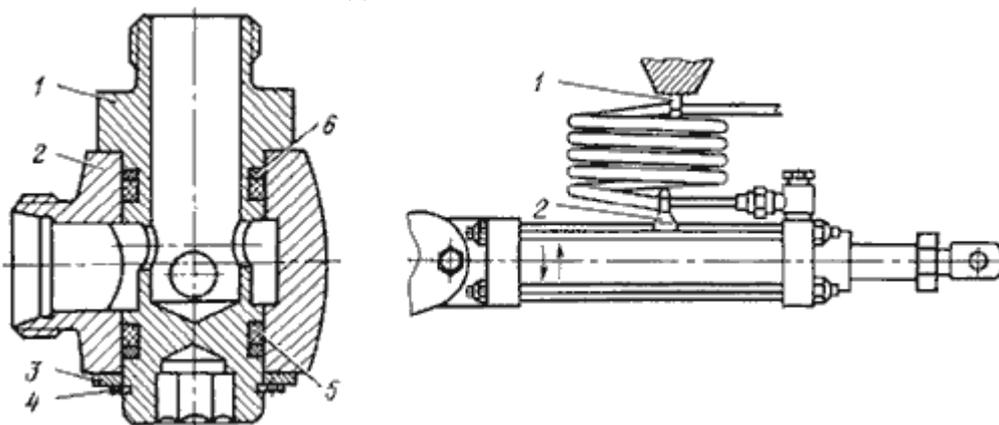


Рис.8.9. Подвижное разборное соединение:
а - шарнирное; б - в виде трубы, свернутой в спираль

Способ заделки в концах гибких трубопроводов соединительной арматуры определяется давлением и конструкцией гибкого трубопровода. При давлении до 0,5 МПа (рис.2.8, а) конец рукава навинчивают на наконечник или на ниппель 1 с гребенчатой поверхностью и закрепляют хомутом 2. При давлениях до 10 МПа соединение конца рукава происходит в результате зажатия его между ниппелем и зажимной муфтой (обоймой). При таком способе (рис.2.8, б) рукав 1 ввинчивают в зажимную муфту 2, имеющую резьбу с большим шагом. Далее в муфту ввинчивают ниппель 3, который своей конусной поверхностью вдавливают конец рукава в резьбу муфты и зажимают его. Для давлений более 10 МПа муфту 2 обжимают в специальном цанговом приспособлении. Накладной гайкой 4 производят соединение рукава с гидрооборудованием.

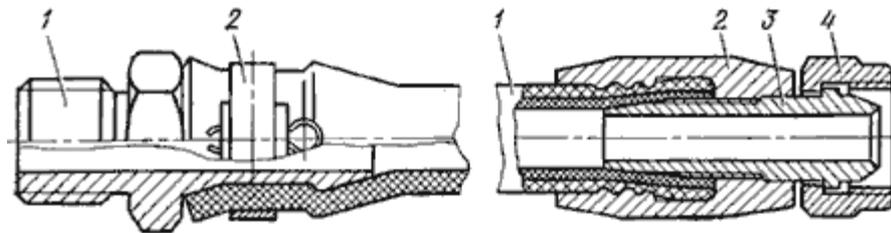


Рис.8.10. Заделка концов рукавов:
 а - при давлении до 0,5 МПа; б - при давлении свыше 10 МПа

Тема 8.7. Расчет гидрوليний

Целью расчета гидрوليний является определение внутреннего диаметра трубопроводов, потерь давления на преодоление гидравлических сопротивлений и толщины стенок труб.

Внутренний диаметр (условный проход) трубопровода d определяют по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}$$

или

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v}}$$

где Q - расход жидкости, м³/с для (2.1) и л/мин для (2.2);
 v - скорость движения жидкости, м/с;
 d - внутренний диаметр трубопровода, м для (2.1) и мм для (2.2).

Скорость течения жидкости в трубопроводах зависит в основном от давления в гидросистеме (табл.2.2).

Таблица 8.2

Рекомендуемые значения скорости рабочей жидкости

	Трубопроводы							
	Всасывающие	Сливные	Нагнетательные					
P_H , МПа	—	—	2,5	6,3	16	32	63	100
$v_{РЖ}$ м/с	1,2	2	3	3,5	4	5	6,3	10

Потеря давления на преодоление гидравлических сопротивлений по длине каждого участка трубопровода определяется по формуле

$$\Delta P_{дл} = \rho \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v_{РЖ}^2}{2}$$

где ρ - плотность рабочей жидкости, кг/м³;
 λ - коэффициент гидравлического трения;
 l - длина трубопровода, м.

Если на пути движения рабочей жидкости встречаются местные сопротивления, то потеря давления в местных сопротивлениях определяется по формуле Вейсбаха

$$\Delta P_{м} = \rho \zeta \frac{v_{РЖ}^2}{2}$$

где ζ - коэффициент местных сопротивлений.

Значения коэффициентов ζ для наиболее распространенных видов местных сопротивлений принимают следующими: для штуцеров и переходников для труб $\zeta = 0,1 \dots 0,15$; для угольников с поворотом под углом 90° $\zeta = 1,5 \dots 2,0$; для прямоугольных тройников для разделения и объединения потоков $\zeta = 0,9 \dots 2,5$; для плавных изгибов труб на угол 90° с радиусом изгиба, равным $(3 \div 5)d$ $\zeta = 0,12 \dots 0,15$; для входа в трубу $\zeta = 0,5$; для выхода из трубы в бак или в цилиндр $\zeta = 1$.

При ламинарном режиме Т.М. Башта [3, с.29] для определения коэффициента гидравлического трения λ рекомендует при $Re < 2300$ применять формулу

$$\lambda = \frac{75}{Re},$$

а при турбулентном режиме течения жидкости в диапазоне $Re = 2\ 300 \dots 100\ 000$ коэффициент λ определяется по полуэмпирической формуле Блазиуса

$$\lambda_T = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}.$$

Если

$$Re > 10 \frac{d}{\Delta_{\text{э}}},$$

где $\Delta_{\text{э}}$ - эквивалентная шероховатость труб (для новых бесшовных стальных труб $\Delta_{\text{э}} = 0,05$ мм, для латунных - $\Delta_{\text{э}} = 0,02$ мм, для медных - 0,01, для труб из сплавов из алюминия - 0,06, для резиновых шлангов - 0,03), то коэффициент гидравлического трения определяется по формуле А.Д. Альтшуля

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

Потери давления в гидроаппаратуре $\Delta P_{\text{за}}$ принимают по ее технической характеристике после выбора гидроаппаратуры. После этого суммируют потери давления

$$\Delta P = \Delta P_{\text{ол}} + \Delta P_{\text{м}} + \Delta P_{\text{за}}$$

При выполнении гидравлического расчета производят проверку бескавитационной работы насоса. Вакуум у входа в насос определяют по формуле

$$P_{\text{в}} = \rho g \left(h_{\text{с}} + h_{\text{мп}} \frac{\alpha v^2}{2g} \right),$$

где $h_{\text{с}}$ - расстояние от оси насоса до уровня рабочей жидкости в баке; $h_{\text{мп}}$ - потери напора на преодоление всех гидравлических сопротивлений во всасывающей гидролинии; v - скорость движения жидкости во всасывающей гидролинии; α - коэффициент Кориолиса.

Рекомендуемый (с запасом на бескавитационную работу насоса) вакуум $P_{\text{в}}$ у входа в насос должен быть не более 0,04 МПа. Если $P_{\text{в}} > 0,04$ МПа, то нужно увеличить диаметр всасывающего трубопровода или расположить бак выше оси насоса. При этом считается, что рабочая жидкость находится в баке с атмосферным давлением $P_{\text{атм}} = 0,1$ МПа. Таким образом, разность давлений в баке $P_{\text{б}}$ (с атмосферным или избыточным давлением) и на входе в насос $P_{\text{в}}$ не должна быть меньше 0,06 МПа.

Определение толщины стенок является проверочным расчетом на прочность жестких труб, подобранных по ГОСТу. Толщину стенки трубы определяют по формуле

$$\delta = \frac{Pd}{2\sigma_{\text{в}}} n,$$

где P - максимальное статическое давление; $\sigma_{\text{в}}$ - допускаемое напряжение на разрыв материала труб, принимаемое равным 30...35% от временного сопротивления; n - коэффициент запаса, $n = 3 \dots 6$, для гнутых труб принимается равным на 25 % ниже.

С учетом возможных механических повреждений толщина стенок стальных труб должна быть не менее 0,5 мм, а для медных - не менее 0,8...1,0 мм

4.3. Лабораторные работы

Учебным планом не предусмотрено.

4.4. Практические занятия

<i>№ п/п</i>	<i>Номер раздела дисциплины</i>	<i>Наименование тем практических занятий</i>	<i>Объем (час.)</i>	<i>Вид занятия в интерактивно й, активной, инновационно й формах, (час.)</i>
1.	6	Управление усилием на выходном звене исполнительного механизма	0,4	-
2.	6	Управление положением выходного звена исполнительного механизма	0,4	-
3.	7	Управление положением выходного звена исполнительного механизма	0,4	-
4.	7	Управление положением выходного звена исполнительного механизма	0,4	-
5.	8	Структура гидропривода	0,4	-
ИТОГО			2	

4.5. Контрольные мероприятия: курсовой проект (курсовая работа), контрольная работа, РГР, реферат

Учебным планом не предусмотрено.

5. МАТРИЦА СООТНЕСЕНИЯ РАЗДЕЛОВ УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ К ФОРМИРУЕМЫМ В НИХ КОМПЕТЕНЦИЯМ И ОЦЕНКЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

<i>№, наименование разделов дисциплины</i>	<i>Компетенции</i>	<i>Кол-во часов</i>	<i>Ком-петенции</i>		<i>Σ комп.</i>	<i>t_{ср}, час</i>	<i>Вид учебных занятий</i>	<i>Оценка результатов</i>
			<i>ОПК</i>	<i>ПК</i>				
			3	9				
1		2	3	4	5	6	7	8
1. Введение. Предмет гидравлики и краткая история ее развития		7,5	+	+	2	3,75	ЛК, СР	зачет
2. Основы гидростатики		7,5	+	+	2	3,75	ЛК, СР	зачет
3. Основы гидродинамики		7,5	+	+	2	3,75	ЛК, СР	зачет
4. Гидравлические сопротивления		7,5	+	+	2	3,75	ЛК, СР	зачет
5. Истечение жидкости из отверстий, насадков и из-под затворов		7,5	+	+	2	3,75	ЛК, СР	зачет
6. Гидравлический расчет простых трубопроводов		9,5	+	+	2	4,75	ЛК, ПЗ, СР	зачет
7. Гидравлические машины		11,5	+	+	2	5,75	ЛК, ПЗ, СР	зачет
8. Общая характеристика гидропривода. Рабочие жидкости для гидросистем. Гидравлические линии		9,5	+	+	2	4,75	ЛК, ПЗ, СР	зачет
<i>всего часов</i>		68	34	34	2	34		

6. ПЕРЕЧЕНЬ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ДИСЦИПЛИНЕ

1. Гидравлические и пневматические машины: учебное пособие / Кононов А.А., Федоров В.С., Кобзов Д.Ю., Лобанов Д.В. // Братск: ФГБОУВО «БрГУ». – 2015. – 196 с.

<http://ecat.brstu.ru/catalog/учебные%20и%20учебно-методические%20пособия/техника/кононов%20а.а.%20гидравлические%20и%20пневматические%20машины.уч.пособие.2015.pdf>

2. Основы гидравлики: учебное пособие / Кононов А.А., Федоров В.С., Кобзов Д.Ю., Лобанов Д.В. // Братск: ФГБОУВО «БрГУ». – 2015. – 92 с.

