

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Учреждение образования «Полоцкий государственный университет
имени Евфросинии Полоцкой»

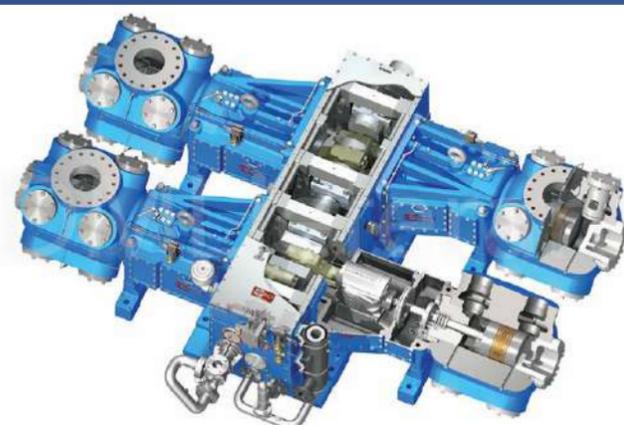
А. В. Спиридонов
А. В. Митинов

ГИДРАВЛИКА, ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПРИВОД:

Насосы. Компрессоры. Гидропривод

Электронный учебно-методический комплекс
для студентов специальности
1-36 07 01 «Машины и аппараты химических производств
и предприятий строительных материалов»

Текстовое электронное издание



 **ПОЛОЦКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ**
имени Евфросинии Полоцкой

Учреждение образования

«Полоцкий государственный университет имени Евфросинии Полоцкой»

Факультет Механико-технологический

Кафедра Технологии и оборудования переработки нефти и газа

СОГЛАСОВАНО

Заведующий кафедрой

Машт Е.В. Масотка
(подпись/расшифровка подписи)

20__ г.

М. П.

СОГЛАСОВАНО

Декан факультета

А.В. Дудан
(подпись/расшифровка подписи)

20__ г.



ЭЛЕКТРОННЫЙ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ

Гидравлика, гидромашины и гидропривод

(название учебной дисциплины)

для специальности 1-36 07 01 «Машины и аппараты химических производств и предприятий строительных материалов»

(код и наименование специальности)

Составители: Спиридонов Александр Владимирович, Митинов Андрей Владимирович

Рекомендовано и утверждено на заседании совета факультета (методической комиссии факультета) Механико-технологического

20.10.2023 г., протокол № 2

Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования
«Полоцкий государственный университет имени Евфросинии Полоцкой»

А. В. Спиридонов
А. В. Митинов

**ГИДРАВЛИКА, ГИДРОМАШИНЫ
И ГИДРОПРИВОД:
Насосы. Компрессоры. Гидропривод**

Электронный учебно-методический комплекс
для студентов специальности
1-36 07 01 «Машины и аппараты химических производств
и предприятий строительных материалов»

Текстовое электронное издание

Новополоцк
Полоцкий государственный университет
имени Евфросинии Полоцкой
2024

1 – дополнительный титульный экран – сведения об издании

УДК 621.65; 621.51; 62-82; 62-852 (075.8)

Одобрено и рекомендовано к изданию методической комиссией
механико-технологического факультета (протокол № 2 от 20.10.2023)

Кафедра технологии и оборудования переработки нефти и газа

РЕЦЕНЗЕНТЫ:

каф. машин и аппаратов химических и силикатных производств учреждения
образования «Белорусский государственный технологический университет»;
проф., д-р техн. наук, проф. каф. П. Е. ВАЙТЕХОВИЧ;
канд. техн. наук, нач. отдела подготовки кадров ОАО «Нафтан» А. В. ДУБРОВСКИЙ

Спиридонов, А. В.

Гидравлика, гидромашины и гидропривод: Насосы. Компрессоры.
Гидропривод [Электронный ресурс]: электрон. учеб.-метод. комплекс /
А. В. Спиридонов, А. В. Митинов. – Новополоцк: Полоц. гос. ун-т
им. Евфросинии Полоцкой, 2024. – URL: <https://elib.psu.by/handle/123456789/43951>.

ISBN 978-985-531-875-1.

Изложен лекционный курс, предусматривающий изучение основ работы насосного и компрессорного оборудования, а также гидропривода. Содержатся материалы по проведению лабораторных и практических работ в соответствии с учебной программой дисциплины. Представлены задания для самостоятельной работы и примеры решений. Приведены вопросы к экзамену. Рекомендован список литературы. Учебный материал сопровождается рисунками, схемами, графическими изображениями, что облегчает его восприятие и усвоение.

Предназначен для студентов дневной и заочной форм обучения специальности 1-36 07 01 «Машины и аппараты химических производств и предприятий строительных материалов».

№ госрегистрации 3552438825

ISBN 978-985-531-875-1

© Спиридонов А. В., Митинов А. В., 2024
© Полоцкий государственный университет
имени Евфросинии Полоцкой, 2024

2 – дополнительный титульный экран – производственно-технические сведения

Для создания текстового электронного издания «Гидравлика, гидромашины и гидропривод: Насосы. Компрессоры. Гидропривод» использованы текстовый процессор Microsoft Word и программа Adobe Acrobat XI Pro для создания и просмотра электронных публикаций в формате PDF.

Электронный учебно-методический комплекс включен в Государственный регистр информационного ресурса. Регистрационное свидетельство № 3552438825 от 26.06.2024 г.

Редактор *Т. А. Дарьянова*
Компьютерный дизайн *Д. П. Змитрович*

Подписано к использованию 22.08.2024.
Объем издания 10,2 Мб. Заказ 178.

Издатель и полиграфическое исполнение:
учреждение образования «Полоцкий государственный университет
имени Евфросинии Полоцкой».

Свидетельство о государственной регистрации
издателя, изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/305 от 22.04.2014., перерегистрация от 24.08.2022.

ЛП № 02330/278 от 27.05.2004.

211440, ул. Блохина, 29,
г. Новополоцк,
Тел. 8 (0214) 59-95-41, 59-95-44
<http://www.psu.by>

СОДЕРЖАНИЕ

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА.....	7
УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ПРОГРАММА учебной дисциплины «Гидравлика, гидромашины и гидропривод»	10
Общее количество часов, отводимое на изучение учебной дисциплины	10
Содержание учебного материала	11
Перечень тем лабораторных работ.....	13
Перечень тем практических занятий.....	13
Самостоятельная работа студентов (очная форма получения высшего образования).....	16
Самостоятельная работа студентов (заочная форма получения высшего образования)	18
Учебно-методическая карта учебной дисциплины (очная форма)	19
Учебно-методическая карта учебной дисциплины (заочная форма).....	24
Структура и содержание курсовой работы	28
Перечни используемых средств диагностики обучающихся по учебной дисциплине «Гидравлика, гидромашины и гидропривод», требования к обучающемуся при прохождении текущей аттестации, информация по контролю качества усвоения знаний	28
ВОПРОСЫ К ЭКЗАМЕНУ по учебной дисциплине «Гидравлика, гидромашины и гидропривод»	30
ИНФОРМАЦИОННО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.....	32
Модуль 1 НАСОСЫ.....	33
ЛЕКЦИОННЫЙ КУРС.....	33
Лекция 1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРОМАШИНАХ.....	33
1. Введение	33
2. Основные понятия и определения.....	34
3. Классификация насосов	37
4. Лопастные насосы: достоинства и недостатки.....	38
5. Классификация центробежных насосов	39
Лекция 2 ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ НАСОСОВ	44
1. Подача, напор, мощность, КПД.....	44
2. Высота всасывания	48
3. Теоретические основы движения жидкости в центробежном насосе	49
4. Характеристики центробежных насосов	54
Лекция 3 ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ РАСЧЕТЫ НАСОСОВ	62
1. Основы теории подобия	62
3. Коэффициент быстроходности.....	65
4. Кавитация. Кавитационный режим	67
Лекция 4 РАБОТА НАСОСА НА СЕТЬ.....	75
1. Характеристика насосной установки. Рабочая точка	75
2. Регулирование режима работы центробежного насоса. Регулирование изменением частоты вращения рабочего колеса, обточкой рабочего колеса.....	77
3. Регулирование режима работы сети: дросселирование	79
4. Параллельная и последовательная работа насосов на сеть	81
5. Устойчивость работы насоса в сети.....	85

Лекция 5 ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ	87
1. Основные детали центробежных насосов. Уплотнения валов	87
2. Конструкция горизонтального консольного насоса	99
3. Центробежный насос с двусторонним подводом жидкости к рабочему колесу	101
4. Вертикальные центробежные насосы	102
Лекция 6 НАСОСЫ ТРЕНИЯ	104
1. Вихревые насосы	104
2. Шнековые насосы	108
3. Струйные насосы.....	109
4. Воздушные водоподъемники (эрлифты).....	112
1. Классификация объемных насосов	115
2. Поршневые насосы. Однопоршневой насос одностороннего и двустороннего действия	116
3. Подача и графики подачи поршневых насосов	124
4. Характеристики поршневых насосов и регулирование подачи	129
5. Плунжерные насосы	130
6. Диафрагменные насосы.....	131
Лекция 8 РОТОРНЫЕ ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ	133
1. Роторные насосы. Классификация общие свойства насосов.....	133
2. Шестеренные насосы	136
3. Коловратные насосы	138
5. Роторно-поступательные насосы	140
Лекция 9 НАСОСЫ ДЛЯ ХИМИЧЕСКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ, ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ.....	148
ПРАКТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ 1.....	154
Задания для самостоятельной работы	159
Модуль 2 КОМПРЕССОРЫ	166
ЛЕКЦИОННЫЙ КУРС.....	166
Лекция 10 ТРАНСПОРТИРОВАНИЕ ГАЗОВ	166
1. Классификация машин для транспорта газа	166
2. Термодинамические основы процесса сжатия газа	169
3. Теоретические процессы сжатия газов. Изотермический, адиабатический, политропический процесс.....	172
4. Коэффициент полезного действия компрессоров	175
5. Охлаждение газа в процессе сжатия.....	176
Лекция 11 ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ.....	178
1. Устройство и принцип действия поршневого компрессора.....	178
2. Классификация поршневых компрессоров	181
3. Характеристика поршневого компрессора	182
Лекция 12 ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ.....	185
1. Многоступенчатое сжатие	185
2. Детали поршневых компрессоров	186
3. Регулирование и обслуживание поршневых компрессоров.....	189
Лекция 13 МАШИНЫ ДЛЯ ТРАНСПОРТА ГАЗОВ	190
1. Центробежные вентиляторы.....	190
2. Центробежные компрессоры.....	196

3. Осевые компрессоры	202
4. Ротационные компрессоры.....	202
5. Вакуум-насосы.....	210
6. Сравнение и выбор компрессорных машин	211
ПРАКТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ 2.....	213
Процессы в компрессорах	213
Задания для самостоятельной работы	220
Задание 8	220
Модуль 3 ГИДРОПРИВОД И ПНЕВМОПРИВОД.....	222
ЛЕКЦИОННЫЙ КУРС.....	222
Лекция 14 ГИДРОПРИВОДЫ И ГИДРОПЕРЕДАЧИ	222
1. Общие понятия и определения	222
2. Классификация гидроприводов.....	223
3. Достоинства и недостатки гидроприводов	225
4. Принципиальные схемы гидроприводов	226
5. Рабочие жидкости объемных гидроприводов	227
Лекция 15 ГИДРОПРИВОДЫ И ГИДРОПЕРЕДАЧИ	228
1. Элементы объемного гидропривода	228
2. Гидроаппаратура	230
Лекция 16 СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРОПРИВОДА	236
1. Системы синхронизации движения	237
2. Дроссельное регулирование гидропривода при последовательном и параллельном включении дросселя.....	239
3. Гидропривод с объемным регулированием.....	242
4. Сравнение способов регулирования гидроприводов	246
Лекция 17 ПНЕВМОПРИВОД	248
1. Основные применения в химической промышленности	248
2. Конструкция пневмоцилиндров	250
3. Состав пневмопривода	251
4. Управление пневмоприводом	259
ПРАКТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ 3.....	269
Задания для самостоятельной работы	277
ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ	279
Лабораторная работа 1 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ДИНАМИЧЕСКОГО (ЦЕНТРОБЕЖНОГО) НАСОСА.....	279
Лабораторная работа 2 ИСПЫТАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА	292
Лабораторная работа 3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕЙ ТОЧКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА	297
Лабораторная работа 4 СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ РЕЖИМА РАБОТЫ НАГНЕТАТЕЛЕЙ. ДРОССЕЛИРОВАНИЕ	303
Лабораторная работа 5 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ОБЪЕМНЫХ НАСОСОВ.....	311
Литература	324

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Дисциплина «Гидравлика, гидромашины и гидропривод» является одной из основных инженерных дисциплин и представляет собой основу для изучения профильных дисциплин специальности.

Цель дисциплины – инженерная подготовка в области гидравлики, гидравлических машин, гидропривода и пневмопривода, необходимая для практической деятельности по специальности.

Задачи дисциплины: научить студентов основам теории гидравлических машин и гидропривода, принципам их устройства и методам расчета, требованиям, предъявляемым к эксплуатации гидравлических машин.