<http://ecat.brstu.ru/catalog/Учебные%20и%20учебно-методические%20пособия/Техника/Кононов%20А.А.%20Гидравлические%20и%20пневматические%20машины.Уч.пособие.2015.pdf>

7. ПЕРЕЧЕНЬ ОСНОВНОЙ И ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ, НЕОБХОДИМОЙ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

№	<i>Наименование издания</i>	<i>Вид занятия</i>	<i>Количество экземпляров в библиотеке, шт.</i>	<i>Обеспеченность, (экз./чел.)</i>
1	2	3	4	5
Основная литература				
1.	Удовин, В.Г. Гидравлика : учебное пособие / В.Г. Удовин, И.А. Оденба ; Министерство образования и науки Российской Федерации. - Оренбург : ОГУ, 2014. - 132 с. : схем., ил. - Библиогр. в кн. ; То же [Электронный ресурс]. URL: http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=330600	Лк, ПЗ, СР	ЭР	1
2.	Штеренлихт, Д.В. Гидравлика [Электронный ресурс] : учеб. — Электрон. дан. — Санкт-Петербург : Лань, 2015. — 656 с. — Режим доступа: https://e.lanbook.com/book/64346 .	Лк, ПЗ, СР	ЭР	1
Дополнительная литература				
3.	Гидравлика, гидромашин и гидроприводы : учебник / Т. М. Башта, С. С. Руднев [и др.]. - 2-е изд., перераб. - Москва : Машиностроение, 1982. - 423 с.	Лк, ПЗ, СР	528	1
4.	Козырь, И.Е. Практикум по гидравлике [Электронный ресурс] : учеб.-метод. пособие / И.Е. Козырь, И.Ф. Пикалова, Н.В. Ханов. — Электрон. дан. — Санкт-Петербург : Лань, 2016. — 176 с. — Режим доступа: https://e.lanbook.com/book/72985 .	ПЗ, СР	ЭР	1
5.	Крестин, Е.А. Задачник по гидравлике с примерами расчетов [Электронный ресурс] : учеб. пособие / Е.А. Крестин, И.Е. Крестин. — Электрон. дан. — Санкт-Петербург : Лань, 2014. — 320 с. — Режим доступа: https://e.lanbook.com/book/50160 .	ПЗ, СР	ЭР	1
6.	Тихоненков, Б.П. Гидравлика и гидроприводы : учебное пособие / Б.П. Тихоненков ; Министерство транспорта Российской Федерации, Агенство морского и речного	Лк, ПЗ, СР	ЭР	1

	флота, Московская государственная академия водного транспорта. - Москва : Альтаир-МГАВТ, 2005. - Ч. 1. Гидравлика. - 113 с. : ил., табл., схем. - Библиогр. в кн. ; То же [Электронный ресурс]. - URL: http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=430697			
7.	Тихоненков, Б.П. Гидравлика и гидроприводы : учебное пособие / Б.П. Тихоненков ; Министерство транспорта Российской Федерации, Агенство морского и речного флота, Московская государственная академия водного транспорта. - Москва : Альтаир-МГАВТ, 2005. - Ч. 2. Гидроприводы. - 41 с. : ил., табл., схем. - Библиогр. в кн. ; То же [Электронный ресурс]. - URL: http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=430698	Лк, ПЗ, СР	ЭР	1

8. ПЕРЕЧЕНЬ РЕСУРСОВ ИНФОРМАЦИОННО-ТЕЛЕКОММУНИКАЦИОННОЙ СЕТИ «ИНТЕРНЕТ» НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

1. Электронный каталог библиотеки БрГУ http://irbis.brstu.ru/CGI/irbis64r_15/cgiirbis_64.exe?LNG=&C21COM=F&I21DBN=BOOK&P21DBN=BOOK&S21CNR=&Z21ID=.
2. Электронная библиотека БрГУ <http://ecat.brstu.ru/catalog>.
3. Электронно-библиотечная система «Университетская библиотека online» <http://biblioclub.ru>.
4. Электронно-библиотечная система «Издательство «Лань» <http://e.lanbook.com>.
5. Информационная система "Единое окно доступа к образовательным ресурсам" <http://window.edu.ru>.
6. Научная электронная библиотека eLIBRARY.RU <http://elibrary.ru>.
7. Университетская информационная система РОССИЯ (УИС РОССИЯ) <https://uisrussia.msu.ru/>.
8. Национальная электронная библиотека НЭБ <http://xn--90ax2c.xn--p1ai/how-to-search/>.

9. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ

Приступая к изучению данной учебной дисциплины, обучающиеся должны ознакомиться с учебной программой, учебной, научной и методической литературой, имеющейся в библиотеке ФГБОУ ВО «БрГУ», получить в библиотеке рекомендованные учебники и учебно-методические пособия, завести новую тетрадь для конспектирования лекций и работы с первоисточниками.

В ходе лекционных занятий вести конспектирование учебного материала. Обращать внимание на категории, формулировки, раскрывающие содержание тех или иных явлений и процессов, научные выводы и практические рекомендации.

Желательно оставить в рабочих конспектах поля, на которых делать пометки из рекомендованной литературы, дополняющие материал прослушанной лекции, а также подчеркивающие особую важность тех или иных теоретических положений. Задавать преподавателю уточняющие вопросы с целью уяснения теоретических положений, разрешения спорных ситуаций.

В ходе подготовки к практическим занятиям изучить основную литературу, ознакомиться с дополнительной литературой, новыми публикациями в периодических изданиях: журналах, газетах и т.д. При этом учесть рекомендации преподавателя и требования учебной программы. Дорабатывать свой конспект лекции, делая в нем соответствующие записи из литературы, рекомендованной преподавателем и предусмотренной учебной программой.

Готовясь к докладу или реферативному сообщению, обращаться за методической помощью к преподавателю. Составить план-конспект своего выступления.

В ходе практических занятий принимать активное участие в обсуждении учебных вопросов: выступать с докладами, рефератами, обзорами научных статей, отдельных публикаций периодической печати, касающихся содержания темы практического занятия. В ходе своего выступления использовать технические средства обучения, доску и мел.

С целью более глубокого усвоения изучаемого материала задавать вопросы преподавателю. После подведения итогов практического занятия устранить недостатки, отмеченные преподавателем.

При подготовке к зачету (в конце семестра) повторять пройденный материал в строгом соответствии с учебной программой, примерным перечнем учебных вопросов, выносящихся на зачет и содержащихся в данной программе. Использовать конспект лекций и литературу, рекомендованную преподавателем. Обратит особое внимание на темы учебных занятий, пропущенных студентом по разным причинам. При необходимости обратиться за консультацией и методической помощью к преподавателю.

В учебном процессе выделяют два вида самостоятельной работы:

- аудиторная;
- внеаудиторная.

Аудиторная самостоятельная работа по дисциплине выполняется на учебных занятиях под непосредственным руководством преподавателя и по его заданию.

Внеаудиторная самостоятельная работа выполняется обучающимся по заданию преподавателя, но без его непосредственного участия.

Содержание внеаудиторной самостоятельной определяется в соответствии с рекомендуемыми видами заданий согласно примерной и рабочей программ учебной дисциплины.

Видами заданий для внеаудиторной самостоятельной работы являются:

- *для овладения знаниями*: чтение текста (учебника, первоисточника, дополнительной литературы), составление плана текста, графическое изображение структуры текста, конспектирование текста, выписки из текста, работа со словарями и справочниками, ознакомление с нормативными документами, учебно-исследовательская работа, использование аудио- и видеозаписей, компьютерной техники и Интернета и др.

- *для закрепления и систематизации знаний*: работа с конспектом лекции, обработка текста, повторная работа над учебным материалом (учебника, первоисточника, дополнительной литературы, аудио и видеозаписей, составление плана, составление таблиц для систематизации учебного материала, ответ на контрольные вопросы, заполнение рабочей тетради, аналитическая обработка текста (аннотирование, рецензирование, реферирование, конспект-анализ и др), подготовка мультимедиа сообщений/докладов к выступлению на семинаре (конференции), подготовка реферата, составление библиографии, тематических кроссвордов, тестирование и др.

- *для формирования умений*: решение задач и упражнений по образцу, решение вариативных задач, выполнение чертежей, схем, выполнение расчетов (графических работ), решение ситуационных (профессиональных) задач, подготовка к деловым играм, проектирование и моделирование разных видов и компонентов профессиональной деятельности, опытно экспериментальная работа, рефлексивный анализ профессиональных умений с использованием аудио- и видеотехники и др.

Самостоятельная работа осуществляется индивидуально или группами студентов в зависимости от цели, объема, конкретной тематики самостоятельной работы, уровня сложности, уровня умений студентов.

Контроль результатов внеаудиторной самостоятельной работы обучающихся может осуществляться в пределах времени, отведенного на обязательные учебные занятия по дисциплине и внеаудиторную самостоятельную работу студентов по дисциплине, может проходить в письменной, устной или смешанной форме.

9.1. Методические указания для обучающихся по выполнению практических работ

Отчеты по практическим работам оформляются на листах формата А4.

Отчеты должны содержать:

1. Цель работы.
2. Задание.
3. Поэтапное выполнение задания.
4. Заключение.

Практическое занятие № 1

Управление усилием на выходном звене исполнительного механизма

Цель работы: провести расчет основных параметров гидроприводов (развиваемых усилий и скоростей, мощности приводного двигателя), а также выбирать гидроцилиндры стандартных размеров в соответствии с расчетными параметрами.

Задание и порядок выполнения:

Расчет гидроцилиндров:

- Усилие на штоке;
- Скорость перемещения штока;
- Мощность приводного двигателя.

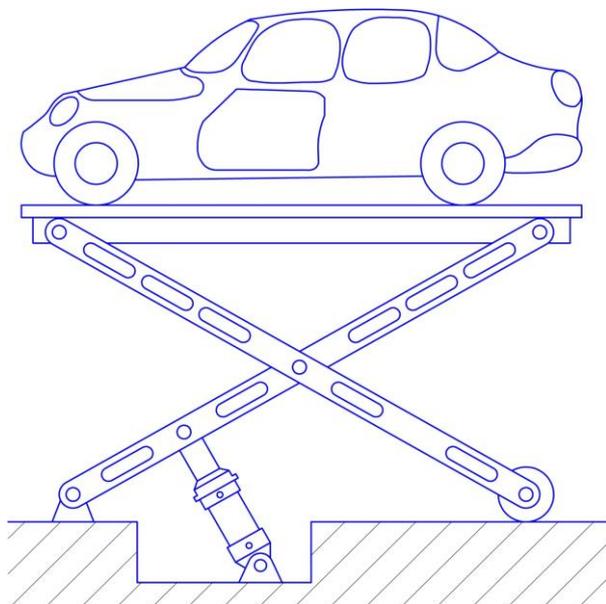
Объект:

- автомобильный подъемник (Задача №1)
- речной буксир (Задача №2)

Задача №1

Постановка задачи.

- Гидравлическая система автоподъемника испытывает нагрузку на штоке гидроцилиндра до **10 тонн** .
- Скорость подъема - не менее $V = 2 \text{ см} \frac{\square}{\square} \text{ сек.}$
- Рабочий ход штока цилиндра $h = 800 \text{ мм}$.
- Давление питания в гидросети $p = 250 \text{ бар}$.
- Соотношение площадей поршня и штока $\varphi = 2$.



Задание:

- Определить размеры гидроцилиндра подъемника.