Требования к освоению учебной дисциплины

В соответствии со стандартом специальности в результате изучения дисциплины студенты должны:

знать:

- основные законы гидростатики и гидродинамики;
- теорию гидравлических машин и их конструкции;
- элементы и принципы построения схем гидропривода;

уметь:

- проводить гидравлический расчет трубопроводных систем;
- проводить эксплуатационный расчет машин для подачи жидкости и газов;
- составлять схемы гидропривода и подбирать гидроаппаратуру для них;

владеть:

- методами оптимального выбора конструкций насосов для конкретных технологических процессов;
- навыками эксплуатации и ремонта машин для подачи жидкости и газов.

Формируемые компетенции:

1) академические:

- АК-1. Уметь применять базовые научно-теоретические знания для решения теоретических и практических задач;
- АК-2. Владеть системным и сравнительным анализом;
- АК-4. Уметь работать самостоятельно;
- АК-6. Владеть междисциплинарным подходом при решении проблем;

2) профессиональные компетенции:

- ПК-8. Формулировать технические требования и составлять технические задания на разработку новых образцов техники для химических производств и предприятий стройматериалов;
- ПК-9. Разрабатывать проектно-конструкторскую документацию на новое оборудование и проекты реконструкции, ремонтную, эксплуатационную и монтажную документацию;
- ПК-11. Оценивать предлагаемые технические решения по конструкции изделий путем изготовления и испытаний моделей и макетов;
- ПК-12. Оценивать технический уровень и экономическую эффективность принимаемых технических решений;
- ПК-14. Оценивать конкурентоспособность, экономическую эффективность разработки и постановки на производство новых изделий путем изготовления и испытаний моделей и макетов;
- ПК-15. Проводить опытно-технические работы при освоении новых технологий, оборудования, опытно-промышленную проверку новых машин и аппаратов и средств технологического оснащения, изготовление и испытание новых машин и аппаратов, оформлять документацию о результатах опытно-промышленных работ и испытание опытных образцов технологических машин и аппаратов.

Связь с другими учебными дисциплинами

Предыдущие:

- высшая математика;
- физика;
- химия;
- информатика и компьютерная графика;
- детали машин и основы конструирования;
- электротехника и основы электроники;
- термодинамика и теплопередача;
- защита металлов от коррозии.

Последующие:

- процессы и аппараты химических технологий;
- эксплуатация, ремонт и монтаж оборудования;
- расчет и конструирование машин и агрегатов;
- САПР машин и оборудования;
- машины и аппараты химических производств и предприятий стройматериалов и др.

**Характеристика инновационных подходов
к преподаванию учебной дисциплины
«Гидравлика, гидромашины и гидропривод»**

При изучении дисциплины «Гидравлика, гидромашины и гидропривод» применяются следующие эффективные методики и технологии:

- рейтинговые технологии;
- информационные технологии в форме презентаций;
- дистанционные методы обучения с использованием Google Classroom.

В ходе изучения данной дисциплины студентам помимо лекционного материала предлагаются практические упражнения в виде различных тематических задач. Выполнение упражнений способствует изучению методик расчета оборудования по переработке нефти и газа и развитию творческого подхода к решению различных проблем. Важной формой изучения дисциплины является организация самостоятельной работы студентов. Самостоятельная работа включает в себя работу над лекционным материалом, подготовку к практическим занятиям, подготовку к защитам отчетов по лабораторным работам и экзаменам.

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ПРОГРАММА
учебной дисциплины
«Гидравлика, гидромашины и гидропривод»

**Общее количество часов,
отводимое на изучение учебной дисциплины**

Формы получения высшего образования – **очная и заочная.**

Содержание дисциплины реализуется на лекциях, практических и лабораторных занятиях, курсовом проектировании. Контроль уровня текущих знаний обучаемых осуществляется путем проведения устного опроса, контрольных работ, защиты лабораторных работ и курсового проекта (работы) с использованием рейтинговой системы оценки знаний. Завершается изучение дисциплины экзаменом.

Распределение часов на изучение учебной дисциплины «Гидравлика, гидромашины и гидропривод» представлено в таблице:

Курс	3	4
Семестр	6	7
Лекции	36	8
Лабораторные работы	18	6
Практические занятия	36	6
Экзамен (семестр)	6	7
Аудиторных часов по учебной дисциплине	90	20
Самостоятельная работа студентов	74	136
Всего часов по учебной дисциплине	164	156
Курсовая работа: семестр/ч	7/30	7/30
Форма получения высшего образования	очная	заочная на основе ССО

Содержание учебного материала

Тема 1. Общие сведения о гидромашинах. Основные понятия и определения. Классификация насосов. Применение насосов в химической промышленности. Лопастные насосы, достоинства и недостатки.

Тема 2. Основные параметры работы насосов. Подача, напор, мощность, кпд. Высота всасывания. Теоретические основы движения жидкости в центробежном насосе. Характеристики центробежных насосов. Виды характеристик.

Тема 3. Эксплуатационные расчеты лопастных насосов. Основы теории подобия. Законы пропорциональности. Поддачи, напоры и мощности подобных машин. Коэффициент быстроходности. Кавитация. Кавитационный запас.

Тема 4. Работа насоса на сеть. Характеристика насосной установки. Рабочая точка. Регулирование режима работы центробежного насоса. Регулирование изменением частоты вращения рабочего колеса, дросселированием, перепуском, обточкой рабочего колеса. Гидромурфты. Сравнение экономичности работы насоса. Последовательная и параллельная работа насоса на сеть. Неустойчивая работа насосной установки (помпаж). Обслуживание центробежных насосов.

Тема 5. Основные конструктивные элементы центробежных насосов. Конструкция консольного горизонтального насоса. Рабочее колесо центробежного насоса. Подводы и отводы центробежного насоса. Центробежный насос с двусторонним вводом. Уплотнения валов. Сальники с мягкой набивкой, торцовые уплотнения. Уплотнение рабочего колеса с корпусом. Уплотнения кольцевого, углового и лабиринтного типов.

Тема 6. Насосы трения. Вихревой насос. Шнековые насосы. Струйные насосы. Эрлифты.

Тема 7. Объемные насосы. Классификация объемных насосов. Однопоршневой насос одностороннего действия. Однопоршневой насос двустороннего действия. Графики подачи поршневых насосов. Насосы с воздушными колпаками. Характеристики поршневых насосов и регулирование подачи. Плунжерные насосы. Плунжерные насосы с дифференциальным плунжером. Диафрагменные насосы.

Тема 8. Роторные объемные насосы. Классификация зубчатых насосов. Шестеренчатые насосы. Коловратные насосы. Шланговые насосы. Винтовые насосы. Роторно-поршневые насосы.

Тема 9. Особенности применения насосов различных типов в химической промышленности. Насосы для нефтепродуктов. Многоступенчатые центробежные насосы. Гуммированные и пластмассовые насосы. Вертикальные центробежные насосы. Скважинные насосы. Погружные и полупогружные насосы. Осевые насосы.

Тема 10. Транспортирование газов. Классификация машин для транспорта газов. Термодинамические основы процесса сжатия газов. Уравнение состояния газа и термодинамические диаграммы. Идеальные и реальные газы. Термодинамическая диаграмма температура – энтропия. Процессы сжатия газов. Изотермический, адиабатический и политропический процессы. Работа сжатия и потребляемая мощность. КПД компрессоров.

Тема 11. Поршневые компрессоры. Принципиальные конструкции одноступенчатых компрессоров. Одноступенчатое сжатие. Индикаторная мощность и индикаторное давление. Производительность. Коэффициент подачи, объемный коэффициент. Предел одноступенчатого сжатия.

Тема 12. Многоступенчатые компрессоры. Многоступенчатое сжатие. Схемы многоступенчатых компрессоров. Индикаторная и энтропийная диаграммы многоступенчатого сжатия. Ротационные компрессоры и газодувки. Пластинчатые компрессоры. Компрессоры с жидкостным поршнем.

Тема 13. Центробежные машины для перемещения газов. Вентиляторы. Турбогазодувки. Энтропийная диаграмма сжатия газа в турбогазодувке. Турбокомпрессоры. Энтропийная диаграмма сжатия в многоступенчатом турбокомпрессоре. Осевые вентиляторы и компрессоры. Винтовые компрессоры. Вакуум-насосы.

Тема 14. Гидравлический привод: основные понятия и определения. Принципиальные схемы гидроприводов, преимущества и недостатки. Конструкции гидродвигателей.

Тема 15. Основная и вспомогательная гидроаппаратура. Классификация гидроаппаратуры. Распределительные устройства, гидроклапаны, делители потока, дроссели. Кондиционирование рабочей жидкости. Фильтры и теплообменники в составе гидропривода.

Тема 16. Регулирование гидропривода: Способы регулирования и синхронизации гидропривода. Объемное регулирование. Дроссельное реагирование гидропривода при последовательном и параллельном включении дросселя. Сравнение способов регулирования. Проектирование гидропривода.

Тема 17. Пневмопривод. Основные применения в химической промышленности. Состав пневмопривода. Конструкции пневмоцилиндров. Управление пневмоприводом.

Перечень тем лабораторных работ

1. Определение характеристик центробежного насоса.
2. Построение совмещенной характеристики центробежного насоса.
3. Изучение кавитационной характеристики центробежного насоса.
4. Изучение конструкций объемных насосов.
5. Определение коэффициента полезного действия водоструйного насоса.
6. Изучение конструкции и работы поршневого компрессора (стенд).
7. Изучение конструкций гидравлической аппаратуры.
8. Испытание объемного гидропривода с дроссельным регулированием.
9. Изучение конструкции и определение рабочих характеристик гидроцилиндра.

Перечень тем практических занятий

Тема 1. Общие сведения о гидромашинах. Основные понятия и определения. Классификация насосов. Применение насосов в химической промышленности. Лопастные насосы, достоинства и недостатки.

Тема 2. Основные параметры работы насосов. Подача, напор, мощность, КПД. Высота всасывания. Теоретические основы движения жидкости в центробежном насосе. Характеристики центробежных насосов. Виды характеристик.

Тема 3. Эксплуатационные расчеты лопастных насосов. Основы теории подобия. Законы пропорциональности. Поддачи, напоры и мощности подобных машин. Коэффициент быстроходности. Кавитация. Кавитационный запас.

Тема 4. Работа насоса на сеть. Характеристика насосной установки. Рабочая точка. Регулирование режима работы центробежного насоса. Регулирование изменением частоты вращения рабочего колеса, дросселированием, перепуском, обточкой рабочего колеса. Гидромуфты. Сравнение экономичности работы насоса. Последовательная и параллельная работа насоса на сеть. Неустойчивая работа насосной установки (помпаж). Обслуживание центробежных насосов.

Тема 5. Основные конструктивные элементы центробежных насосов. Конструкция консольного горизонтального насоса. Рабочее колесо центробежного насоса. Подводы и отводы центробежного насоса. Центробежный насос с двусторонним вводом. Уплотнения валов. Сальники с мягкой набивкой, торцовые уплотнения. Уплотнение рабочего колеса с корпусом. Уплотнения кольцевого, углового и лабиринтного типов.

Тема 6. Насосы трения. Вихревой насос. Шнековые насосы. Струйные насосы. Эрлифты.

Тема 7. Объемные насосы. Классификация объемных насосов. Однопоршневой насос одностороннего действия. Однопоршневой насос двустороннего действия. Графики подачи поршневых насосов. Насосы с воздушными колпаками. Характеристики поршневых насосов и регулирование подачи. Плунжерные насосы. Плунжерные насосы с дифференциальным плунжером. Диафрагменные насосы.

Тема 8. Роторные объемные насосы. Классификация зубчатых насосов. Шестеренчатые насосы. Коловратные насосы. Шланговые насосы. Винтовые насосы. Роторно-поршневые насосы.

Тема 9. Особенности применения насосов различных типов в химической промышленности. Насосы для нефтепродуктов. Многоступенчатые центробежные насосы. Гуммированные и пластмассовые насосы. Вертикальные центробежные насосы. Скважинные насосы. Погружные и полупогружные насосы. Осевые насосы.

Тема 10. Транспортирование газов. Классификация машин для транспорта газов. Термодинамические основы процесса сжатия газов. Уравнение состояния газа и термодинамические диаграммы. Идеальные и реальные газы. Термодинамическая диаграмма температура – энтропия. Процессы сжатия газов. Изотермический, адиабатический и политропический процессы. Работа сжатия и потребляемая мощность. КПД компрессоров.

Тема 11. Поршневые компрессоры. Принципиальные конструкции одноступенчатых компрессоров. Одноступенчатое сжатие. Индикаторная мощность и индикаторное давление. Производительность. Коэффициент подачи, объемный коэффициент. Предел одноступенчатого сжатия.

Тема 12. Многоступенчатые компрессоры. Многоступенчатое сжатие. Схемы многоступенчатых компрессоров. Индикаторная и энтропийная диаграммы многоступенчатого сжатия. Ротационные компрессоры и газодувки. Пластинчатые компрессоры. Компрессоры с жидкостным поршнем.

Тема 13. Центробежные машины для перемещения газов. Вентиляторы. Турбогазодувки. Энтропийная диаграмма сжатия газа в турбогазодувке. Турбокомпрессоры. Энтропийная диаграмма сжатия в многоступенчатом турбокомпрессоре. Осевые вентиляторы и компрессоры. Винтовые компрессоры. Вакуум-насосы.

Тема 14. Гидравлический привод: Основные понятия и определения. Принципиальные схемы гидроприводов, преимущества и недостатки. Конструкции гидродвигателей.

Тема 15. Основная и вспомогательная гидроаппаратура. Классификация гидроаппаратуры. Распределительные устройства, гидроклапаны, делители потока, дроссели. Кондиционирование рабочей жидкости. Фильтры и теплообменники в составе гидропривода.

Тема 16. Регулирование гидропривода: Способы регулирования и синхронизации гидропривода. Объемное регулирование. Дроссельное реагирование гидропривода при последовательном и параллельном включении дросселя. Сравнение способов регулирования. Проектирование гидропривода.

Тема 17. Пневмопривод. Основные применения в химической промышленности. Состав пневмопривода. Конструкции пневмоцилиндров. Управление пневмоприводом.

**Самостоятельная работа студентов
(очная форма получения высшего образования)**

Вид самостоятельной работы	Содержание	Количество часов
1	2	3
Подготовка к практическим занятиям	Практическое занятие 1. Общие сведения о гидромашинах. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
	Практическое занятие 2. Основные параметры работы насосов. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
	Практическое занятие 3. Эксплуатационные расчеты лопастных насосов. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
	Практическое занятие 4. Работа насоса на сеть. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
	Практическое занятие 5. Основные конструктивные элементы центробежных насосов. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
	Практическое занятие 6. Насосы трения. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
	Практическое занятие 7. Объемные насосы. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
	Практическое занятие 8. Роторные объемные насосы. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
	Практическое занятие 9. Насосы для химической промышленности. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
	Практическое занятие 10. Транспортирование газов. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
	Практическое занятие 11. Поршневые компрессоры. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
	Практическое занятие 12. Многоступенчатые компрессоры. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
	Практическое занятие 13. Центробежные машины для перемещения газов. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
	Практическое занятие 14. Гидравлический привод: основные понятия и определения. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
	Практическое занятие 15. Основная и вспомогательная гидроаппаратура. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1

Окончание таблицы

1	2	3
	Практическое занятие 16. Регулирование гидропривода. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
	Практическое занятие 17. Пневмопривод. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
Подготовка к защите отчетов по лабораторным работам	Лабораторная работа 1. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
	Лабораторная работа 2. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
	Лабораторная работа 3. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
	Лабораторная работа 4. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
	Лабораторная работа 5. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
	Лабораторная работа 6. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
	Лабораторная работа 7. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
	Лабораторная работа 8. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	1
Подготовка к текущим рейтинговым контрольным работам	По разделам 1–9. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	6
	По разделам 10–17. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	6
Подготовка к экзамену	Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	36
Итого: общее время на самостоятельную работу студентов		74

**Самостоятельная работа студентов
(заочная форма получения высшего образования)**

Вид самостоятельной работы	Содержание	Количество часов
1	2	3
Подготовка к практическим занятиям	Практическое занятие 1. Общие сведения о гидромашинах. Основные параметры работы насосов. Эксплуатационные расчеты лопастных насосов. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	18
	Практическое занятие 2. Работа насоса на сеть. Основные конструктивные элементы центробежных насосов. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	20
	Практическое занятие 3. Насосы трения. Объемные насосы. Роторные объемные насосы. Насосы для химической промышленности. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	18
	Практическое занятие 4. Транспортирование газов. Поршневые компрессоры. Многоступенчатые компрессоры. Центробежные машины для перемещения газов. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	20
	Практическое занятие 5. Гидравлический привод: Основные понятия и определения. Основная и вспомогательная гидроаппаратура. Регулирование гидропривода. Пневмопривод. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	18
Подготовка к защите отчетов по лабораторным работам	Лабораторная работа 1. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	2
	Лабораторная работа 2. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	2
	Лабораторная работа 3. Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	2
Подготовка к экзамену	Осн. литература 1–3; доп. литература: 4–13	36
Итого: общее время на самостоятельную работу студентов		136

Учебно-методическая карта учебной дисциплины (очная форма)

Номер раздела, темы, занятия	Название раздела, темы, занятия; перечень изучаемых вопросов	Количество аудиторных часов				Материальное обеспечение занятия (наглядные, методические пособия и др.)	Литература	Формы контроля знаний
		лекции	практические занятия	лабораторные занятия	управляемая самостоятельная работа студента			
1	2	3	4	5	6	7	8	9
		36	36	18				
1	Общие сведения о гидромашинах. Основные понятия и определения. Классификация насосов. Применение насосов в химической промышленности. Лопастные насосы, достоинства и недостатки	2	2			Презентация	[1–3], [4–13]	Устный опрос
2	Основные параметры работы насосов. Подача, напор, мощность, кпд. Высота всасывания. Теоретические основы движения жидкости в центробежном насосе. Характеристики центробежных насосов. Виды характеристик	2	2			Презентация	[1–3], [4–13]	Устный опрос
3	Определение характеристик центробежного насоса			2				Защита отчета по лаб. работе
4	Эксплуатационные расчеты лопастных насосов. Основы теории подобия. Законы пропорциональности. Поддачи, напоры и мощности подобных машин. Коэффициент быстротходности. Кавитация. Кавитационный запас	2	2			Презентация	[1–3], [4–13]	Устный опрос

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6	7	8	9
5	Работа насоса на сеть. Характеристика насосной установки. Рабочая точка. Регулирование режима работы центробежного насоса. Регулирование изменением частоты вращения рабочего колеса, дросселированием, перепуском, обточкой рабочего колеса. Сравнение экономичности работы насоса. Последовательная и параллельная работа насоса на сеть. Неустойчивая работа насосной установки (помпаж). Обслуживание центробежных насосов	4	2			Презентация	[1–3], [4–13]	Устный опрос
6	Построение совмещенной характеристики центробежного насоса и сети			2		Лабораторный стенд, методические указания к работе		Защита отчета по лаб. работе
7	Основные конструктивные элементы центробежных насосов. Конструкция консольного горизонтального насоса. Рабочее колесо центробежного насоса. Подводы и отводы центробежного насоса. Центробежный насос с двусторонним вводом. Уплотнения валов. Сальники с мягкой набивкой, торцовые уплотнения. Уплотнение рабочего колеса с корпусом. Уплотнения кольцевого, углового и лабиринтного типов	2	2			Презентация	[1–3], [4–13]	Устный опрос
8	Насосы трения. Вихревой насос. Конструкция и характеристики вихревых насосов. Шнековые насосы. Струйные насосы. Эрлифты	2	2			Презентация	[1–3], [4–13]	
9	Изучение кавитационной характеристики центробежного насоса			2		Лабораторный стенд, методические указания к работе		Защита отчета по лаб. работе

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6	7	8	9
10	Объемные насосы. Классификация объемных насосов. Однопоршневой насос одностороннего действия. Однопоршневой насос двустороннего действия. Подача и графики подачи поршневых насосов. Насосы с воздушными колпаками. Характеристики поршневых насосов и регулирование подачи. Плунжерные насосы. Плунжерные насосы с дифференциальным плунжером. Диафрагменные насосы	2	2			Презентация	[1–3], [4–13]	Устный опрос
11	Роторные объемные насосы. Классификация зубчатых насосов. Шестеренчатые насосы. Коловратные насосы. Шланговые насосы. Винтовые насосы. Роторно-поршневые насосы. Неравномерность подачи роторных насосов	2	2			Презентация	[1–3], [4–13]	Устный опрос
12	Изучение конструкций объемных насосов			2		Макеты насосов		Защита отчета по лаб. работе
13	Насосы для химической промышленности. Насосы для нефтепродуктов. Многоступенчатые центробежные насосы. Гуммированные и пластмассовые насосы. Вертикальные центробежные насосы. Скважинные насосы. Погружные и полупогружные насосы. Осевые насосы. Особенности применения насосов различных типов в химической промышленности	2	2			Презентация	[1–3], [4–13]	Устный опрос
14	Контрольная работа по разделам 1–9 (насосы)		2				[1–3], [4–13]	Контрольная работа
5	Транспортирование газов. Классификация машин для транспорта газов. Термодинамические основы процесса сжатия газов. Уравнение состояния газа и термодинамические диаграммы. Идеальные и реальные газы. Термодинамическая диаграмма температура – энтропия. Процессы сжатия газов. Изотермический, адиабатический и политропический процессы. Работа сжатия и потребляемая мощность. КПД компрессоров	2	2			Презентация	[1–3], [4–13]	Устный опрос

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6	7	8	9
16	Определение коэффициента полезного действия водоструйного насоса			2		Лабораторный стенд, методические указания к работе		Защита отчета по лаб. работе
17	Поршневые компрессоры. Принципиальные конструкции одноступенчатых компрессоров. Одноступенчатое сжатие. Индикаторная мощность и индикаторное давление. Производительность. коэффициент подачи, объемный коэффициент. Предел одноступенчатого сжатия	2	2			Презентация	[1–3], [4–13]	Устный опрос
18	Многоступенчатые компрессоры. Многоступенчатое сжатие. Схемы многоступенчатых компрессоров. Индикаторная и энтропийная диаграммы многоступенчатого сжатия. Ротационные компрессоры и газодувки. Пластинчатые компрессоры. Компрессоры с жидкостным поршнем	2	2			Презентация	[1–3], [4–13]	Устный опрос
19	Изучение конструкции и работы поршневого компрессора (стенд)			2		Лабораторный стенд, методические указания к работе		Защита отчета по лаб. работе
20	Центробежные машины для перемещения газов. Вентиляторы. Турбогазодувки. Энтропийная диаграмма сжатия газа в турбогазодувке. Турбокомпрессоры. Энтропийная диаграмма сжатия в многоступенчатом турбокомпрессоре. Осевые вентиляторы и компрессоры. Винтовые компрессоры. Вакуум-насосы	2	2			Презентация	[1–3], [4–13]	Устный опрос
21	Гидравлический привод. Основные понятия и определения. Принципиальные схемы гидроприводов, преимущества и недостатки. Конструкции гидродвигателей	2				Презентация	[1–3], [4–13]	Устный опрос
22	Изучение конструкций гидравлической аппаратуры			2		Лабораторный стенд, методические указания к работе		Защита отчета по лаб. работе

Окончание таблицы

1	2	3	4	5	6	7	8	9
23	Регулирование гидропривода. Способы регулирования и синхронизации гидропривода. Объемное регулирование. Дроссельное регулирование гидропривода при последовательном и параллельном включении дросселя. Сравнение способов регулирования. Проектирование гидропривода.	2	2			Презентация	[1–3], [4–13]	Устный опрос
24	Основная и вспомогательная гидроаппаратура. Классификация гидроаппаратуры. Распределительные устройства, гидроклапаны, делители потока, дроссели. Кондиционирование рабочей жидкости. Фильтры и теплообменники в составе гидропривода.	2	2			Презентация	[1–3], [4–13]	Устный опрос
25	Испытание объемного гидропривода с дроссельным регулированием			2		Лабораторный стенд, методические указания к работе		Защита отчета по лаб. работе
26	Пневмопривод. Основные применения в химической промышленности. Состав пневмопривода. Конструкции пневмоцилиндров. Управление пневмоприводом	2	2			Презентация	[1–3], [4–13]	Устный опрос
27	Изучение конструкции и определение рабочих характеристик гидроцилиндра			2		Лабораторный стенд, методические указания к работе		Защита отчета по лаб. работе
28	Контрольная работа по разделам 10–17 (Компрессоры и гидропривод)		2				[1–3], [4–13]	Контрольная работа
Итого		36	36	18				Экзамен

* **Примечание:** в соответствии с рейтинговой системой для определения результата промежуточного контроля за семестр в виде отметки в баллах по десятибалльной шкале используются отметки, полученные за мероприятия промежуточного контроля в течение семестра, обозначенные в графе «Форма контроля знаний».