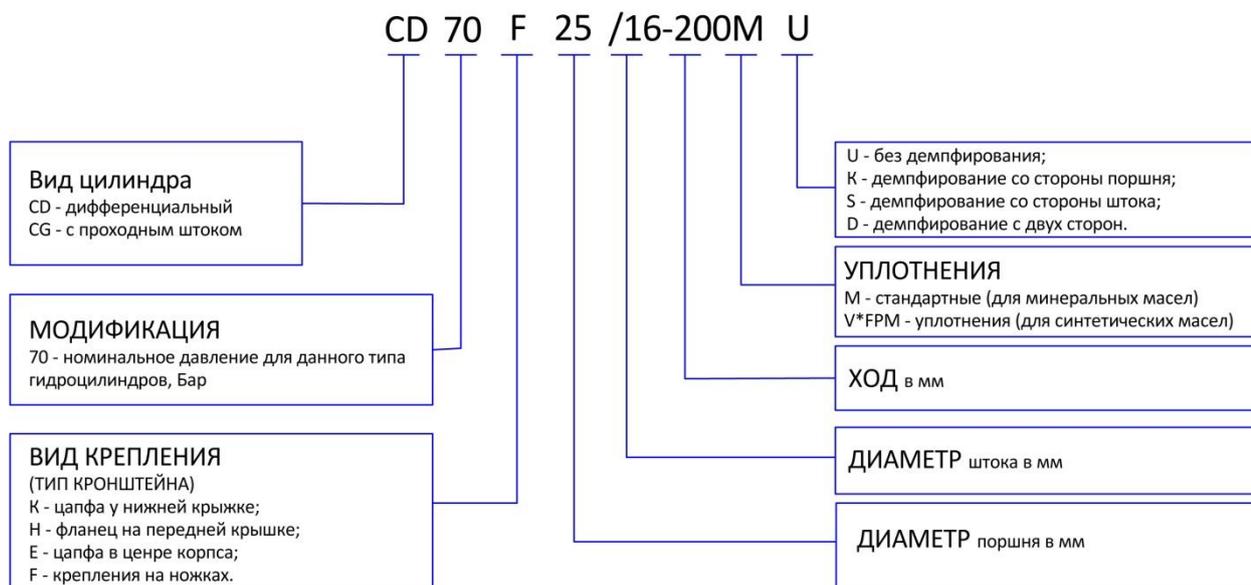
- Определить необходимую мощность электродвигателя, приводящего в действие насос.
- Подобрать стандартный дифференциальный гидроцилиндр двухстороннего действия. Цилиндр крепится посредством проушины на задней крышке корпуса.

Данные для выполнения задания.

Принятые обозначения:

D	диаметр поршня, м
d	диаметр штока, м
A_n	площадь поршня в поршневой полости, м ²
A_{nh}	площадь поршня в штоковой полости, м ²
h	рабочий ход штока цилиндра, м
$\eta=0,9$	КПД гидроцилиндра
$F_{пр}$	фактическое усилие, развиваемое гидроцилиндром при прямом ходе, Н
$F_{обр}$	теоретическое усилие развиваемое гидроцилиндром при прямом ходе, Н
	фактическое усилие, развиваемое гидроцилиндром при обратном ходе, Н
	теоретическое усилие развиваемое гидроцилиндром при обратном ходе, Н
P	давление питания, Па
V	скорость движения штока поршня, м/сек

Пример обозначения гидравлических цилиндров в каталоге.



Решение №1

1. Расчет диаметра поршня.

Усилие, развиваемое гидроцилиндром при прямом ходе,

$$A_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4};$$

Отсюда находим диаметр поршня.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot A_n}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^5}{(3,14 \cdot 250 \cdot 10^5 \cdot 0,9)}} = 0,068 \text{ м}$$

Выбираем стандартный диаметр поршня

2. Расчет диаметра штока.

Т.к. задано соотношение рабочих площадей поршня $\left(\varphi = \frac{A_{\text{п}}}{A_{\text{шт}}} = 2\right)$, то исходя из соотношения, определяем диаметр штока

$$d = \sqrt{\frac{D^2}{2}} = \frac{0,07}{\sqrt{2}} = 0,05 \text{ м}$$

Выбираем стандартный диаметр штока $d = 50 \text{ мм}$.

В результате по каталогу выбираем гидроцилиндр **CD 250 K 70150 – 800 M S**.

Зная D , определим расход рабочей жидкости Q , необходимый для обеспечения заданной скорости выдвижения штока поршня

$$Q = A_{\text{п}} \cdot v$$

$$Q = \left(\frac{\pi D^2}{4}\right) \cdot v = 0,003846 \cdot 0,02 = \frac{0,00007693 \text{ м}^3}{\text{с}} = \frac{4,61 \text{ л}}{\text{мин}}$$

3. Определим мощность электродвигателя, необходимую для обеспечения заданных параметров гидросистемы (привода насосного агрегата).

Гидравлическая мощность W_r , подводимая к гидроцилиндру,

$$W_r = p \cdot Q \text{ Вт,}$$

или, с учетом размерностей p (бар) и Q $\left(\frac{\text{л}}{\text{мин}}\right)$, $W_r = 1,67 \cdot p \cdot Q$:

Т.к. потери в гидросистеме составляют от до %, то мощность электродвигателя $W_э$ должна быть увеличена по сравнению с гидравлической W_r на исполнительном механизме (гидроцилиндре) на эту величину.

$$W_э = 1,3 \cdot W_r,$$

$$W_э = 1,3 \cdot 1,67 \cdot 250 \cdot 4,61 = 6258 \text{ Вт} = 2,5 \text{ кВт}$$

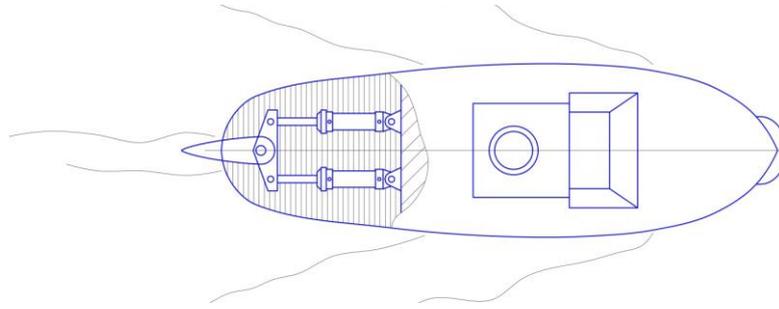
Таким образом, для обеспечения надежной работы гидропривода данного автоподъемника необходим электродвигатель с мощностью не ниже **2,5 кВт**.

Задача №2

Постановка задачи:

Гидросистема рулевого управления речного буксира оснащена дифференциальными гидравлическими цилиндрами двухстороннего действия **CD 150 K 32 $\frac{\square}{\square}$ 25 – 300 M S**.

Давление питания в гидросистеме **150 бар**.



Задание:

Определить полезную нагрузку, развиваемую каждым гидроцилиндром при прямом и обратном ходе.

Рассчитать общее усилие от -х гидроцилиндров на приводе корабельного руля.

Примечание.

КПД гидроцилиндра $\eta = 0,94$

Решение №2

По обозначению гидроцилиндра определяем, что $D = 32 \text{ мм}$, $d_{ш} = 25 \text{ мм}$, рабочий ход $h = 300 \text{ мм}$, демпфирование со стороны штока.

Отношение рабочих площадей поршня

Усилие, развиваемое гидроцилиндром при прямом ходе:

$$A_{п} = \frac{\pi \cdot D^2}{4};$$

Усилие, развиваемое гидроцилиндром при обратном ходе:

Проверим:

$$A_{ш} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4};$$

Таким образом, гидроцилиндр $CD 150 \text{ К } 32 \frac{25}{300} \text{ М } S$ при давлении питания в гидросистеме **150 бар** развивает усилие

при прямом ходе

при обратном ходе

Общее усилие от 2-х гидроцилиндров на приводе корабельного руля равно сумме усилий

$$F_{пр1} + F_{обр2} = 15750 \text{ Н (1,57 т)}$$

Форма отчетности:

Отчет.

Задания для самостоятельной работы:

Ответить на контрольные вопросы для самопроверки.

Основная литература:

[1-2] из раздела 7.

Дополнительная литература:

[3-7] из раздела 7.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Простой трубопровод постоянного сечения.
2. Соединения простых трубопроводов.
3. Сложные трубопроводы.

Практическое занятие № 2

Управление положением выходного звена исполнительного механизма

Цель работы: Проанализировать работу гидропривода.

Составить спецификацию элементов. Объяснить обозначения гидроаппаратов.

Задание и порядок выполнения:

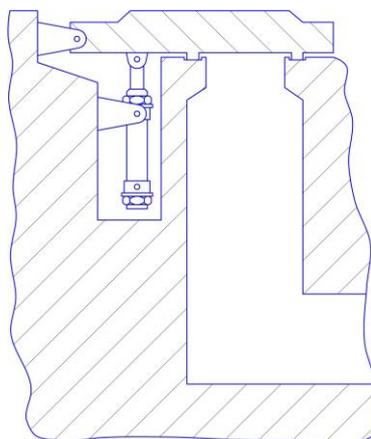
Задача №1

Постановка задачи.

Объемный гидропривод посредством гидроцилиндра приводит в действие крышку люка вентиляционного ствола шахты. Максимальное давление в системе составляет **60 бар**.

Дублирующим устройством на случай прекращения электропитания насосной установки служит гидроаккумулятор.

Вследствие тяжелых условий эксплуатации предусмотрено периодическое взятие пробы рабочей жидкости на анализ в мерную емкость.



Задание:

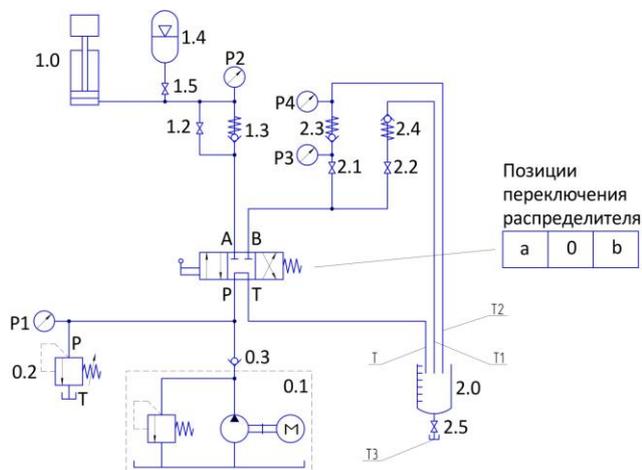
Проанализировать работу гидропривода.

Составить спецификацию элементов. Объяснить обозначения гидроаппаратов.

Заполнить приведенный протокол работы объемного гидропривода согласно указанным позициям гидроаппаратов.

Отметить позиции, при которых происходит срабатывание аккумулятора и его зарядка рабочей жидкостью (РЖ), а также отбор пробы РЖ.

Схема управления крышкой люка вентиляции.



Гидроаппарат	Поз.	Поз.	Поз.	Поз.	Поз.	Поз.	Поз.	Поз.	Поз.
Распределитель 1.1	в	в	в	в	0	0	а	а	а
Запорный кран 1.2	Закр.	Откр.	Закр.	Закр.	Откр.	Откр.	Откр.	Закр.	Откр.
Запорный кран 1.5	Закр.	Закр.	Откр.	Закр.	Закр.	Откр.	Закр.	Откр.	Откр.
Запорный кран 2.1	Закр.	Откр.	Закр.	Откр.	Откр.	Закр.	Откр.	Откр.	Закр.
Запорный кран 2.2	Закр.	Откр.	Закр.	Закр.	Закр.	Откр.	Закр.	Откр.	Откр.
Запорный кран 2.5	Закр.	Откр.	Откр.	Закр.	Закр.	Закр.	Закр.	Откр.	Закр.
Гидроцилиндр 1.0	Внизу	Внизу	Вверху						
Мерная емкость	0								
Манометр P1, бар	60								
Манометр P2, бар	?								
Манометр P3, бар	0								
Манометр P4, бар	0								
Линия Т	0								
Линия Т1	0								
Линия Т2	0								
Линия Т3	0								

Примечания:

- 1) Каждая позиция рассматривается при условии, что насос работает, аккумулятор заряжен, гидроаппараты герметичны;
- 2) Значок «0» означает, что течения в линии нет; значок «1» - течение в линии есть, значок «?» - позиция однозначно не определена;
- 3) Для мерной емкости значок «0» означает опорожнение, значок «1» -заполнение.