Учебно-методическая карта учебной дисциплины (заочная форма)

Номер раздела, темы, занятия	Название раздела, темы, занятия; перечень изучаемых вопросов	Количество аудиторных часов				Материальное обеспечение занятия (наглядные, методические пособия и др.)	Литература	Формы контроля знаний
		лекции	практические занятия	лабораторные занятия	управляемая самостоятельная работа студента			
1	2	3	4	5	6	7	8	9
		8	6	6				
1	<p>Общие сведения о гидромашинах. Основные понятия и определения. Классификация насосов. Применение насосов в химической промышленности. Лопастные насосы, достоинства и недостатки.</p> <p>Основные параметры работы насосов. Подача, напор, мощность, кпд. Высота всасывания. Теоретические основы движения жидкости в центробежном насосе. Характеристики центробежных насосов. Виды характеристик.</p> <p>Эксплуатационные расчеты лопастных насосов. Основы теории подобия. Законы пропорциональности. Подачи, напоры и мощности подобных машин. Коэффициент быстроходности. Кавитация. Кавитационный запас</p>	1	1			Презентация	[1–3], [4–13]	Устный опрос
2	Определение характеристик центробежного насоса							Защита отчета по лаб. работе

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6	7	8	9
3	<p>Работа насоса на сеть. Характеристика насосной установки. Рабочая точка. Регулирование режима работы центробежного насоса. Регулирование изменением частоты вращения рабочего колеса, дросселированием, перепуском, обточкой рабочего колеса. Сравнение экономичности работы насоса. Последовательная и параллельная работа насоса на сеть. Неустойчивая работа насосной установки (помпаж). Обслуживание центробежных насосов.</p> <p>Основные конструктивные элементы центробежных насосов. Конструкция консольного горизонтального насоса. Рабочее колесо центробежного насоса. Подводы и отводы центробежного насоса. Центробежный насос с двусторонним вводом. Уплотнения валов. Уплотнение рабочего колеса с корпусом.</p> <p>Насосы трения. Вихревой насос. Конструкция и характеристики вихревых насосов. Шнековые насосы. Струйные насосы. Эрлифты</p>	2	1			Презентация	[1–3], [4–13]	Устный опрос
4	<p>Построение совмещенной характеристики центробежного насоса и сети</p>			2		Лабораторный стенд, методические указания к работе		Защита отчета по лаб. работе
5	<p>Объемные насосы. Классификация объемных насосов. Однопоршневой насос одностороннего действия. Однопоршневой насос двустороннего действия. Подача и графики подачи поршневых насосов. Насосы с воздушными колпаками. Характеристики поршневых насосов и регулирование подачи. Плунжерные насосы. Плунжерные насосы с дифференциальным плунжером. Диафрагменные насосы</p>	2	1			Презентация	[1–3], [4–13]	Устный опрос

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Роторные объемные насосы. Классификация зубчатых насосов. Шестеренчатые насосы. Коловратные насосы. Шланговые насосы. Винтовые насосы. Роторно-поршневые насосы. Неравномерность подачи роторных насосов. Насосы для химической промышленности. Насосы для нефтепродуктов. Многоступенчатые центробежные насосы. Гуммированные и пластмассовые насосы. Вертикальные центробежные насосы. Скважинные насосы. Погружные и полупогружные насосы. Осевые насосы. Особенности применения насосов различных типов в химической промышленности							
6	Изучение конструкции и работы поршневого компрессора (стенд)			2		Лабораторный стенд, методические указания к работе		Защита отчета по лаб. работе
7	Поршневые компрессоры. Принципиальные конструкции одноступенчатых компрессоров. Одноступенчатое сжатие. Индикаторная мощность и индикаторное давление. Производительность, коэффициент подачи, объемный коэффициент. Предел одноступенчатого сжатия. Многоступенчатые компрессоры. Многоступенчатое сжатие. Схемы многоступенчатых компрессоров. Индикаторная и энтропийная диаграммы многоступенчатого сжатия. Ротационные компрессоры и газодувки. Пластинчатые компрессоры. Центробежные машины для перемещения газов. Вентиляторы. Турбогазодувки. Энтропийная диаграмма сжатия газа в турбогазодувке. Турбокомпрессоры. Энтропийная диаграмма сжатия в многоступенчатом турбокомпрессоре. Осевые вентиляторы и компрессоры. Винтовые компрессоры. Вакуум-насосы	2	2				[1–3], [4–13]	Устный опрос

Окончание таблицы

1	2	3	4	5	6	7	8	9
8	Гидравлический привод. Основные понятия и определения. Принципиальные схемы гидроприводов, преимущества и недостатки. Конструкции гидродвигателей. Регулирование гидропривода Основная и вспомогательная гидроаппаратура. Классификация гидроаппаратуры. Распределительные устройства, гидроклапаны, делители потока, дроссели. Кондиционирование рабочей жидкости. Фильтры и теплообменники в составе гидропривода	1	1				[1–3], [4–13]	Устный опрос
Итого		8	6	6				Экзамен

* КОНТРОЛЬНЫЕ ТОЧКИ

Структура и содержание курсовой работы

Для получения практических навыков проведения расчетных работ по данной дисциплине предусмотрена курсовая работа.

Цель курсовой работы – закрепить полученные студентами теоретические и практические знания, привить навыки самостоятельного расчета и проектирования оборудования, входящего в состав установок.

Контроль знаний, полученных студентом при выполнении курсового проекта(работы), осуществляется путем ее устной защиты.

Тема курсовой работы: Расчет гидравлической линии насосной установки производительностью (все исходные данные задает преподаватель) $n - \text{м}^3/\text{ч}$, тип перекачиваемой среды и температура, длина трубопровода, количество запорно-регулирующей арматуры, геометрические параметры установки и др.

Срок сдачи студентом курсовой работы: декабрь (7 семестр) или май (6 семестр).

Состав расчетно-пояснительной записки (перечень вопросов, подлежащих разработке): Расчет трубопровода. Подбор насоса, Инструкция по эксплуатации насосной установки.

Перечень графического материала: схема трубопровода (формат А4–А3).

Перечни используемых средств диагностики обучающихся по учебной дисциплине «Гидравлика, гидромашины и гидропривод», требования к обучающемуся при прохождении текущей аттестации, информация по контролю качества усвоения знаний

Организация, проведение и оценка результатов учебной деятельности студентов при изучении дисциплины «Гидравлика, гидромашины и гидропривод» осуществляется в соответствии с Положением о рейтинговой системе оценки знаний и компетенций студентов (приказ ректора Учреждения образования «Полоцкий государственный университет» № 294 от 06.06.2014г. (в редакции, утвержденной приказом № 605 от 17.11.2014г.)).

Для мониторинга качества изучения учебной дисциплины «Гидравлика, гидромашины и гидропривод» и диагностики компетенций студентов используется следующий диагностический инструментарий:

- защита отчетов по лабораторным работам;
- защита курсовой работы;
- экзамены: устные (или письменные) у студентов очной и заочной форм обучения.

Рейтинговая оценка знаний студентов очного отделения по дисциплине «Гидравлика, гидромашины и гидропривод» обучающихся по специальности 1-36 07 01 «Машины и аппараты химических производств и предприятий строительных материалов», утвержденная на заседании кафедры «Технологии и оборудования переработки нефти и газа» рассчитывается по следующей формуле:

$$P = \text{ПР} + A - \text{Ш} + \text{И},$$

где ПР – среднеарифметическое значение оценок (по 10-балльной системе) студента за контрольную (проверочную) работу;

A – показатель активности во время устного опроса, дополнительные баллы (за правильный ответ 1 балл на одном занятии); выставляется при верном описании технологической схемы при случайном выборе студента для ответа;

Ш – штраф (за неправильный ответ вычитается 1 балл на одном занятии) при незнании описания технологической схемы при случайном выборе студента для ответа во время устного опроса на лекции; выставляется также при невыполнении домашних заданий (задач) либо неверном их решении;

И – инновационный балл (до 1 балла, к примеру, при прохождении онлайн-курсов и получении сертификата).

Весовой коэффициент промежуточного контроля – 0,5.

Весовой коэффициент при прохождении текущей аттестации – экзамена – 0,5.

При прохождении текущей аттестации – экзамена студент поощряется дополнительным баллом к итоговой оценке экзамена с учетом рейтинга, если является автором либо соавтором опубликованных статей и тезисов докладов в научных изданиях по дисциплине «Гидравлика, гидромашины и гидропривод».

ВОПРОСЫ К ЭКЗАМЕНУ

по учебной дисциплине «Гидравлика, гидромашины и гидропривод»

1. Классификация насосов.
2. Основные параметры работы центробежного насоса.
3. Характеристики центробежных насосов.
4. Законы пропорциональности.
5. Коэффициент быстроходности.
6. Кавитация. Кавитационный запас.
7. Характеристика насосной установки. Рабочая точка.
8. Регулирование режима работы центробежного насоса.
9. Регулирование дросселированием и перепуском.
10. Последовательная работа насоса на сеть
11. Параллельная работа насоса на сеть.
12. Конструкция консольного горизонтального центробежного насоса.
13. Рабочие колеса центробежного насоса.
14. Подводы и отводы центробежного насоса.
15. Уплотнения валов.
16. Уплотнение рабочего колеса с корпусом.
17. Насосы трения.
18. Классификация объемных насосов.
19. Однопоршневой насос одностороннего действия.
20. Графики подачи поршневых насосов.
21. Насосы с воздушными колпаками.
22. Диафрагменные насосы.
23. Шестеренчатые насосы.
24. Шланговые насосы.
25. Винтовые насосы.
26. Роторно-поршневые насосы.
27. Классификация машин для сжатия и транспорта газов.
28. Термодинамические основы процесса сжатия газов.
29. Уравнение состояния газа и термодинамические диаграммы.
30. Идеальные и реальные газы.
31. Изотермический, адиабатический и политропический процессы.
32. Принципиальная конструкция одноступенчатого поршневого компрессора.
33. Предел одноступенчатого сжатия.

34. Схемы многоступенчатых компрессоров.
35. Пластинчатые компрессоры.
36. Центробежные машины для перемещения газов.
37. Вентиляторы.
38. Турбокомпрессоры.
39. Винтовые компрессоры.
40. Назначение, достоинства и недостатки гидропривода.
41. Классификация гидроприводов.
42. Состав гидропривода.
43. Принципиальные схемы гидропривода.
44. Конструкции гидродвигателей.
45. Классификация гидроаппаратуры.
46. Кондиционирование рабочей жидкости.
47. Объемное регулирование гидропривода.
48. Дроссельное регулирование гидропривода при последовательном включении дросселя.
49. Дроссельное реагирование гидропривода при параллельном включении дросселя.
50. Состав пневмопривода.

ИНФОРМАЦИОННО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Основная литература

1. Гроховский Д.В. Основы гидравлики и гидропривод [Электронный ресурс]: учеб. пособие. – СаПб.: Политехника, 2012. – 239 с. – Режим доступа: <http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=124242>
2. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод: учеб. В 2 ч. Ч. 2: Гидравлические машины и гидропневмопривод / под ред. А.А. Шейпака. – 3-е изд., стер. – М.: МГИУ, 2005. – 350 с.
3. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. – М.: Машиностроение, 2010. – 424 с.

Дополнительная литература

4. Медведев В.Ф. Гидравлика и гидравлические машины. – Минск: Высш. шк., 1998. – 311 с.
5. Карасев Б.В. Насосы и насосные станции. – Минск: Выш. шк., 1979. – 288 с.
6. Дуров В.С., Рахмилевич З.З, Черняк Я.С. Эксплуатация и ремонт компрессоров и насосов. – М.: Химия, 1980. – 272 с.
7. Фармазов С.А. Ремонт и монтаж оборудования химических и нефтеперерабатывающих заводов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Химия, 1988. – 302 с.
8. Лабораторный практикум по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу / Я.М. Вильнер, И.П. Вопнярский, В.И. Кузьменков и др. – Минск: Выш. шк., 1980.
9. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередаточ / О.В. Байбаков, Д.А. Бутаев, З.А. Калмыкова и др.; под ред. С.С. Руднева и Л.Г. Подвиза. – М.: Машиностроение, 1974. – 416 с.
10. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.В. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / под ред. П.Г. Романкова. – Л.: Химия, 1988. – 560 с.
11. Берлин М.А. Ремонт и эксплуатация насосов нефтеперерабатывающих заводов. – М.: Химия, 1970. – 280 с.
12. Бакланов Н.А. Насосы в химической промышленности. – Л.: Химия, 1977. – 95 с.
13. Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы: Методические указания и контрольные задания для студентов заочников инженерно-технических специальностей вузов / В.П. Норкус, В.А. Стапонкус, И.А. Малинаускас; под ред. Ю.Ю. Мацевичюса. – 5-е изд. – М.: Высш. шк., 1989. – 56 с.

Модуль 1 НАСОСЫ

ЛЕКЦИОННЫЙ КУРС

Лекция 1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРОМАШИНАХ

1. Введение.
2. Основные понятия и определения.
3. Классификация насосов.
4. Лопастные насосы: достоинства и недостатки.
5. Классификация центробежных насосов.
6. Принципиальная схема центробежного насоса.

1. Введение

Название самой машины (насос, вентилятор, воздуходувка, компрессор и др.) определяется как видом перемещаемой среды, так и создаваемым давлением. Эти машины вместе с гидравлическими двигателями и гидроредачами составляют класс гидравлических машин.

Блестящее развитие теоретических основ механики в XIX в., позволившее ближе подойти к решению практических задач движения реальных жидкостей, связано с трудами О. Коши, Г. Гельмгольца, Г. Кирхгофа, Дж.Г. Стокса, Н.Е. Жуковского, С.А. Чаплыгина, Ж.Л. Пуазейля, О. Рейнольдса, Л. Прандтля.

Примерно с начала XX в. изменилось само назначение насосов. Если первоначально они предназначались только для подъема воды, то с этого времени они все шире применяются для перемещения жидкостей с различными вязкостью и концентрацией взвешенных частиц, а также химических жидкостей с различной степенью агрессивности и температурой. В 1924 г. вышла в свет книга немецкого гидравлика К. Пфледерера «Центробежные насосы», оказавшая значительное влияние на развитие теории центробежных насосов и методов их расчета.