Решение №1

Спецификация гидроаппаратов.

№ позиции	Наименование	
0.1	Гидравлический агрегат	
0.2	Переливной клапан (60 бар)	
0.3	Обратный клапан	
1.0	Гидроцилиндр одностороннего действия	
1.1	Гидрораспределитель 4/3 с ручным управлением	
1.2	Запорный шаровой кран	
1.3	Обратный клапан	
1.4	Гидроаккумулятор	
1.5	Запорный шаровой кран	
2.0	Мерная емкость для отбора пробы	
2.1	Запорный шаровой кран	
2.2	Запорный шаровой кран	
2.3	Обратный клапан	
2.4	Обратный клапан	
2.5	Запорный шаровой кран	
P1 - P4	Манометр (4 шт.)	

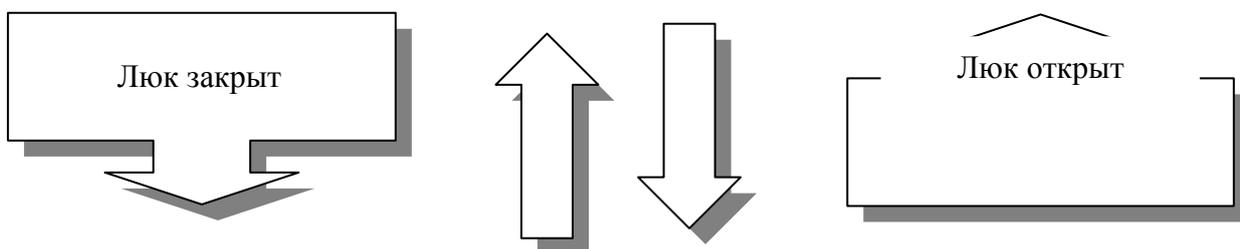
Комментарий к спецификации:

- 1) Все гидроаппараты, относящиеся к гидроагрегату, имеют обозначение группы «0»;
- 2) Гидроаккумулятор с принадлежащим ему краном **1.5** располагается на гидравлической линии, ведущей к гидроцилиндру (группа «1»), поэтому имеет обозначение **1.4** ;
- 3) Гидроаппараты, расположенные на гидравлических линиях, служащих для отбора проб, имеют обозначение группы «2»;

4) Манометры обозначены как независимые приборы контроля.

Протокол работы гидропривода.

№ позиции	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Гидроаппарат	Поз.	Поз.	Поз.	Поз.	Поз.	Поз.	Поз.	Поз.	Поз.
Распределитель 1.1	в	в	в	в	0	0	а	а	а
Запорный кран 1.2	Закр.	Откр.	Закр.	Закр.	Откр.	Откр.	Откр.	Закр.	Откр.
Запорный кран 1.5	Закр.	Закр.	Откр.	Закр.	Закр.	Откр.	Закр.		
Запорный кран 2.1	Закр.	Откр.	Закр.	Откр.	Откр.	Закр.	Откр.	Откр.	Закр.
Запорный кран 2.2	Закр.	Откр.	Закр.	Закр.	Закр.	Откр.	Закр.	Откр.	Откр.
Запорный кран 2.5	Закр.	Откр.	Откр.	Закр.	Закр.	Закр.	Закр.	Откр.	Закр.
			Аварийный			Аварийный			
Гидроцилиндр 1.0	Внизу	Внизу	Вверх	Внизу	Вверх	Вверх	Вверх	Вверх	Вверх
Мерная емкость	0	?	?		1	1	0	0	0
Манометр P1, бар	60	10	60			0	60	60	60
Манометр P2, бар	?	0	60	0	0	60	60	60	60
Манометр P3, бар	0	5	0	0	0	0	0	0	0
Манометр P4, бар	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Линия Т	0	0	0	0	1	1	0	0	0
Линия Т1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Линия Т2	0	1	0	1	0	0	0	0	0
Линия Т3	0	1	1	0	0	0	0	0	0



1. Позиция №3 и №6 - открытие крышки с помощью аккумулятора.
2. Позиция №8 и №9 - открытие крышки и зарядка аккумулятора РЖ.
3. Позиция №4 - отбор пробы РЖ.

При выполнении задания рекомендуется заполнение таблицы проводить в подгруппах. Затем проверка, заполняя вместе ячейки на пленке с кодоскопа.

Дополнительно рассмотреть ситуацию, при которой в позиции № происходит отключение электроэнергии, т.е. привода насоса.

...очевидно, что крышка люка останется открытой, т.к. утечки через насос не будет благодаря обратному клапану 0.3, а давление в гидроцилиндре будет поддерживать аккумулятор.

Форма отчетности:

Отчет.

Задания для самостоятельной работы:

Ответить на контрольные вопросы для самопроверки.

Основная литература:

[1,2] из раздела 7.

Дополнительная литература:

[3-7] из раздела 7.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Трубопроводы с насосной подачей жидкостей.
2. Гидравлический удар.
3. Изменение пропускной способности трубопроводов в процессе их эксплуатации.

Практическое занятие № 3

Управление положением выходного звена исполнительного механизма

Цель работы: Ознакомление с управлением положением выходного звена исполнительных механизмов и особенностями использования в гидросистеме гидрозамков.

Задание и порядок выполнения:

Запорные и направляющие гидроаппараты.
Распределитель 4/3. Гидрозамок

Объект – вилочный погрузчик (Задача №1 + тренажер)

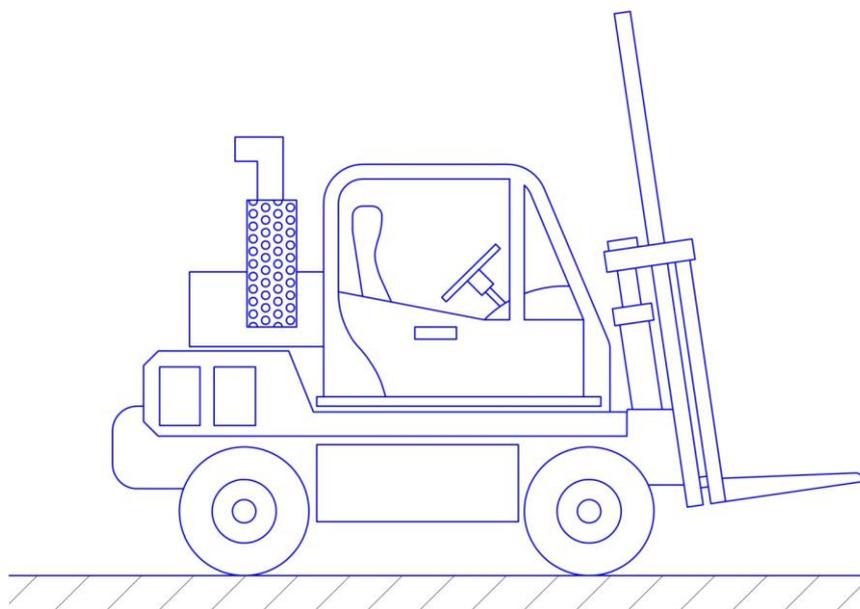
Задача №1

Постановка задачи.

Вилочный автопогрузчик снабжен гидроприводом. Высота подъема определяется положением штока гидроцилиндра двухстороннего действия.

В схеме управления гидроприводом используется $\frac{4}{3}$ -распределитель, обеспечивающий фиксацию штока гидроцилиндра в любом промежуточном положении.

Вилочный автопогрузчик



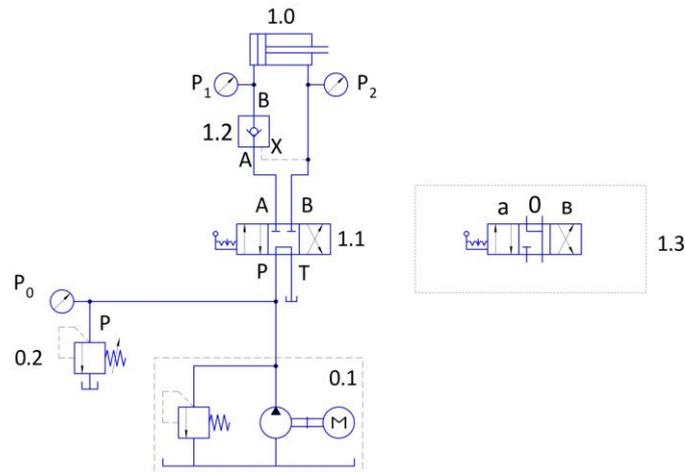
Задание:

- 1) Разработать принципиальную гидравлическую схему системы управления высотой подъема вилок автопогрузчика.

- 2) С целью обеспечения длительного удержания груза без «просадки» штока гидроцилиндра применить односторонний гидрозамок.
- 3) Смоделировать систему на тренажере, зафиксировав давления перед цилиндром в напорной и сливной магистралях, а также время прямого и обратного хода. Рассчитать условия работы гидрозамка при опускании груза массой **2 т**. Давление в гидросистеме **150 бар**. Диаметр поршня **56 мм**.

Решение №1.

Гидравлическая принципиальная схема автопогрузчика.



После сборки и проверки гидравлической системы следует уменьшить до минимума поджатие регулировочной пружины переливного клапана (**0.2**). Затем включить гидростанцию и, переключив распределитель (**1.1**) в позицию «В», настроить переливной клапан по манометру P_0 на давление **50 бар**.

После переключения распределителя (**1.1**) в нейтральную позицию «0» показание манометра P_0 сразу же понижается примерно до **7 бар**, так как $\frac{4}{3}$ - распределитель в средней позиции разгружает насос, отводя поток масла в бак. Путем воздействия на рычаг управления распределителя шток гидроцилиндра перемещается в любое желаемое положение. При возврате распределителя в среднюю позицию шток сразу же останавливается. При переключении распределителя фиксируются значения P_0, P_1 , как при прямом, так и при обратном ходе поршня, а также время прямого и обратного хода. Для удобства анализа все значения заносятся в таблицу.

Обозначения	P_0 , бар	P_1 , бар	P_2 , бар	t, сек
Прямой ход	15	5	4	1,8
Обратный ход	44	15	39	1,2
Нейтральная позиция	7	0	0	-

Как было показано ранее, можно фиксировать положение штока гидроцилиндра и без гидрозамка, однако в этом случае будет наблюдаться «просадка» штока вследствие утечки между золотником и корпусом распределителя. Гидрозамок же предотвращает просадку штока под действием нагружающей силы сколь угодно долгое время.

Замечание:

При использовании гидрозамка следует применять $\frac{4}{3}$ - распределитель, у которого в средней позиции каналы **A** и **B** соединены с каналом **T**, а канал **P** закрыт (**1.3**). Это очень важно отметить, т.к. такая коммутация каналов обеспечивает «разгрузку от давления» как линии управления, так и напорной линии гидрозамка, а значит надежное закрытие гидрозамка давлением от внешней нагрузки.

Пример.

Погрузчик держит на вилах груз массой **2 т** .

Гидроцилиндр имеет диаметр **56 мм** , а площадь штока вдвое меньше площади поршня.

Переливной клапан настроен на **150 бар**

Определить давление, которым будет открыт гидрозамок для опускания груза.

Площадь поршня .

Площадь поршня со стороны штока $A_{ш} = 12,3 \text{ см}^2$.

В напорной линии, где установлен гидрозамок, давление от веса груза

$$p = \frac{F}{A_{п}} = \frac{2000}{24,6} = 81,3 \text{ бар}$$

Для опускания груза водитель переключает распределитель в позицию «в». Давление на штоковую полость поршня **150 бар** . После преобразования на поршне в напорную линию передается **75 бар** . Таким образом на запорный орган гидрозамка с учетом веса груза действует давление **156.3 бар** (**81.3 + 75**)

Откроется ли гидрозамок? Ведь давление управления, открывающее гидрозамок и равное давлению на переливном клапане, всего **150 бар**

Конечно, т.к. давление управления действует на управляющий поршень гидрозамка (см. конструкцию - фolia Fol-Hyd-8.02), площадь которого в $\frac{4}{3}$ раза превосходит площадь его запорного органа. А значит, усилие открытия также в $\frac{4}{3}$ раза превосходит усилие, препятствующее открытию гидрозамка.