В Советском Союзе, начиная с 1930 г., огромный вклад в развитие насосостроения внесли такие выдающиеся ученые, как И.И. Куклевский, изучавший рабочий процесс турбин и насосов, академик Г.Ф. Проскура, занимавшийся

созданием теории рабочего процесса осевых (пропеллерных) насосов, И.Н. Вознесенский, разработавший новые методы расчета лопастных нагнетателей на основе теории потенциального течения и теории вихрей, профессор П.Н. Камнев – автор теории расчета струйных аппаратов с высоким КПД [1].

В настоящее время решение многих социальных задач, направленных на создание благоприятных условий труда как на предприятиях, так и в районах проживания людей, невозможно без увеличения номенклатуры и улучшения качества нагнетателей. Поэтому и в настоящее время ведется работа по созданию нового унифицированного ряда высокоэффективных машин для перемещения жидкости и газов. Перед насосостроителями стоит большая задача по созданию высокоэкономичных машин, отличающихся повышенными параметрами, малой удельной металлоемкостью, экологичностью. Это требует дальнейшего развития исследовательских, проектно-конструкторских и технологических работ в области машиностроения.

2. Основные понятия и определения

Насосом называется гидравлическая машина, предназначенная для подъема жидкости и перемещения ее из одного места в другое.

Насосы преобразуют механическую энергию, получаемую от двигателя, в механическую энергию перекачиваемой жидкости, складывающуюся из потенциальной энергии давления и положения $(\frac{p}{\gamma} + z)$ и кинетической

энергии $\frac{v^2}{2g}$.

Насосы отличаются большим разнообразием по конструктивному исполнению и предназначаются для перекачки жидкостей: воды, нефти и продуктов ее переработки.

Основными техническими параметрами, характеризующими работу насосов, являются [1]:

- подача (производительность);
- напор;
- потребляемая мощность;
- коэффициент полезного действия;
- скорость вращения вала насоса;
- допустимая вакуумметрическая высота всасывания.

Подача – количество жидкости, которое подается насосом в напорный патрубок в единицу времени. Различают понятия объемной Q и массовой M подачи насоса, которые связаны между собой отношением

$$Q = \frac{M}{\rho}, \quad (1.1)$$

где ρ – плотность жидкости при температуре перекачки.

Объемной называется подача, если количество жидкости измеряется в единицах объема: м³/ч, м³/с, л/с. Если это количество измеряется в единицах массы, то подача называется массовой кг/с. Массовой подачей обычно измеряется количество перекачиваемых горячих жидкостей, а также нефти и нефтепродуктов. Объемной подачей обычно измеряется количество перекачиваемых холодных жидкостей и при расчетах проточной части насоса.

Напором насоса называется приращение механической энергии единицы веса жидкости, прошедшей через рабочие органы насоса, или иначе – разность удельных энергий при выходе из насоса и при входе в него.

$$H = \frac{p}{\rho g}. \quad (1.2)$$

Напор обычно измеряется в метрах столба перекачиваемой жидкости.

Принято различать напор манометрический, который определяется по показаниям приборов у всасывающего и напорного патрубков, и напор требуемый, подсчитанный по схеме насосной установки.

Полный напор, создаваемый, насосом определяется из уравнения Бернулли:

$$H = \frac{p_n - p_s}{\rho g} + \frac{v_n^2 - v_s^2}{2g} + \Delta z. \quad (1.3)$$

Обычно разностью скоростных напоров пренебрегают, т.к. она значительно меньше, чем другие составляющие равенства [1].

Потребляемая мощность, или мощность насоса, N , кВт – мощность, которая отдается насосу ведущим двигателем при его работе.

Полезная мощность N_n – то количество энергии, которое сообщается всему потоку жидкости в единицу времени. Мощность, расходуемая для создания определенных условий Q и H , подсчитывается по формуле

$$N_n = \rho g Q H, \text{ Вт},$$
$$N_n = \frac{\rho g Q H}{1000}, \text{ кВт}. \quad (1.4)$$

Полезная мощность всегда меньше мощности насоса за счет потерь, возникающих в насосе.

Коэффициент полезного действия (КПД) – отношение полезной мощности насоса к мощности на валу насоса (потребляемой):

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \frac{\rho g Q H}{1000 N},$$
$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta}. \quad (1.5)$$

КПД насоса характеризует степень конструктивной эффективности насоса и может быть определен только экспериментальным путем на специальных лабораторных стендах.

Числовые значения составляющих КПД насоса зависят от конструкции насоса, качества его изготовления и условий эксплуатации.

Скорость вращения вала насоса n , об/мин, измеряется числом оборотов в минуту, которое при установившемся режиме, т.е. при неизменных подаче и напоре, должно быть постоянным.

Допустимая вакуумметрическая высота всасывания выражается в метрах столба подаваемой жидкости и для существующей установки определяется по показанию вакуумметра, приведенному к оси насоса. Это максимальное превышение оси насоса над уровнем жидкости в резервуаре, при котором насос будет нормально функционировать.

Допустимый кавитационный запас Δh_v - приведенный к оси насоса минимальный избыток удельной энергии жидкости на входе в насос над упругостью паров жидкости при температуре перекачки, которая обеспечивает работу насоса без изменения основных технических параметров. Он выражается в метрах столба транспортируемой жидкости и характеризует конструктивную эффективность входной части насоса [1].

Если в потоке жидкости абсолютное давление в некоторой точке упадет ниже упругости паров, то в жидкости возникают пустоты, заполненные паром и воздухом. Начинается «холодное» кипение жидкости. Процесс образования пустот с дальнейшей конденсацией пара и исчезновением пустот в зоне повышенного давления называется **кавитацией**. Вследствие быстрой ликвидации паровых пузырьков возникают местные гидравлические удары. Кавитация сопровождается шумом, вибрацией, эрозийным изнашиванием металла.

Коэффициент быстроходности насоса n_s – это частота оборотов модели, которая геометрически подобна насосу и создает напор 1 м при подаче $0,075 \text{ м}^3/\text{с}$.

Коэффициент быстроходности насоса – это частный случай упрощенного критерия кинематического подобия центробежных машин. Этот параметр широко используется для классификации центробежных насосов и перерасчета их характеристик. По значениям коэффициента быстроходности можно судить о форме проточной чистоты, соотношении геометрических размеров рабочего колеса и виде гидродинамических характеристик центробежного насоса. С увеличением коэффициента быстроходности крутизна характеристик центробежных насосов уменьшается и возрастает их максимальный КПД.

$$n_s = 3.65n \frac{\sqrt{Q_H}}{H_H^{3/4}}, \quad (1.6)$$

где n – скорость оборота вала насоса, об/мин;

Q_H – номинальная подача насоса, м³/с;

H_H – номинальный напор насоса, м.

Для насосов, которые имеют двухсторонний вход жидкости, в формулу следует подставлять половину номинальной подачи насоса. Для многоступенчатых насосов в формулу необходимо подставлять номинальный напор ступени.

3. Классификация насосов

Насосы являются одним из основных средств механизации при напорном транспортировании жидких сред. Многообразие требований к насосам в различных отраслях техники и строительства привело к тому, что в настоящее время существует значительное количество насосов, различающихся между собой принципом действия, конструкций и т.д. [1].

В связи с этим разработана классификация насосов, включенная в ГОСТ 17398-72 «Насосы. Термины и определения».

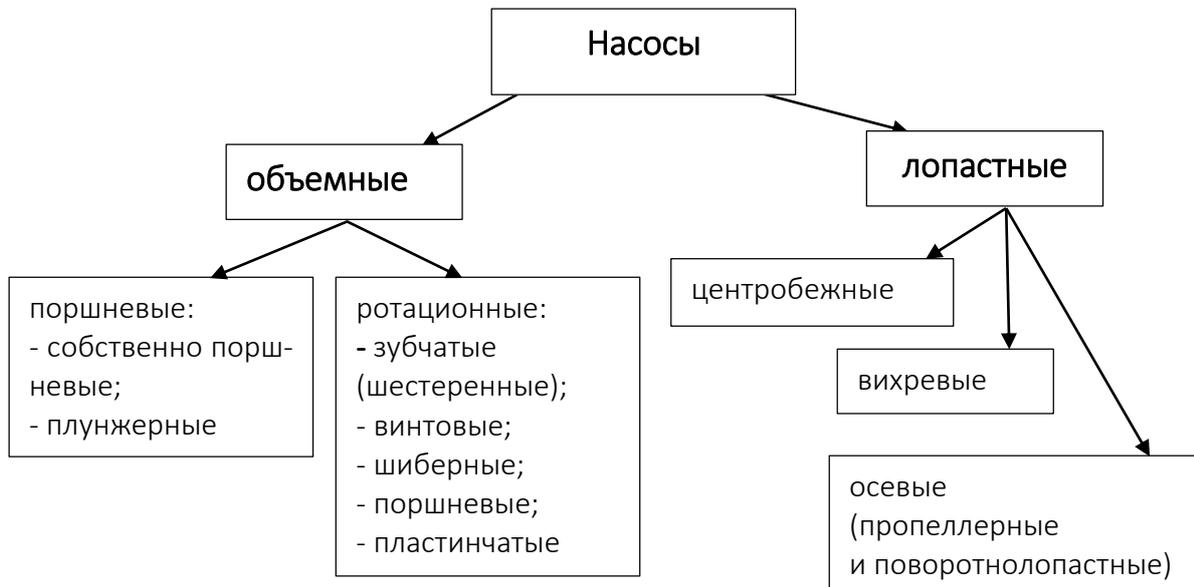
По принципу действия все насосы могут быть разделены на две основные группы [1]: объемные и лопастные.

Объемные насосы в процессе работы изменяют энергию давления $\frac{\rho}{\rho g}$.

Лопастные изменяют сумму энергий давления $\frac{\rho}{\rho g}$ и кинетической $\frac{v^2}{2g}$,

т.е. $\frac{\rho}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}$.

В объемных насосах жидкости сообщается энергия давления непосредственно рабочим органом (вытеснителем) путем сжатия ее и вытеснения из рабочего объема. В лопастных насосах рабочий орган (рабочее колесо) сообщает жидкости кинетическую энергию, превращаемую затем в специальных устройствах в энергию давления.



4. Лопастные насосы: достоинства и недостатки

К группе лопастных насосов относятся центробежные, вихревые, осевые. Эти типы насосов, особенно центробежные, имеют наиболее широкое применение на практике. Лопастные насосы обладают рядом технических и эксплуатационных преимуществ по сравнению с насосами вытеснения, а именно:

- допускают большие скорости вращения – от 300 до 3000, а в отдельных случаях до 7 500 об/мин и выше. Поэтому они удобны для непосредственного соединения с быстроходными двигателями (с электродвигателями и паровыми турбинами);
- имеют значительно меньшие размеры, вес и требуют более легких фундаментов благодаря большим скоростям вращения и равномерности хода при таких же подачах, как и у насосов вытеснения;
- их КПД при умеренных напорах не уступает КПД поршневых насосов и выше ротационных;
- просты по конструкции и надежны в эксплуатации.

Указанные положительные свойства лопастных насосов обеспечивают преимущественное их применение для больших и средних подач на низкие и средние напоры.

5. Классификация центробежных насосов

В центробежных насосах передача энергии перекачиваемой жидкой среде осуществляется за счет взаимодействия лопаток рабочего колеса с потоком, в результате чего под действием центробежной силы жидкая среда отбрасывается от центра рабочего колеса (всасывающая полость) к его периферии (напорная полость).

Центробежные насосы классифицируются по ряду признаков.

- 1) по числу ступеней [1]:
 - одноступенчатые;
 - многоступенчатые;
- 2) по числу сторон подвода жидкости к насосу:
 - с односторонним;
 - двусторонним входом;
- 3) по напору:
 - низконапорные ($H < 20$ м);
 - средненапорные ($H = 20\text{--}60$ м);
 - высоконапорные ($H > 60$ м);
- 4) по коэффициенту быстроходности:
 - тихоходные ($50 < n_s < 80$);
 - нормальной быстроходности ($80 < n_s < 150$);
 - быстроходные ($150 < n_s < 350$);
- 5) по роду перекачиваемой жидкости:
 - водопроводные (предназначенные для подачи чистых жидких сред с температурой до $105\text{ }^{\circ}\text{C}$);
 - канализационные, или фекальные (для подачи сточной жидкости с температурой до $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ и имеющей различные механические включения);
 - теплофикационные (для подачи чистой воды с температурой выше $105\text{ }^{\circ}\text{C}$);
 - кислотные (для подачи агрессивных жидких сред: кислот, щелочей и т.д.);
 - баггерные (для гидрозолоудаления на тепловых электростанциях и для подачи жидких с абразивными примесями, шлаком и т.д.);

- песковые (для подачи сухого песка);
- землесосы, или грунтовые (для подачи гидромассы: песка, размельченного грунта и других горных пород);
- 6) по расположению вала [1]:
 - горизонтальные;
 - вертикальные;
- 7) по плоскости разъема корпуса:
 - с горизонтальным разъемом;
 - вертикальным;
 - секционным;
- 8) по условиям монтажа:
 - наземные;
 - плавающие;
 - погружные;
- 9) по способу соединения с двигателем:
 - приводные (со шкивом или редуктором);
 - соединяемые непосредственно с двигателем через муфту;
 - моноблочные (рабочее колесо установлено на удлинённом конце вала электродвигателя).