При работе с гидрозамком на стендах-тренажерах может также использоваться имеющийся в комплекте оборудования $\frac{4}{3}$ - распределитель с разгрузкой насоса в средней позиции, т.к. из-за внутренних перетечек масла в данном распределителе, обусловленном его конструкцией, гидрозамок также закрывается.

Форма отчетности:

Отчет.

Задания для самостоятельной работы:

Ответить на контрольные вопросы для самопроверки.

Основная литература:

[1,2] из раздела 7.

Дополнительная литература:

[3-7] из раздела 7.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Лопастные насосы.
2. Поршневые насосы.
3. Индикаторная диаграмма поршневых насосов.

Практическое занятие № 4

Управление положением выходного звена исполнительного механизма

Цель работы: Ознакомление с основными способами управления положением выходного звена исполнительного механизма.

Изучение особенностей использования в гидросистемах распределителей разных типов.

Закрепление знания типов и наименований запорной и направляющей гидроаппаратуры.

Задание и порядок выполнения:

Запорные и направляющие гидроаппараты.
Распределители 2/2, 3/2, 4/2, 4/3.

- Объекты
- мобильный трап (Задача №1)
 - пресс для гофрирования листа (Задача №2) + тренажер
 - муфельная печь (Задача №3) + тренажер

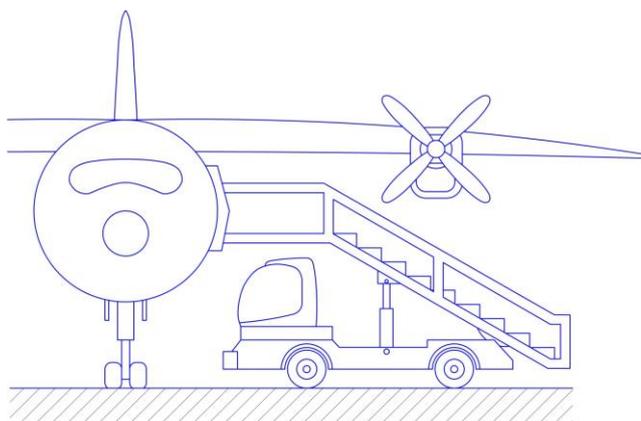
Задача №1

Постановка задачи.

Трап самолета установлен на автомобиле. Высота трапа регулируется посредством гидропривода, исполнительным механизмом которого является цилиндр одностороннего действия. При транспортном положении трап должен быть опущен.

В первых схемах управления гидроприводом использовался $\frac{2}{2}$ - распределитель. Для опускания трапа насос, а значит, и двигатель автомобиля приходилось выключать.

Мобильный трап самолета.



Задание:

Начертить принципиальную гидравлическую схему системы управления высотой подъема мобильного трапа.

Нанести цифровые и буквенные обозначения элементов и каналов на схемах.

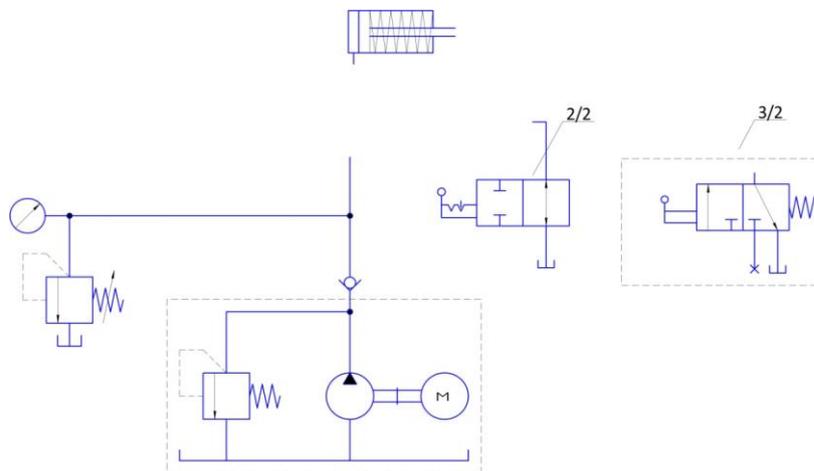
Дополнительные условия:

Рассмотреть возможность замены при срочном ремонте $\frac{2}{2}$ - распределителя, снятого с производства, на $\frac{3}{2}$ - распределитель с пружинным возвратом и без него, а также на $\frac{4}{2}$ - распределитель.

Обосновать принятое решение и пояснить работу гидросхемы.

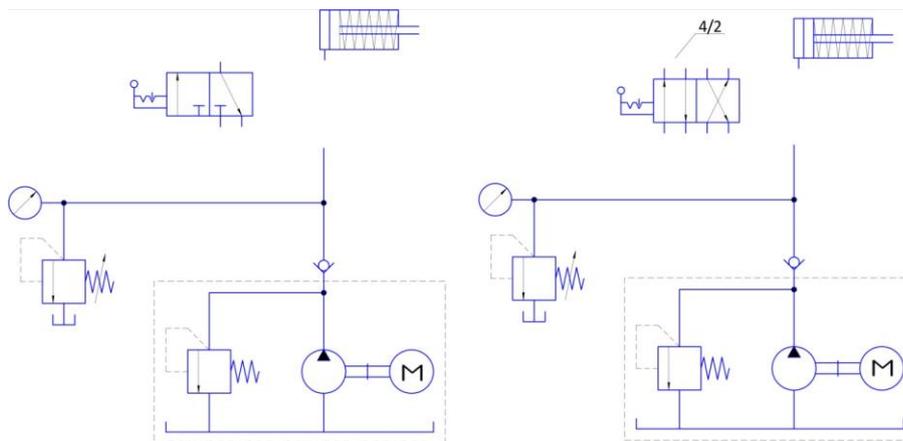
Управление гидроцилиндром одностороннего действия:

- а) Гидравлическая принципиальная схема «до модификации» набирается аппликационными моделями:



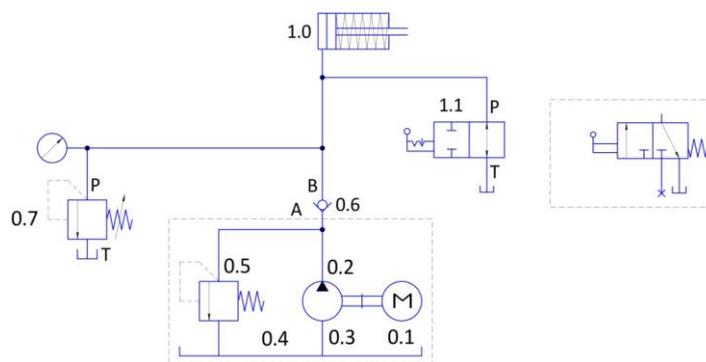
Вопрос: Возможна ли фиксация поршня в промежуточных положениях?

б) Гидравлическая принципиальная схема «после модификации»:



Решение №1

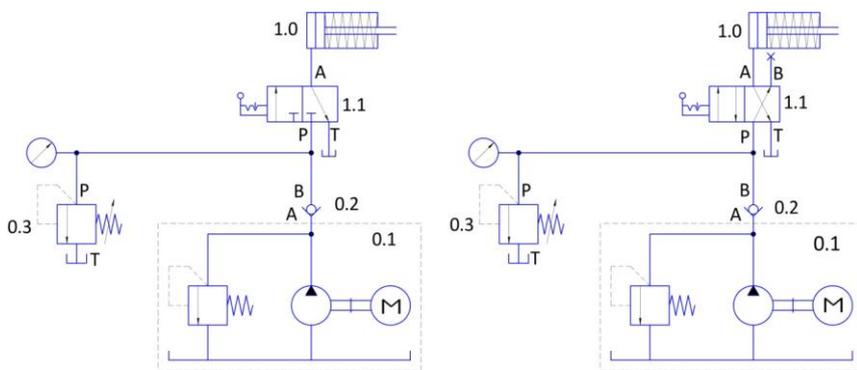
а) Гидравлическая принципиальная схема «до модификации»:



1. Возможна фиксация поршня в промежуточных положениях при выключенном насосе. При работающем насосе возможны только крайние нижнее и верхнее положения.

2. Особенность замены $\frac{2}{2}$ на $\frac{3}{2}$ - распределитель с пружинным возвратом: для удержания штока цилиндра в верхнем положении требуется держать распределитель постоянно включенным.

б) Гидравлическая принципиальная схема «после модификации»:



3

4

Замена $\frac{3}{2}$ гидрораспределителя на $\frac{4}{2}$ распределитель с одним заглушенным каналом применяется в гидросистемах из соображений унификации используемой элементной базы, а также при проведении экстренных ремонтных работ при отсутствии распределителя $\frac{3}{2}$.

Задача №2

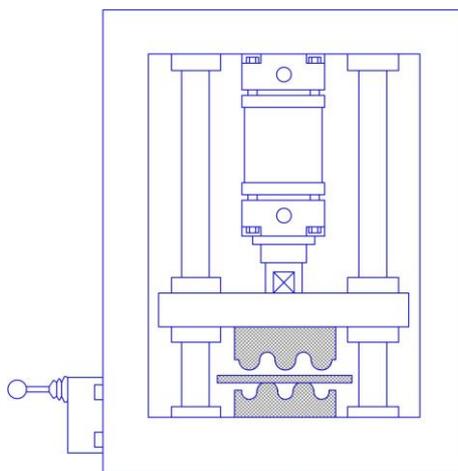
Постановка задачи.

Снабдить пресс для штамповки гофрированного металлического листа гидравлическим приводом.

При нажатии на рычаг распределителя по стрелке «Пуск» шток цилиндра выдвигается и, опуская пуансон, производит операцию штамповки.

После отпускания рычага шток возвращается в исходную позицию.

Гидроприводной пресс для гофрирования металлического листа.



Задание:

Разработать принципиальную гидравлическую схему системы управления пресса на базе гидроцилиндра двухстороннего действия.

Обратить также внимание на цифровые и буквенные обозначения элементов и каналов на схемах.

Определить расчетное время выдвижения штока при диаметре поршня $D = 32 \text{ мм}$, длине хода $S = 200 \text{ мм}$ и подаче насоса

Собрать схему на тренажере. Замерить время хода штока.

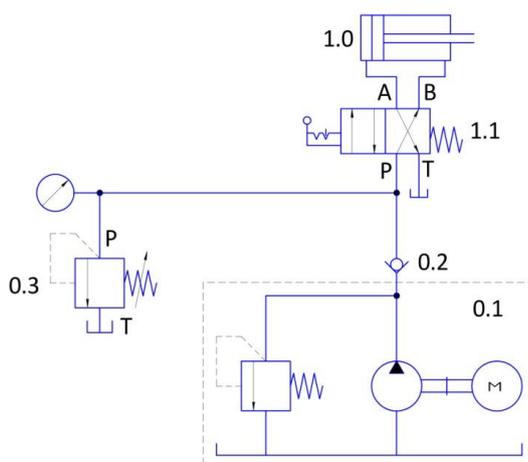
Решение №2

Поскольку применен гидроцилиндр двухстороннего действия, используем $\frac{4}{2}$ распределитель (1.1) с ручным управлением от рычага. А так как требуется обеспечить

4

возвратный ход поршня в исходное положение после отпущания штока, возьмем распределитель с возвратной пружиной – моностабильный.

Схема гидропривода пресса для гофрирования металлического листа.



*) Примечание:

Обратить внимание, что поршень гидроцилиндра может быть возвращен в исходную позицию из любого промежуточного положения, стоит только отпустить рычаг распределителя.