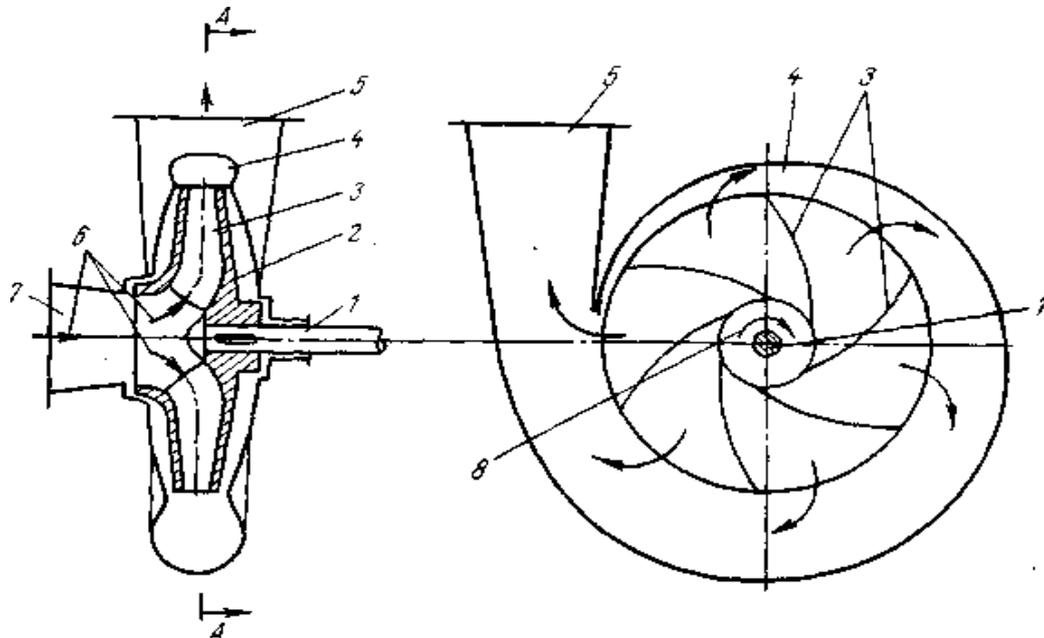
6. Принципиальная схема центробежного насоса

Схема одноступенчатого центробежного насоса приведена на рисунке 1.1.

Рабочее колесо приводится во вращение от электродвигателя через вал. Конструктивно колесо представляет собой два диска, скрепленные между собой лопатками. Рабочее колесо помещается в корпусе насоса, который выполняется в виде спиральной камеры. С торцевой стороны к центру корпуса прикрепляется всасывающий патрубок, через который с помощью всасывающей трубы подводится перекачиваемая жидкая среда. От насоса жидкая среда отводится через напорный патрубок, к которому присоединяется напорный трубопровод.

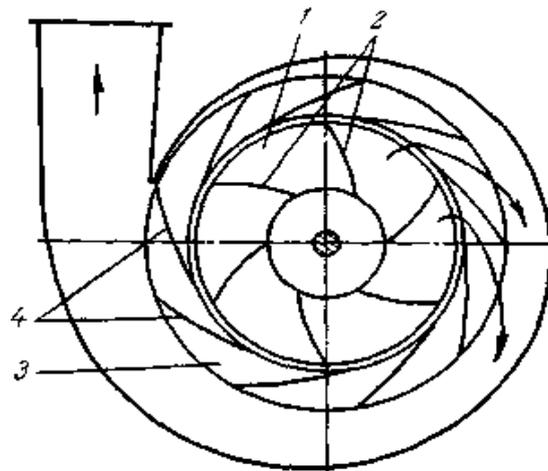
Если корпус насоса заполнить жидкой средой и рабочему колесу придать вращение с соответствующей частотой, лопатки колеса будут отбрасывать ее от центра к периферии. В результате этого на входе в рабочее колесо будет возникать вакуумметрическое давление, и перекачиваемая жидкая среда по всасывающему трубопроводу через всасывающий патрубок будет подходить к рабочему колесу. Таким образом, устанавливается непрерывная

подача насосом. Из рабочего колеса жидкая среда выходит с большой скоростью (15–20 м/с), и во избежание больших потерь напора подавать ее непосредственно в трубопровод нельзя. Постепенное преобразование динамического напора в статический происходит в диффузоре и на выходе из него. Перекачиваемая среда движется с умеренной скоростью.



1 – вал; 2 – рабочее колесо; 3 – лопатки рабочего колеса; 4 – спиральная камера (корпус насоса); 5 – нагнетательный патрубок (диффузор); 6 – направление потока жидкой среды; 7 – всасывающий патрубок; 8 – направление вращения рабочего колеса

Рисунок 1.1. – Схема одноступенчатого центробежного насоса [1]

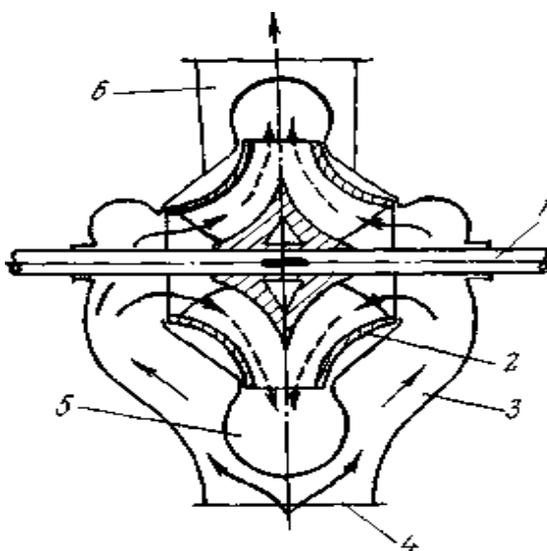


1 – рабочее колесо; 2 – лопатки рабочего колеса;
3 – направляющий аппарат (неподвижный); 4 – лопатки направляющего аппарата

Рисунок 1.2. – Схема центробежного насоса с направляющим аппаратом

В некоторых конструкциях центробежных насосов, особенно многоступенчатых, преобразование динамического напора в статический производится не только в диффузорном отводе, но и в промежуточном направляющем аппарате (см. рисунок 1.2), у которого лопатки образуют диффузорные (расширяющие) каналы.

Для увеличения подачи при неизменном диаметре рабочего колеса делают насосы с двусторонним входом (рисунок 1.3). Рабочее колесо такого насоса представляет собой зеркальное отображение одностороннего колеса относительно плоскости, совпадающей с задним диском и перпендикулярной оси вала.



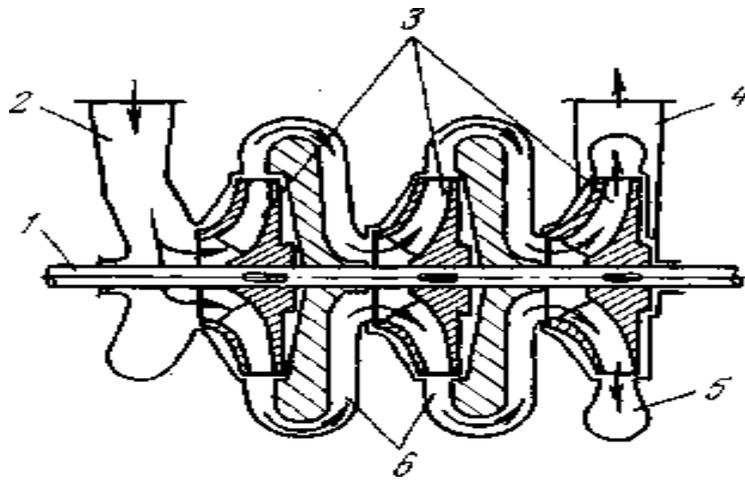
- 1 – вал; 2 – рабочее колесо; 3 – полуспиральный подвод;
 4 – всасывающий патрубок;
 5 – спиральный отвод; 6 – нагнетательный патрубок

Рисунок 1.3. – Схема центробежного насоса с двусторонним входом [1]

Одноколесные (одноступенчатые) насосы способны создать напор порядка 100 м водяного столба. Однако в производственных условиях иногда требуются значительно большие напоры. Для этих целей промышленностью изготавливаются многоступенчатые насосы. Схема насоса, у которого несколько рабочих колес (ступеней) закреплено на общем валу, показана на рисунке 1.4.

От напорной полости предыдущей ступени к всасывающей полости следующей жидкая среда подается по переходным каналам. Таким образом, в каждой ступени перекачиваемая жидкая среда получает соответствующее

приращение энергии на выходе из напорного патрубка, обладает высоким напором. Многоступенчатые насосы могут развивать напор более 2500-3000м водяного столба [1].



1 – вал; 2 – всасывающий патрубок; 3 – рабочие колеса;
4 – напорный патрубок; 5 – спиральная камера; 6 – переходные каналы

Рисунок 1.4. – Схема трехступенчатого центробежного насоса

Лекция 2

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ НАСОСОВ

1. Подача, напор, мощность, КПД.
2. Высота всасывания.
3. Теоретические основы движения жидкости в центробежном насосе.
4. Характеристики центробежных насосов. Виды характеристик.

1. Подача, напор, мощность, КПД

Работа центробежного насоса характеризуется следующими основными параметрами.

Подача – количество жидкости, которое подается насосом в напорный патрубок за единицу времени. Как следует из определения, расход жидкости, проходящей в трубопроводе, равен подаче насоса, сообщаящей этой жидкости движение. Различают понятия объемной Q и массовой подачи насоса M , которые связаны между собой таким соотношением [1]:

$$Q = \frac{M}{\rho} \quad (2.1)$$

где ρ – плотность жидкости при температуре перекачки.

При установившемся движении и неизменной плотности жидкости расход равен

$$Q = Fv \quad (2.2)$$

где F – поперечное сечение трубопровода, м^2

v – средняя скорость потока, м/с

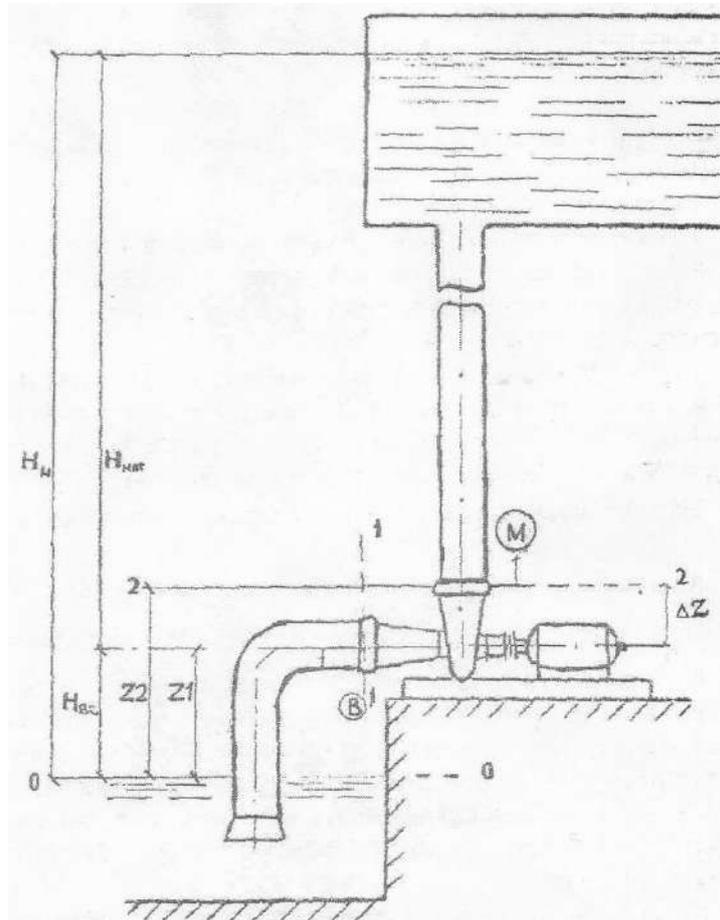
Напор понятие энергетическое. **Напором** H называется приращение удельной энергии потока среды (энергии, отнесенной к массе 1 кг) при прохождении ее через рабочие органы насоса [2].

Принято различать напор **манометрический**, который определяется по показаниям приборов у всасывающего и напорного патрубков, и напор **требуемый**, подсчитанный по схеме насосной установки (рисунок 2.1).

Обозначим: p_m – давление, показываемое манометром, Па; p_v – давление, показываемое вакуумметром, Па; H_B – геометрическая (геодезическая) высота всасывания, м; $H_T = H_{ГВС} + H_{ГН}$ – полная геометрическая высота подъема жидкой среды, м; Z_v – превышение вакуумметра над точкой его подключения, м; Z_m – превышение манометра над точкой его подключения, м;

Z – разность уравнений сечений (I-I) и (II-II), м; $H_1 = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}$ – напор жидкости

на входе в насос по отношению к плоскости отсчета, проходящей через ось насоса, м; $H_2 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$ – напор жидкой среды на выходе из насоса по отношению к той же плоскости отсчета, м [2].



- 1 – насос; 2 – электродвигатель; 3 – задвижка; 4 – манометр;
 5 – напорный трубопровод; 6 – резервуар-приемник; 7 – вакуумметр;
 8 – всасывающий трубопровод; 9 – резервуар-отборник; 10 – приемный клапан

Рисунок 2.1. – Схема насосной установки

Тогда, согласно определению напора,

$$H = H_2 - H_1 = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + Z + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (2.3)$$

Т.к. $P_2 = P_{атм.} + P_M + \rho g z_M$ а , $P_1 = P_{атм.} - P_в + \rho g z_в$, напор насоса будет равен

$$H = \frac{P_M + P_B}{\rho g} + z_1 + z_M - z_в + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (2.4)$$

В выражении (2.4) сумма первых двух членов представляет собой разность избыточных давлений в сечениях I–I и II–II, приведенных к оси насоса, и называется **манометрическим напором**:

$$H_{\text{ман}} = \frac{P_M + P_B}{\rho g} + z + z_M - z_B. \quad (2.5)$$

Определим требуемый напор по схеме установки (см. рисунок 2.1).

Из уравнения Бернулли для сечений 0–0 и I–I (приняв за плоскость сравнения нижний уровень)

$$\frac{P_0}{\rho g} = \frac{P_1}{\rho g} + H_{\text{зв}} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{\text{нв}}.$$

Из уравнений Бернулли для сечений II–II и K–K (приняв за плоскость сравнения ось насоса)

$$\frac{P_2}{\rho g} + z + \frac{v_2^2}{2g} = \frac{P_K}{\rho g} + H_{\text{з.н.}} + h_{\text{н.н.}}$$

Найдем значение напора, рассматривая правые части уравнений (левые рассмотрены при определении манометрического напора) [2]:

$$H = H_2 - H_1 = \frac{P_K - P_0}{\rho g} + H_{\text{з.н.}} + h_{\text{н.н.}} + h_{\text{н.в.}}$$

Сумма потерь во всасывающем и нагнетательном трубопроводах

$$h_{\text{н.в.}} + h_{\text{н.н.}} = h_n, \text{ а } H_{\text{зв}} + H_{\text{з.н.}} = H_z.$$

Поэтому требуемый напор [2]

$$H = \frac{P_K - P_0}{\rho g} + H_z + h_n. \quad (2.6)$$

Полные потери напора в трубопроводе складываются из потери напора на трение и суммы потерь на местные сопротивления:

$$h_n = \lambda \frac{l v^2}{d 2g} + \sum \zeta \frac{v^2}{2g}.$$

Таким образом, в общем случае напор насоса расходуется на преодоление противодействия в напорном резервуаре, геометрическую высоту подъема жидкой среды и преодоление сопротивлений в трубопроводе.

Мощность. Под мощностью понимают энергию, сообщаемую или затрачиваемую в единицу времени. Используя такое понятие, как напор насоса, можно определить полезную мощность потока жидкости, выходящей

из насоса. Если каждой единице веса капельной жидкости сообщается энергия H , то при весовой подаче насоса, равной $\rho g Q$, жидкость выходит из насоса, обладая полезной мощностью

$$N_n = \rho g Q H. \quad (2.7)$$

В любой насосной установке мощность в различных ее узлах не одинакова. Чаще всего приводом для насоса является электродвигатель, который потребляет мощность $N_{\text{э}}$. Эта мощность в электродвигателе преобразуется в механическую мощность, которая выходит от электродвигателя в виде мощности на валу $N_{\text{в}}$. Вполне естественно, что мощность на валу меньше, чем мощность электрическая, т.к. часть мощности теряется при работе электродвигателя. Потери мощности в электродвигателе учитываются КПД электродвигателя ($\eta_{\text{э}}$) в виде зависимости [2]

$$N_{\text{в}} = N_{\text{э}} \eta_{\text{э}}. \quad (2.8)$$

Таким образом, нагнетателю подается мощность на валу, или как ее называют, потребляемая мощность насоса.

Коэффициент полезного действия насоса (КПД). Потери мощности в нагнетателе, определяемые величиной $\eta_{\text{н}}$, подразделяют на гидравлические, объемные и механические.

Механическими являются потери мощности на различные виды трения в рабочем органе насоса; $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД; который учитывает механические потери энергии в подшипниках, уплотнениях насоса, а также при трении диска рабочего колеса о жидкость.

Объемные потери возникают в результате утечек жидкости через уплотнения в нагнетателе, а также перетоков из областей высокого давления в области низких, обусловленных особенностями конструкций. Перетоки отмечаются в лопастных насосах. В них жидкость может перетекать обратно во всасывающий патрубок с периферии рабочего колеса через зазоры между рабочим колесом и корпусом насоса; $\eta_{\text{о}}$ – объемный КПД, который учитывает потери энергии вследствие утечек жидкости в насосе.

Гидравлический КПД учитывает потери, которые возникают вследствие наличия гидравлических сопротивлений в подводе, рабочем колесе и отводе; $\eta_{\text{г}}$ – гидравлический КПД, который учитывает потери энергии на преодоление гидравлического сопротивления при прохождении жидкости через насос.

Числовые значения составляющих КПД насоса зависят от конструкции насоса, качества его изготовления и условий эксплуатации. Они могут быть определены опытным путем и в лабораторных условиях.

Таким образом, КПД насоса равен произведению гидравлического механического и объемного КПД:

$$\eta_H = \eta_z \eta_o \eta_M \quad (2.9)$$

2. Высота всасывания

Высота всасывания является важным параметром при проектировании насосной установки. Она определяет высотное расположение насоса по отношению к отметке уровня воды в приемном резервуаре или источнике, из которого жидкая среда перекачивается насосом. Неточности ее расчета могут привести к ухудшению и даже полному срыву работы насоса.

Всасывание жидкости насосом происходит под действием разности внешнего давления P_0 в приемном резервуаре и давления P_1 на входе в насос или разности напоров $\frac{P_0}{\rho g} - \frac{P_1}{\rho g}$. Согласно уравнению Бернулли, разность

напоров $\frac{P_0}{\rho g} - \frac{P_1}{\rho g}$ затрачивается на подъем жидкости на высоту всасывания

$H_{вс}$, на движение жидкости со скоростью u , т.е. созданию скоростного напора $\frac{u^2}{2g}$, и на преодоление гидравлических потерь во всасывающей трубе $h_{вс}$.

Если жидкость засасывается из открытого бака, то внешнее давление равно атмосферному и можно записать равенство [2]

$$\frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_1}{\rho g} = H_{вс} + \frac{u^2}{2g} + h_{вс}.$$

Чтобы происходило всасывание, давление P_1 должно быть больше давления $P_{н.п.}$ насыщенных паров жидкости при данной температуре. Тогда с учетом приведенного выше равенства условие нормальной работы насоса выразится следующим образом:

$$\frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_1}{\rho g} - \left(H_{вс} + \frac{u^2}{2g} + h_{вс} \right) \geq \frac{P_{н.п.}}{\rho g}. \quad (2.10)$$

Откуда

$$H_{вс} = \frac{P_a}{\rho g} - \left(\frac{P_{н.п.}}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} + h_{вс} \right). \quad (2.11)$$

Из выражения (2.11) следует, что высота всасывания насоса уменьшается со снижением барометрического давления P_a и с увеличением давления

паров $P_{н.п.}$. Величина $P_{н.п.}$ возрастает с повышением температуры, поэтому при повышении температуры жидкости допустимая высота всасывания уменьшается. Когда давление P_1 становится равным $P_{н.п.}$, из жидкости начинают интенсивно выделяться пары и растворенные в ней газы. При этом под действием противодействия $P_{н.п.}$ паров и газов высота всасывания снижается и может достигнуть нуля.

Высота всасывания снижается также при увеличении скорости жидкости во всасывающей трубе и соответствующем возрастании потерь $h_{вс.}$. Обычно высота всасывания при перекачивании холодных жидкостей не превышает 5–6 м; при перемещении нагретых жидкостей она может быть значительно меньше. Поэтому горячие, а также вязкие жидкости подводят к насосу с избыточным давлением или с подпором на стороне всасывания.

Выражение (2.11) является общим для всех насосов, хотя процессы всасывания и нагнетания существенно отличаются для насосов различных типов [2].

3. Теоретические основы движения жидкости в центробежном насосе

Частицы жидкости в каналах рабочего колеса совершают сложное движение – они перемещаются вдоль лопаток и одновременно вращаются вместе с колесом.

Соответственно различают [3]:

1) окружную скорость вращения частицы u : $u = \frac{\pi D n}{60}$ где D – диаметр

окружности вращения частицы; n – число оборотов колеса в минуту. Вектор окружной скорости u , направленный по касательной к данной точке рабочего колеса радиусом r в сторону вращения рабочего колеса, вращающегося с угловой скоростью ω_0 ;

2) относительную скорость ω перемещения частицы по отношению к лопатке. Вектор ее направлен по касательной к лопатке, т.е. вдоль линии тока;

3) абсолютную скорость s движения частицы, которая равна геометрической сумме окружной и относительной скоростей и может быть определена из параллелограмма скоростей (рисунок 2.2).

Векторы окружной и абсолютной скоростей образуют угол α , вектор относительной скорости с обратным направлением скорости – угол β .

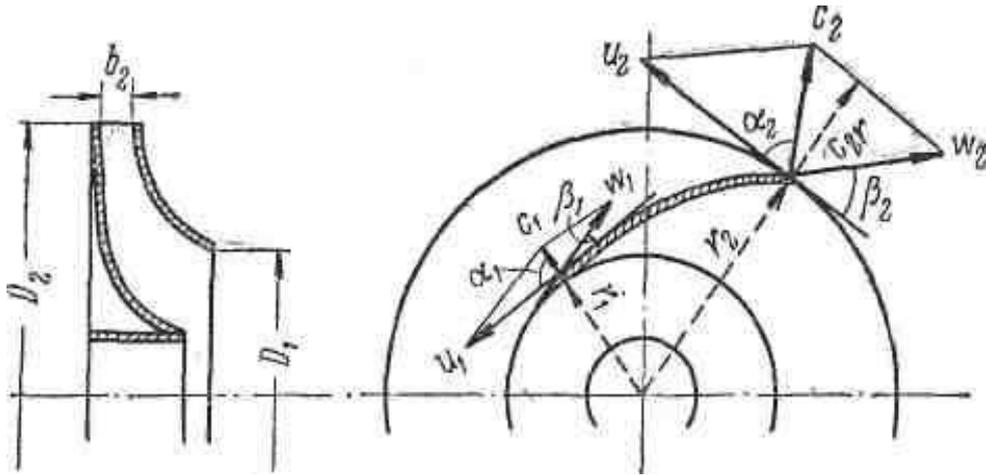


Рисунок 2.2. – Движение жидкости в каналах колеса центробежного насоса

Пусть на входе в рабочее колесо имеются окружная скорость u_1 , относительная скорость w_1 и абсолютная скорость c_1 . Направление скорости w_1 определяется углом β_1 , который называется углом входа. На выходе из рабочего колеса имеем соответственно скорости u_2, w_2, c_2 . Направление скорости w_2 определяется углом β_2 [3].

Воспользовавшись уравнением Бернулли, определим полный напор, развиваемый в колесе насоса.

Допустим, что колесо неподвижно и жидкость движется через него с теми же относительными скоростями, что и во вращающемся колесе. Тогда для невязкой жидкости баланс энергии выражается уравнением

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{\omega_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{\omega_2^2}{2}. \quad (2.12)$$

Во вращающемся колесе за счет работы центробежной силы жидкости сообщается дополнительная энергия A , и уравнение энергетического баланса приобретает вид:

$$A + \frac{p_1}{\rho} + \frac{\omega_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{\omega_2^2}{2} \quad (2.13)$$

Энергия, сообщаемая центробежной силой 1 кг жидкости [3]:

$$A = \frac{\omega^2}{2} (r_1 + r_2) (r_2 - r_1) = \frac{\omega_2^2}{2} (r_2^2 - r_1^2) \quad (2.14)$$

где ω – угловая скорость колеса;
 r_1 и r_2 – радиусы вращения.

Учитывая, что $r_2\omega = u_2$ и $r_1\omega = u_1$, получим:

$$A = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}. \quad (2.15)$$

Вводя найденное значение A в левую часть уравнения (2.13), получим [3]:

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + \frac{\omega_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{\omega_2^2}{2}.$$

Откуда

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}. \quad (2.16)$$

Согласно уравнению Бернулли, напор жидкости на входе в колесо и на выходе из него при $z_1 = z_2$ составит [3]

$$H_1 = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} \quad \text{и} \quad H_2 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g}.$$

Отсюда теоретический напор, развиваемый лопатками колеса, равен

$$H_T = H_2 - H_1 = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}. \quad (2.17)$$

Подставив значение $\frac{p_2 - p_1}{\rho g}$ из выражения (2.16), получим:

$$H_T = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g}. \quad (2.18)$$

Примем, что жидкость движется через колесо с бесконечно большим числом лопаток, т.е. все частицы движутся по подобным траекториям. Тогда, согласно рисунку 2.2, зависимость между скоростями частицы на входе в колесо и на выходе из него определится соотношениями

$$\omega_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_1\cos\alpha_1 \quad \omega_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2c_2\cos\alpha_2.$$

Вычитая из одного равенства другое, получим

$$\omega_1^2 - \omega_2^2 = u_1^2 - u_2^2 + c_1^2 - c_2^2 + 2u_2c_2\cos\alpha_2 - u_1c_1\cos\alpha_1.$$

Подставив $\omega_1^2 - \omega_2^2$ в выражение (2.18) и произведя сокращения, находим окончательное выражение теоретического напора:

$$H_T = \frac{u_2c_2\cos\alpha_2 - u_1c_1\cos\alpha_1}{g}. \quad (2.19)$$

Уравнение (2.19), называемое **основным уравнением центробежного насоса**, было впервые выведено Л. Эйлером. Оно применимо ко всем центробежным машинам, в т.ч. к турбокомпрессорам, турбогазовдувкам и вентиляторам [3].