Теоретически скорость выдвижения V определим делением подачи Q насоса на площадь поршня A_n :

$$V = \frac{Q}{A_n} = \frac{3600 \frac{\text{см}^3}{\text{МИН}}}{\left(\frac{3,14 \cdot 3,2^2}{4}\right) \text{см}^2} = 448 \frac{\text{см}}{\text{МИН}} = 7,46 \frac{\text{см}}{\text{с}};$$

Время выдвижения

$$t = \frac{S}{V} = \frac{20}{7,46} = 2,7 \text{ с}$$

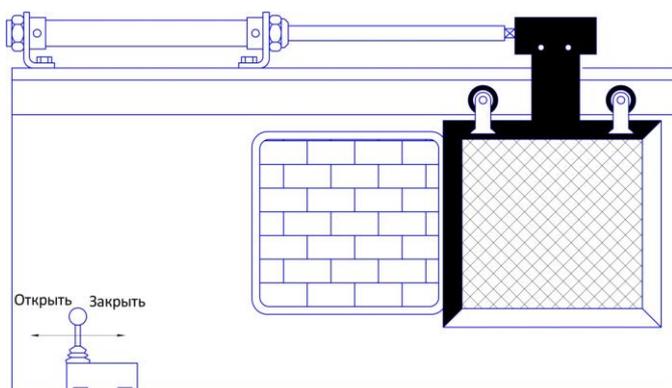
Задача №3

Постановка задачи.

В муфельной печи дверь должна приводиться в движение гидроприводом на базе гидроцилиндра двустороннего действия.

Дверь должна иметь возможность остановки в любом произвольно выбранном оператором положении.

Муфельная печь с гидроприводной дверью.



Задание:

Разработать принципиальную гидравлическую схему системы управления дверью муфельной печи на базе гидроцилиндра двустороннего действия с использованием $\frac{4}{3}$ -распределителя.

Сравнить потребляемую электродвигателем мощность при работе насоса:

- 1) с распределителем, у которого в среднем положении напорная линия заперта;
- 2) с распределителем, у которого в среднем положении канал питания P сообщен со сливом – каналом T , т.е. насос «разгружен» от давления.

Смоделировать гидропривод на тренажере.

Примечание:

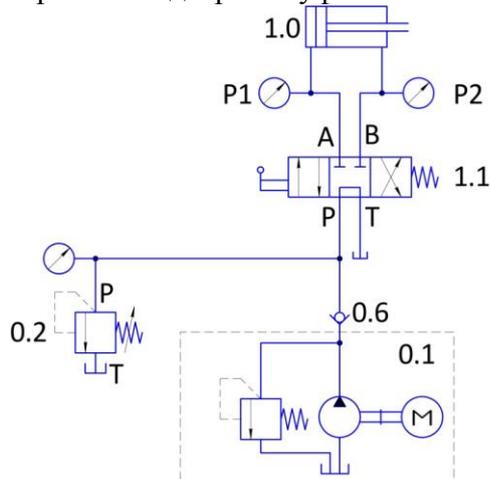
На стенде-тренажере использовать $\frac{4}{3}$ - распределитель, у которого в среднем положении питания P сообщен со сливом - каналом T .

$$\text{КПД насоса } \eta = 0,73$$

Решение №3

Для того чтобы дверь муфельной печи оставалась в любом произвольно выбранном оператором положении, используем моностабильный $\frac{4}{3}$ распределитель с пружинным возвратом в среднее положение.

Управление дверью муфельной печи



Расчет и сравнение потребляемой мощности:

- потребляемая мощность, Вт
- p - давление, Н/м² (1 бар=10 Н/м²)
- Q - объемный расход, м³/сек
- полный КПД

1) При использовании $\frac{4}{3}$ - распределителя с запертой напорной линией в средней позиции давление в системе составляет . Пренебрегая перетечками внутри насоса, можно считать, что вся подаваемая последним жидкость в количестве сливается через переливной клапан.

Таким образом, получаем:

2) При использовании заданного $\frac{4}{3}$ -распределителя падение давления на распределителе в средней позиции составляет около .

В этом случае, даже при небольшой объемной подаче насоса экономится много энергии.

Вывод: С целью экономии энергии следует по возможности стремиться к организации безнапорной работы насоса в холостом режиме.

4

3 - распределитель с разгрузкой насоса в средней позиции применяется главным образом в гидроприводах, использующих насос с постоянным рабочим объемом. Это позволяет в момент остановки исполнительного механизма направлять масло обратно в бак практически без сопротивления. В результате нагрев масла оказывается незначительным.

При использовании распределителей с запертым каналом P насос вынужден работать при максимальном давлении в системе, перепуская всю подачу через переливной клапан, что приводит к сильному нагреву масла и большой потере энергии.

Нагрев масла отрицательно сказывается на его свойствах:

- вязкость падает (а значит, растут потери в трубопроводах);
- смазывающие свойства ухудшаются;
- масло окисляется и стареет.

Собрать предложенную схему на тренажере.

Переливной клапан **0.3** настроить на P Измерить реальную подачу насоса, при этом давлении, соединив сливной патрубком клапана **0.3** с мерной емкостью.

Замерить давления $P1$, $P2$ и время как при ходе поршня вперед, так и при ходе назад и занести в таблицу 1.

Таблица 1.

Ход вперед	Давление (нагнетание)	Давление (противодавление)	Время t , с
	0,4	0,4	2,8
Ход назад	Давление (противодавление)	Давление (нагнетание)	Время t , с
	0,6	1,1	2,1

Давление нагнетания определяется гидравлическим сопротивлением на входе в цилиндр, трением поршня о стенки и противодавлением.

Противодавление в обоих случаях обусловлено гидравлическим сопротивлением потоку вытекающего масла.

Повышение противодавления при ходе назад, как и повышенное давление нагнетания, вызвано увеличенным расходом из поршневой полости, т.к. используется цилиндр с соотношением площадей **1,2 к 1**.

Форма отчетности:

Отчет.

Задания для самостоятельной работы:

Ответить на контрольные вопросы для самопроверки.

Основная литература:

[1,2] из раздела 7.

Дополнительная литература:

[3-7] из раздела 7.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Баланс энергии в насосах.
2. Обозначение элементов гидро- и пневмосистем.

Практическое занятие № 5

Структура гидропривода

Цель работы: Научиться анализировать структуру гидропривода, дать понятие о составе и назначении его подсистем.

Ознакомить с международными стандартами выполнения принципиальных схем гидроприводов. Научить составлять спецификацию, понимать обозначения гидроаппаратов.

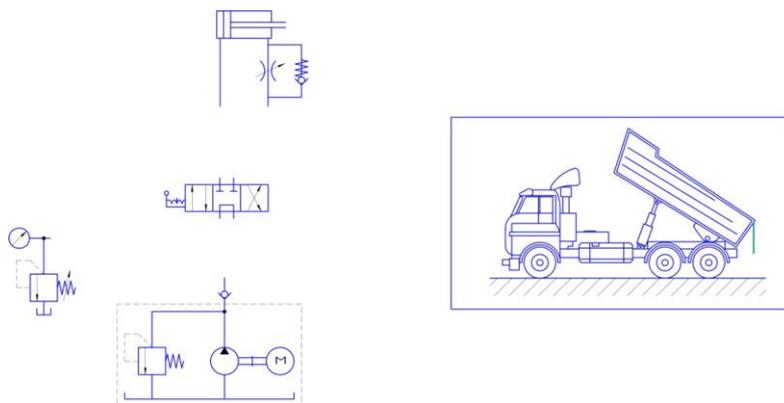
Задание и порядок выполнения:

Обозначения подсистем и элементов. Порядок изображения гидросхем.

Задача №1

Постановка задачи.

Представлена упрощенная принципиальная гидравлическая схема подъемного устройства.



Задание:

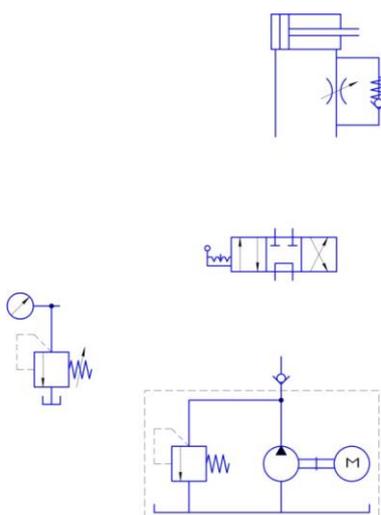
Перерисовать схему в рабочую тетрадь, соединив ее элементы недостающими линиями.

Выделить горизонтальными линиями основные подсистемы гидропривода.

Нанести на схему обозначения элементов каждой из подсистем. Заполнить спецификацию элементов гидропривода.

Нанести на схему обозначения рабочих линий каждого гидравлического элемента.

Обсудить особенности обозначений элементов при наличии в гидроприводе двух контуров управления.



№ позиции	Наименование	
0.1		
0.2		
0.3		
0.4		
0.5		
0.6		
0.7		
0.8		
0.9		
1.0		
1.1		
1.2		
1.3		

Решение №1

1. Перерисовать схему в рабочую тетрадь.

- а) На выполнение задания дается 5 минут, обратив внимание на аккуратность выполнения рисунка.
- б) Один из учащихся с помощью магнитных аппликационных моделей проводит «сборку» схемы на аудиторной доске, комментируя свои действия вслух.

2. Выделить горизонтальными линиями основные подсистемы гидропривода.

Учащиеся обсуждают назначение и состав подсистем:

Энергетическая подсистема («сердце» гидропривода) – преобразует механическую энергию вращения вала насоса в гидравлическую энергию рабочей жидкости;

Основные элементы – гидробак (хранение запаса жидкости), двигатель с муфтой (привод насоса), объемный насос (преобразование энергии), предохранительный клапан (защита насоса от разрушения), переливной клапан (задает максимальное давление в гидросистеме), обратный клапан (защищает насос от пиковых давлений в системе, а также предотвращает утечки через насос при отключенном электродвигателе).

Распределительная подсистема («голова» гидропривода) – задает величину расхода и давления в линиях гидросистемы, а также определяет направление движения жидкости в них;

Основные элементы – распределительная и запорная арматура (направление движения жидкости), клапаны давления (величина давления в определенном месте в нужное время), аппараты регулирования расхода.

Исполнительная подсистема («мышцы» гидропривода) – реализует заданные расход и давление в виде скорости и направления движения выходного звена (штока гидроцилиндра или вала гидромотора), а также усилия на нем.

Основные элементы – гидроцилиндры и гидромоторы.

3. Нанести на схему обозначения элементов каждой из подсистем и заполнить спецификацию.

(см. схему решения)

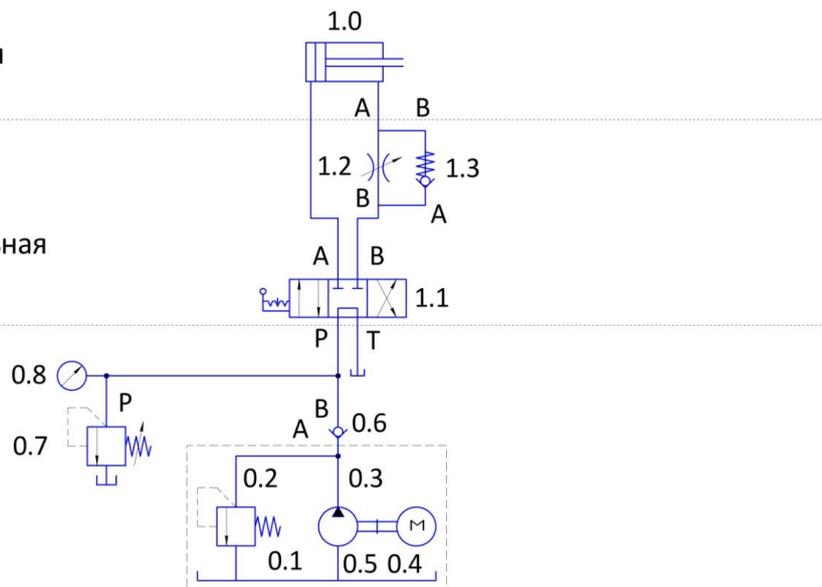
4. Нанести на схему обозначения рабочих линий каждого гидравлического элемента .

(см. схему решения)

Исполнительная подсистема

Распределительная подсистема

Энергитическая подсистема



Спецификация гидроаппаратов.

№ позиции	Наименование	
0.1	Гидравлический бак	50 л
0.2	Предохранительный клапан (60 бар)	
0.3	Насос БГ12-41	3,3 л
0.4	Двигатель самосвала	
0.5	Муфта	
0.6	Обратный клапан КО	0,2 бар
0.7	Переливной клапан (50 бар)	
0.8	Манометр	
1.0	Гидроцилиндр двухстороннего действия	100/70*500
1.1	Г парораспределитель 4/3 с ручным управлением	ВММ6*ухл
1.2	Дроссель	
1.3	Обратный клапан КОМ6	

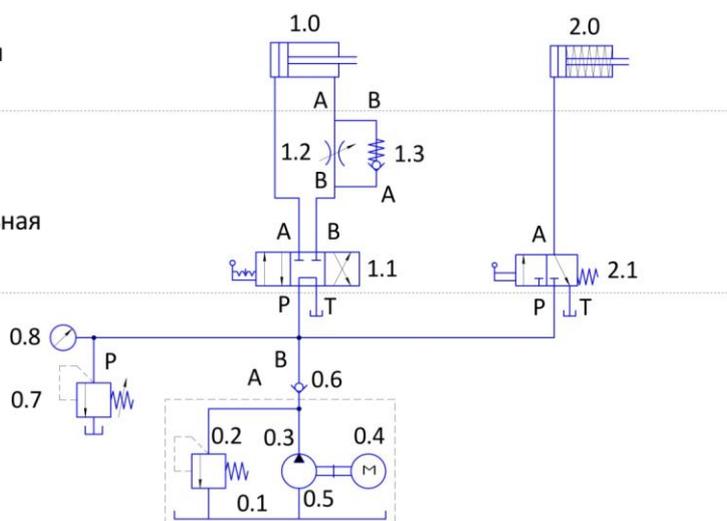
Решение №1*

*) Вариант с двумя цепями (контурами) управления.

Исполнительная подсистема

Распределительная подсистема

Энергитическая подсистема



№ позиции	Наименование	
0.1	Гидравлический бак	50 л
0.2	Предохранительный клапан (60 бар)	
0.3	Насос БГ12-41	3,3 л
0.4	Двигатель самосвала	
0.5	Муфта	
0.6	Обратный клапан КО	0,2 бар
0.7	Переливной клапан (50 бар)	
0.8	Манометр	
1.0	Гидроцилиндр двухстороннего действия	100/70*500
1.1	Г парораспределитель 4/3 с ручным управлением	ВММ6*ухл
1.2	Дроссель	
1.3	Обратный клапан КОМ6	
2.0	Гидроцилиндр одностороннего действия с пружиной	32/18-100
2.1	Гидрораспределитель 3/2 с ручным управлением	ВММ-573А

В случае, если от одной насосной установки приводится в действие второй контур управления, то его исполнительному механизму присваивается следующий порядковый номер – «2.0», а все гидроаппараты, обслуживающие его, имеют первую цифру, обозначающую номер этого исполнительного механизма, а затем через точку нумеруются последовательно по возрастающей по аналогии с первым контуром.

Форма отчетности:

Отчет.

Задания для самостоятельной работы:

Ответить на контрольные вопросы для самопроверки.

Основная литература:

[1,2] из раздела 7.

Дополнительная литература:

[3-7] из раздела 7.

Контрольные вопросы для самопроверки

1. Структурная схема гидропривода.
2. Классификация и принцип работы гидроприводов.
3. Гидравлические линии.

10. ПЕРЕЧЕНЬ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ ОСУЩЕСТВЛЕНИИ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ПО ДИСЦИПЛИНЕ

Информационно-коммуникационные технологии (ИКТ) – преподаватель использует для получения информации при подготовке к занятиям, создания презентационного сопровождения лекций, создания тематических веб-сайтов, интерактивного общения, участия в онлайн-конференциях, работы в электронной информационной среде, используется следующее программное обеспечение:

- Microsoft Imagine Premium (ОС Windows 7 Professional);
- Microsoft Office 2007 Russian Academic OPEN No Level;
- Kaspersky Endpoint Security для бизнеса - Расширенный Russian Edition. 1000-1499 Node 1 year Educational Renewal License;
- КОМПАС-3D V13;
- Adobe Reader.

11. ОПИСАНИЕ МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ БАЗЫ, НЕОБХОДИМОЙ ДЛЯ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ПО ДИСЦИПЛИНЕ

<i>Вид занятия</i>	<i>Наименование аудитории</i>	<i>Перечень основного оборудования</i>	<i>№ ПЗ</i>
1	3	4	5
ПЗ	Лаборатория общей гидравлики	Учебная мебель, Интерактивная доска SMARTBoard 6801 со встроенным проектором Unifi 35 (диаг.77"/195,6 см); Телевизор LCD 42" Philips 42 PFL3605; Настольная лаборатория гидравлики; Лабораторный стенд «Работа насосов различных типов»;	ПЗ 3, 4
ПЗ	Лаборатория гидро-пневмопривода	Учебная мебель, учебно-лабораторный стенд для изучения гидравлических приводов «Гидравлические приводы с ПЛК»; Гидравлические и пневматические системы и средства автоматизации; Настольная лаборатория гидравлики;	ПЗ 1, 2, 5
Лк	Лекционная аудитория (мультимедийный класс)	Учебная мебель, проектор мультимедийный «CASIO» XJ-UT310WN с настенным креплением CASIO YM-88 Интерактивная доска Promethean 88 ActivBoard Touch Dry Erase 6 касаний с настенным креплением и программным обеспечением Promethean ActivInspire Монитор 17" LG L1753-SF (silver-blek) Системный блок (AMD 690G,mANX,HDD Seagate 250Gb,DIMM DDR//2*512Mb,DVDRV,FDD	-
СР	Читальный зал №1	Учебная мебель, оборудование 10-ПК i5-2500/H67/4Gb(монитор TFT19 Samsung);принтер HP LaserJet P2055D	-

**ФОНД ОЦЕНОЧНЫХ СРЕДСТВ ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ
ПРОМЕЖУТОЧНОЙ АТТЕСТАЦИИ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ДИСЦИПЛИНЕ**

1. Описание фонда оценочных средств (паспорт)

№ компетенции	Элемент компетенции	Раздел	Тема	ФОС
ОПК-3	готовность применять систему фундаментальных знаний (математических, естественнонаучных, инженерных и экономических) для идентификации, формулирование и решение технических и технологических проблем эксплуатации транспортно-технологических машин и комплексов	1. Введение. Предмет гидравлики и краткая история ее развития	1.1. Краткая история развития гидравлики. 1.2. Жидкость и силы действующие на нее. 1.3. Механические характеристики и основные свойства жидкостей	Вопросы к зачету 1.1- 1.3
		2. Основы гидростатики	2.1. Гидростатическое давление. 2.2. Основное уравнение гидростатики. 2.3. Давление жидкости на плоскую наклонную стенку. 2.4. Давление жидкости на цилиндрическую поверхность. 2.5. Закон Архимеда и его приложение. 2.6. Поверхности равного давления.	Вопросы к зачету 2.1 - 2.6
		3. Основы гидродинамики	3.1. Основные понятия о движении жидкости. 3.2. Уравнение Бернулли для идеальной жидкости. 3.3. Уравнение Бернулли для реальной жидкости. 3.4. Измерение скорости потока и расхода жидкости.	вопросы к зачету 3.1 – 3.4
		4. Гидравлические сопротивления	4.1. Режимы движения жидкости. 4.2. Кавитация. 4.3. Потери напора при ламинарном течении жидкости. 4.4. Потери напора при турбулентном течении жидкости. 4.5. Местные гидравлические сопротивления.	вопросы к зачету 4.1 – 4.5
		5. Истечение жидкости из отверстий, насадков и из-под затворов	5.1. Истечение через малые отверстия в тонкой стенке при постоянном напоре. 5.2. Истечение при несовершенном сжатии.	вопросы к зачету 5.1 – 5.7
ПК-9	способность к участию в составе коллектива исполнителей в проведении исследования и моделирования транспортных и транспортно-технологических процессов и их элементов			

			<p>5.3. Истечение под уровень.</p> <p>5.4. Истечение через насадки при постоянном напоре.</p> <p>5.5. Истечения через отверстия и насадки при переменном напоре (опорожнение сосудов).</p> <p>5.6. Истечение из-под затвора в горизонтальной лотке.</p> <p>5.7. Давление струи жидкости на ограждающие поверхности.</p>	
		6. Гидравлический расчет простых трубопроводов	<p>6.1. Простой трубопровод постоянного сечения.</p> <p>6.2. Соединения простых трубопроводов.</p> <p>6.3. Сложные трубопроводы.</p> <p>6.4. Трубопроводы с насосной подачей жидкостей.</p> <p>6.5. Гидравлический удар.</p> <p>6.6. Изменение пропускной способности трубопроводов в процессе их эксплуатации.</p>	вопросы к зачету 6.1 – 6.6
		7. Гидравлические машины	<p>7.1. Лопастные насосы.</p> <p>7.2. Поршневые насосы.</p> <p>7.3. Индикаторная диаграмма поршневых насосов.</p> <p>7.4. Баланс энергии в насосах.</p> <p>7.5. Обозначение элементов гидро- и пневмосистем.</p>	Вопросы к зачету 7.1 – 7.5
		8. Общая характеристика гидропривода. Рабочие жидкости для гидросистем. гидравлические линии	<p>8.1. Структурная схема гидропривода.</p> <p>8.2. Классификация и принцип работы гидроприводов.</p> <p>8.3. Преимущества и недостатки гидропривода.</p> <p>8.4. Характеристика рабочих жидкостей.</p> <p>8.5. Выбор и эксплуатация рабочих жидкостей.</p> <p>8.6. Гидравлические линии. Соединения.</p> <p>8.7. Расчет гидролиний.</p>	вопросы к зачету 8.1 – 8.7

2. Вопросы к зачету

№ п/п	Компетенции		ВОПРОСЫ К ЗАЧЕТУ	№ и наименование раздела
	Код	Определение		
1	2	3	4	5
1.	ОПК-3	готовность применять систему фундаментальных знаний (математических, естественнонаучных, инженерных и экономических) для идентификации, формулирование и решение технических и технологических проблем эксплуатации транспортно-технологических машин и комплексов	1.1. Краткая история развития гидравлики. 1.2. Жидкость и силы действующие на нее. 1.3. Механические характеристики и основные свойства жидкостей	1. Введение. Предмет гидравлики и краткая история ее развития
			2.1. Гидростатическое давление. 2.2. Основное уравнение гидростатики. 2.3. Давление жидкости на плоскую наклонную стенку. 2.4. Давление жидкости на цилиндрическую поверхность. 2.5. Закон Архимеда и его приложение. 2.6. Поверхности равного давления	2. Основы гидростатики
2.	ПК -9	способность к участию в составе коллектива исполнителей в проведении исследования и моделирования транспортных и транспортно-технологических процессов и их элементов	3.1. Основные понятия о движении жидкости. 3.2. Уравнение Бернулли для идеальной жидкости. 3.3. Уравнение Бернулли для реальной жидкости. 3.4. Измерение скорости потока и расхода жидкости.	3. Основы гидродинамики
			4.1. Режимы движения жидкости. 4.2. Кавитация. 4.3. Потери напора при ламинарном течении жидкости. 4.4. Потери напора при турбулентном течении жидкости. 4.5. Местные гидравлические сопротивления	4. Гидравлические сопротивления
			5.1. Истечение через малые отверстия в тонкой стенке при постоянном напоре. 5.2. Истечение при несовершенном сжатии. 5.3. Истечение под уровень. 5.4. Истечение через насадки при постоянном напоре. 5.5. Истечения через отверстия и насадки при переменном напоре (опорожнение сосудов). 5.6. Истечение из-под затвора в	5. Истечение жидкости из отверстий, насадков и из-под затворов

		горизонтальном лотке. 5.7. Давление струи жидкости на ограждающие поверхности	
		6.1. Простой трубопровод постоянного сечения. 6.2. Соединения простых трубопроводов. 6.3. Сложные трубопроводы. 6.4. Трубопроводы с насосной подачей жидкостей. 6.5. Гидравлический удар. 6.6. Изменение пропускной способности трубопроводов в процессе их эксплуатации	6. Гидравлический расчет простых трубопроводов
		7.1. Лопастные насосы. 7.2. Поршневые насосы. 7.3. Индикаторная диаграмма поршневых насосов. 7.4. Баланс энергии в насосах . 7.5. Обозначение элементов гидро- и пневмосистем	7. Гидравлические машины
		8.1. Структурная схема гидропривода. 8.2. Классификация и принцип работы гидроприводов. 8.3. Преимущества и недостатки гидропривода. 8.4. Характеристика рабочих жидкостей. 8.5. Выбор и эксплуатация рабочих жидкостей. 8.6. Гидравлические линии. Соединения. 8.7. Расчет гидролиний	8. Общая характеристика гидропривода. Рабочие жидкости для гидросистем. гидравлические линии

3. Описание показателей и критериев оценивания компетенций

Показатели	Оценка	Критерии
<p>Знать ОПК-3: - основные физические свойства жидкостей и газов, законы их кинематики, статики и динамики, силы, действующие в жидкостях, гидромеханические процессы, гидравлическое оборудование.</p> <p>ПК-9: - особенности эксплуатации гидравлических машин и гидросистем, характерных неисправностях гидрооборудования и методы их устранения</p> <p>Уметь ОПК-3: - использовать для решения типовых задач законы гидравлики, проектировать гидравлические системы.</p> <p>ПК-9: - проводить оценку эффективности использования того или иного типа гидрооборудования, пользоваться диагностическим оборудованием по гидравлическим системам машин;</p> <p>Владеть: ОПК-3: - навыками выполнения расчетов и обоснований при выборе форм и методов организации производства,</p>	<p>зачтено</p>	<p>«Зачтено» заслуживает обучающийся, который знает основные физические свойства жидкостей и газов, законы их кинематики, статики и динамики, силы, действующие в жидкостях, гидромеханические процессы, гидравлическое оборудование, умеет использовать для решения типовых задач законы гидравлики, проектировать гидравлические системы, владеет навыками выполнения расчетов и обоснований при выборе форм и методов организации производства, выполнения плановых расчетов, организации управления.</p>
<p>Знать ОПК-3: - основные физические свойства жидкостей и газов, законы их кинематики, статики и динамики, силы, действующие в жидкостях, гидромеханические процессы, гидравлическое оборудование.</p> <p>ПК-9: - особенности эксплуатации гидравлических машин и гидросистем, характерных неисправностях гидрооборудования и методы их устранения</p> <p>Уметь ОПК-3: - использовать для решения типовых задач законы гидравлики, проектировать гидравлические системы.</p> <p>ПК-9: - проводить оценку эффективности использования того или иного типа гидрооборудования, пользоваться диагностическим оборудованием по гидравлическим системам машин;</p> <p>Владеть: ОПК-3: - навыками выполнения расчетов и обоснований при выборе форм и методов организации производства,</p>	<p>незачтено</p>	<p>«Незачтено» заслуживает обучающийся, который не знает основные физические свойства жидкостей и газов, законы их кинематики, статики и динамики, силы, действующие в жидкостях, гидромеханические процессы, гидравлическое оборудование, не умеет использовать для решения типовых задач законы гидравлики, проектировать гидравлические системы, не владеет навыками выполнения расчетов и обоснований при выборе форм и методов организации производства, выполнения плановых расчетов, организации управления.</p>

выполнения плановых расчетов, организации управления. ПК-9: - навыками в чтении гидросхем, диагностирования как отдельных гидроагрегатов, так и гидросистем в целом.		
---	--	--

4. Методические материалы, определяющие процедуры оценивания знаний, умений, навыков и опыта деятельности

Дисциплина Гидравлика и гидропневмопривод направлена на выявление естественнонаучной сущности проблем, возникающих в ходе профессиональной деятельности с привлечением для их решения соответствующего физико-математического аппарата; на получение теоретических знаний и практических навыков для их дальнейшего использования в практической деятельности.

Изучение дисциплины Гидравлика и гидропневмопривод предусматривает:

- лекции;
- практические занятия;
- зачет.

В ходе освоения раздела **1. Введение. Предмет гидравлики и краткая история ее развития:** студенты должны уяснить: краткую историю развития гидравлики, понятие жидкости и силы, действующие на нее, механические характеристики и основные свойства жидкостей.

В ходе освоения раздела **2. Основы гидростатики:** студенты должны уяснить понятие гидростатического давления, основное уравнение гидростатики, давление жидкости на плоскую наклонную стенку, давление жидкости на цилиндрическую поверхность, закон Архимеда и его приложение, поверхности равного давления.

В ходе освоения раздела **3. Основы гидродинамики:** студенты должны уяснить основные понятия о движении жидкости, уравнение Бернулли для идеальной жидкости, уравнение Бернулли для реальной жидкости, измерение скорости потока и расхода жидкости.

В ходе освоения раздела **4. Гидравлические сопротивления:** студенты должны уяснить режимы движения жидкости, понятие кавитации, потери напора при ламинарном течении жидкости, потери напора при турбулентном течении жидкости, местные гидравлические сопротивления.

В ходе освоения раздела **5. Истечение жидкости из отверстий, насадков и из-под затворов:** студенты должны уяснить истечение жидкости через малые отверстия в тонкой стенке при постоянном напоре, истечение при несовершенном сжатии, истечение под уровень, истечение через насадки при постоянном напоре, истечения через отверстия и насадки при переменном напоре (опорожнение сосудов), истечение из-под затвора в горизонтальной лотке, направление струи жидкости на ограждающие поверхности.

В ходе освоения раздела **6. Гидравлический расчет простых трубопроводов:** студенты должны уяснить простой трубопровод постоянного сечения, соединения простых трубопроводов, сложные трубопроводы, трубопроводы с насосной подачей жидкостей, гидравлический удар, изменение пропускной способности трубопроводов в процессе их эксплуатации.

В ходе освоения раздела **7. Гидравлические машины:** студенты должны уяснить лопастные насосы, поршневые насосы, индикаторная диаграмма поршневых насосов, баланс энергии в насосах, обозначение элементов гидро- и пневмосистем.

В ходе освоения раздела **8. Общая характеристика гидропривода. Рабочие жидкости для гидросистем. гидравлические линии:** студенты должны уяснить общую характеристику гидропривода, рабочие жидкости для гидросистем, гидравлические линии

Необходимо овладеть навыками и умениями применения изученных методов для проектно-конструкторского применения и реализации тех или иных проектов в конкретных ситуациях.

В процессе изучения дисциплины рекомендуется на первом этапе обратить внимание на особенности научной терминологии по гидравлике.

Овладение ключевыми понятиями: понятие жидкости и силы, действующие на нее, механические характеристики и основные свойства жидкостей, гидростатическое давление, основное уравнение гидростатики, закон Архимеда, кавитация, ламинарное и турбулентное течение жидкости, гидравлический удар.

При подготовке к зачету рекомендуется особое внимание уделить следующим вопросам: формулировке основных положений и уравнений; умение применять теорию для решения типовых задач.

В процессе проведения практических занятий происходит закрепление знаний, формирование умений и навыков реализации представления о решении задач по разделам.

Самостоятельную работу необходимо начинать с ознакомления теоретической учебно-научной информацией в учебной литературе.

В процессе консультации с преподавателем разобраться с наиболее сложными вопросами теории и методикой решения типовых задач.

Работа с литературой является важнейшим элементом в получении знаний по дисциплине. Прежде всего, необходимо воспользоваться списком рекомендуемой по данной дисциплине литературой. Дополнительные сведения по изучаемым темам можно найти в периодической печати и Интернете.

Предусмотрено проведение аудиторных занятий в сочетании с внеаудиторной работой.

АННОТАЦИЯ
рабочей программы дисциплины
Гидравлика и гидропневмопривод

1. Цель и задачи дисциплины

Целью изучения дисциплины является создание базы для дальнейшей инженерной подготовки бакалавров; обеспечение умения расчетов гидросистем различного назначения.

Задачей изучения является:

- дать общие представления о современных экспериментальных и теоретических данных в области механики жидкостей и газов,
- изучение сущности научного подхода к решению задач механики сплошных сред,
- приобретение теоретических знаний и практического опыта по расчету гидравлических устройств, систем, оборудования.

2. Структура дисциплины

2.1. Распределение трудоемкости по отдельным видам учебных занятий, включая самостоятельную работу:

Лк- 4 час.; ПЗ-2 час.; СР-62 час.

Общая трудоемкость дисциплины составляет 72 часа, 2 зачетных единицы.

2.2. Основные разделы дисциплины:

- 1 - Введение. Предмет гидравлики и краткая история ее развития
- 2 - Основы гидростатики
- 3 - Основы гидродинамики
- 4 - Гидравлические сопротивления
- 5 - Истечение жидкости из отверстий, насадков и из-под затворов
- 6 - Гидравлический расчет простых трубопроводов
- 7 - Гидравлические машины
- 8 - Общая характеристика гидропривода. Рабочие жидкости для гидросистем. Гидравлические линии

3. Планируемые результаты обучения (перечень компетенций)

Процесс изучения дисциплины направлен на формирование следующих компетенций:

ОПК-3 - готовность применять систему фундаментальных знаний (математических, естественнонаучных, инженерных и экономических) для идентификации, формулирование и решение технических и технологических проблем эксплуатации транспортно-технологических машин и комплексов.

ПК-9 - способность к участию в составе коллектива исполнителей в проведении исследования и моделирования транспортных и транспортно-технологических процессов и их элементов.

4. Вид промежуточной аттестации: зачет.

Протокол о дополнениях и изменениях в рабочей программе

на 20__-20__ учебный год

1. В рабочую программу по дисциплине вносятся следующие дополнения:

2. В рабочую программу по дисциплине вносятся следующие изменения:

Протокол заседания кафедры № _____ от «__» _____ 20__ г.,
(разработчик)

Заведующий кафедрой _____
(подпись)

(Ф.И.О.)

Программа составлена в соответствии с федеральным государственным образовательным стандартом высшего образования по направлению подготовки: 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» от «14» декабря 2015 года № 1470

для набора 2015 года: и учебным планом ФГБОУ ВО «БрГУ» для заочной формы обучения от «03» июля 2018 г. № 413.

Программу составил (и):

Федоров В.С. доцент, к.т.н. _____
Ф.И.О., должность, ученое звание, (степень) (подпись)

Рабочая программа рассмотрена и утверждена на заседании кафедры СДМ

от «___» декабря 2018 г., протокол № ___

И.о заведующего кафедрой СДМ _____ К.Н.Фигура

СОГЛАСОВАНО:

Заведующий выпускающей кафедрой _____ Е.А. Слепенко

Директор библиотеки _____ Т.Ф. Сотник

Рабочая программа одобрена методической комиссией механического факультета

от « 14 » декабря 2018 г., протокол № 4.

Председатель методической комиссии факультета _____ Г.Н. Плеханов

СОГЛАСОВАНО:

Начальник
учебно-методического управления _____ Г.П. Нежевец

Регистрационный № _____