Обычно жидкость поступает на лопатку колеса в радиальном направлении, под углом $\alpha_1 = 90^\circ$. Следовательно, $\cos\alpha_1 = 0$ и выражение (2.19) упрощается:

$$H_T = \frac{u_2 c_2 \cos\alpha_2}{g} \quad (2.20)$$

Из параллелограмма скоростей на выходе из колеса (рисунок 2.3) видно, что $c_2 \cos\alpha_2 = u_2 - \omega_2 \cos\beta_2$, откуда

$$H_T = \frac{u_2^2}{g} \left(1 - \frac{\omega_2}{u_2} \cos\beta_2 \right). \quad (2.21)$$

Фактический напор меньше теоретического, т.к. часть его теряется на преодоление гидравлических сопротивлений внутри насоса, а траектории частиц жидкости при конечном числе лопаток неодинаковы. Поэтому фактический напор насоса равен:

$$H = H_T \eta_\varepsilon \quad (2.22)$$

где η_ε – гидравлический КПД, равный 0,8–0,95;

ε – поправочный коэффициент, учитывающий понижение напора при конечном числе лопаток (величина $\varepsilon = 0,56–0,84$).

Из выражений (2.19) и (2.20) следует: чем меньше угол α_2 и больше угол β_2 , тем больше напор. При $\beta_2 > 90^\circ$ и $\cos\beta_2 < 0$ теоретический напор имеет наибольшую величину. Однако с увеличением угла β_2 значительно возрастают гидравлические потери. Поэтому центробежные насосы изготавливают с загнутыми назад лопатками ($\beta_2 < 90^\circ$).

Основное уравнение лопастного насоса показывает, что теоретическое давление и напор тем больше, чем больше окружная скорость на внешней окружности рабочего колеса $u = \pi D_2 n$, т.е. чем больше его диаметр, частота вращения и угол β_2 [3].

Влияние угла (β_2) выхода потока на напор насоса. Угол выхода потока β_2 зависит от формы лопаток [4].

Существуют три вида лопаток: загнутые (по ходу вращения) назад; с радиальным выходом; загнутые вперед [5] (рисунок 2.3).

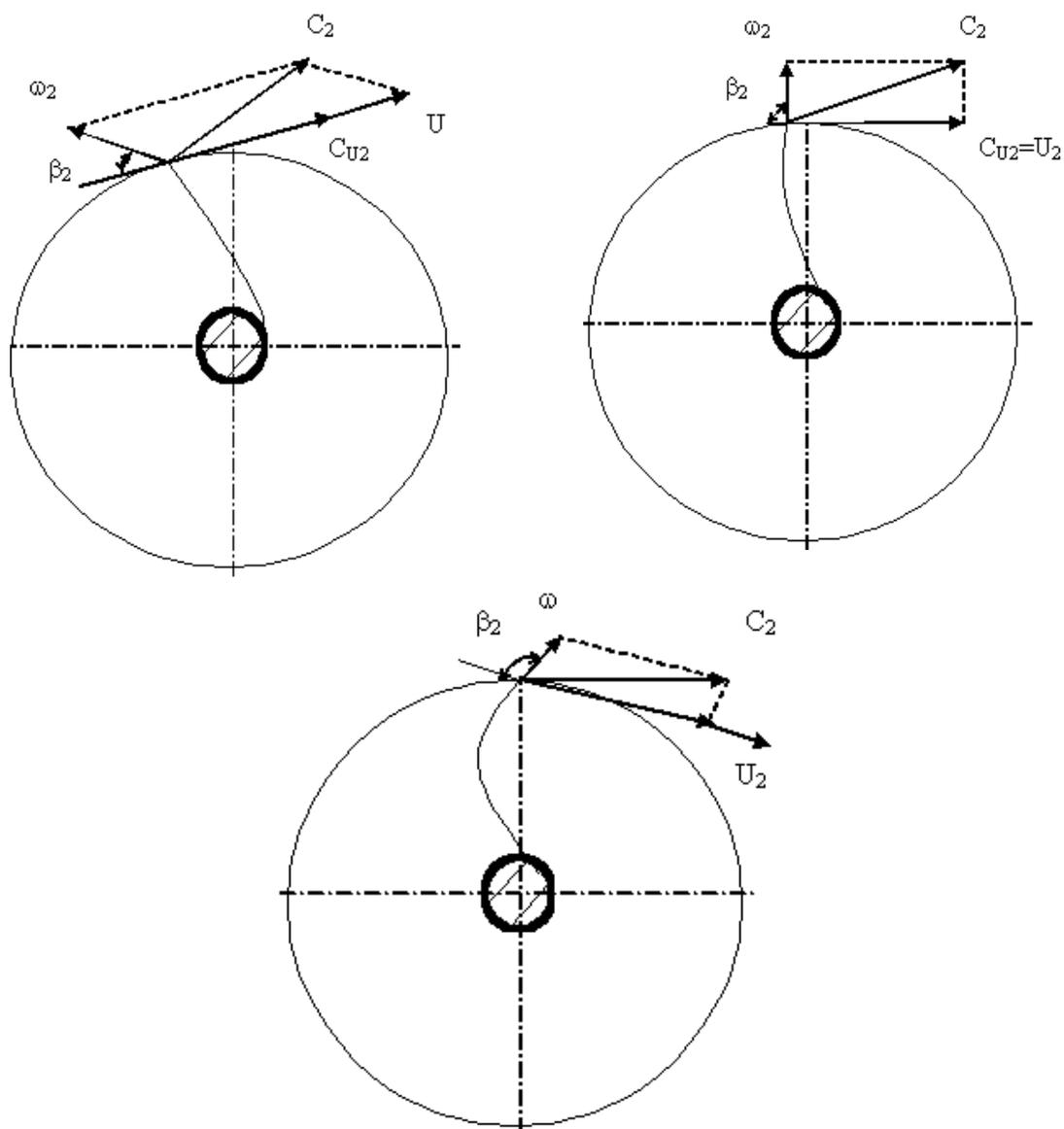


Рисунок 2.3. – Зависимость угла выхода от формы лопаток

При равных геометрических размерах колес и постоянном значении u_2 с возрастанием β_2 увеличивается окружная составляющая абсолютной скорости c_w . Следовательно, с увеличением β_2 напор насоса увеличивается и у рабочего колеса с лопатками, загнутыми вперед, он будет наибольшим. Однако в практике насосостроения чаще используют рабочие колеса с лопатками, загнутыми назад. Это объясняется следующими причинами [5]:

1. Основным назначением нагнетателей является создание статического напора, а колеса с лопатками загнутыми вперед обладают малым коэффициентом статического напора ($k_c < 0,5$). У рабочих колес с радиальными лопатками $k_c = 0,5$, а с лопатками, загнутыми назад, ($k_c > 0,5$), ($k = \frac{H_c}{H}$)

Основное увеличение напора у них происходит за счет возрастания динамической составляющей скорости (c_2).

2. Лопатки, загнутые назад, с гидродинамической точки зрения более удобнообтекаемые при переменном режиме работы нагнетателей, диапазон скоростей безотрывного обтекания значительно шире. Следовательно, гидравлические потери при движении жидкой среды по каналам будут меньше, а КПД насоса выше. Обычно принимают следующие значения углов входа и выхода для лопаток, загнутых назад [5]:

$$\beta_1 = 14-25^\circ$$

$$\beta_2 = 15-40^\circ$$

Действительное давление и напор, развиваемый нагнетателем, меньше теоретических. Давление, развиваемое нагнетателем, уменьшается главным образом из-за того, что при конечном числе лопастей рабочего колеса не все частицы жидкости отклоняются равномерно, вследствие чего уменьшается абсолютная скорость (c_2). Влияние конечного числа лопастей учитывается введением поправочного коэффициента σ_z ,

$$\sigma_z = \frac{1}{1 + \frac{3,6 \sin \beta_2}{z \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right)}} \quad (2.23)$$

где Z-число лопастей (6-12), при этом $\sigma_z = 0,75$ и $0,9$

Кроме того, часть энергии расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений, которые учитываются гидравлическим КПД.

$$\eta_2 = \frac{H}{H_T}, \quad (\eta_2 = 0,8 - 0,95) \quad (2.24)$$

С учетом этих поправок действительный напор центробежного насоса [5]

$$H = \frac{\sigma_z \eta_2}{g} U_2 c_{u_2} - U_1 c_{u_1} \quad (2.25)$$

4. Характеристики центробежных насосов

При подборе центробежных насосов для конкретных установок необходимо знать зависимость одних параметров насоса от других. В качестве независимого переменного параметра при построении характеристик принимают подачу насоса, т.к. она непосредственно связана с расходом жидкой

среды в системе трубопроводов данной насосной установки. Изменение остальных гидравлических параметров насоса (H, N, η) зависит от изменения подачи [3].

Таким образом, зависимости напора, мощности и КПД насоса от его подачи при постоянной частоте вращения (n) рабочего колеса называются **характеристиками насоса** [3; 6]:

$$H = f(Q), N = f(Q), \eta = f(Q).$$

Характеристики насоса в виде графиков могут быть построены на основании теоретических данных либо путем лабораторных испытаний, а также с достаточной степенью точности их можно выразить в виде аналитических зависимостей.

Теоретические и действительные характеристики насосов

Для построения характеристики насоса $H_\infty = f Q_v$ на основании теоретических данных воспользуемся уравнением Эйлера для определения теоретического напора, создаваемого насосом:

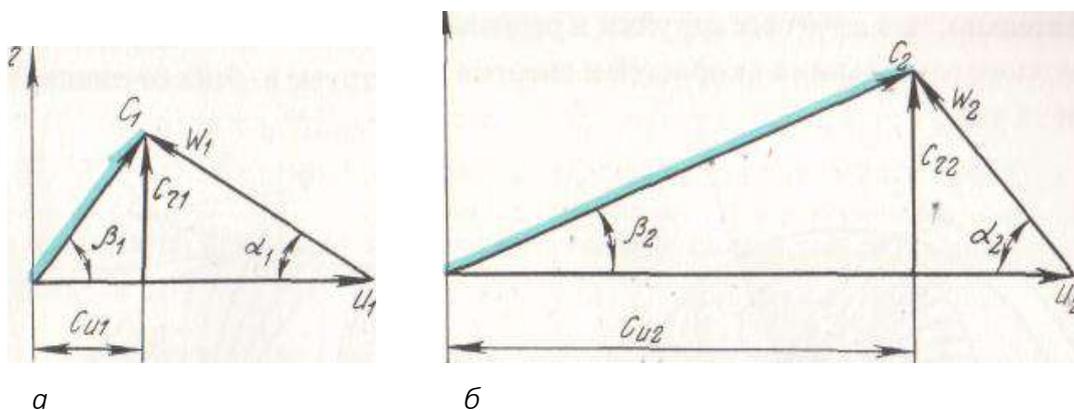
$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1} . \quad (2.26)$$

Предположим, что рабочее колесо имеет радиальный вход, т.е. $C_{u1} = 0$, тогда уравнение примет вид

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} U_2 C_{u2} . \quad (2.27)$$

Из треугольника скоростей входа (рисунок 2.4) можно записать [6]:

$$C_{u2} = U_2 - W_2 \cos \beta_2 . \quad (2.28)$$



a – на входе; **б** – на выходе

Рисунок 2.4. – Треугольники скоростей

Подставляя это выражение в (2.27), получим:

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} U_2^2 \left(1 - \frac{W_2}{U_2} \cos \beta_2 \right) \quad (2.29)$$

Из треугольника скоростей выхода также следует, что $W_2 = \frac{C_{r2}}{\sin \beta_2}$.

С учетом того, что $Q_u = \pi D_2 b_2 \psi_2 C_{r2}$:

$$W_2 = \frac{Q_u}{\pi D_2 b_2 \psi_2 \sin \beta_2}$$

Подставим значение W_2 в уравнение (2.29):

$$H_{T\infty} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{\operatorname{ctg} \beta_2 U_2}{\pi D_2 b_2 \psi_2 g} Q_u. \quad (2.30)$$

Обозначив $\frac{U_2^2}{g} = a$ и $\frac{\operatorname{ctg} \beta_2 U_2}{\pi D_2 b_2 \psi_2 g} = b$, получим уравнение

$$H_{T\infty} = a - b Q_u. \quad (2.31)$$

Последняя зависимость $H_{T\infty} = f Q_u$ представляет собой уравнение прямой линии. Следовательно, характеристика $Q-H$ для насоса с бесконечно большим числом лопаток графически может быть представлена в виде прямой линии (рисунок 2.5) [6].

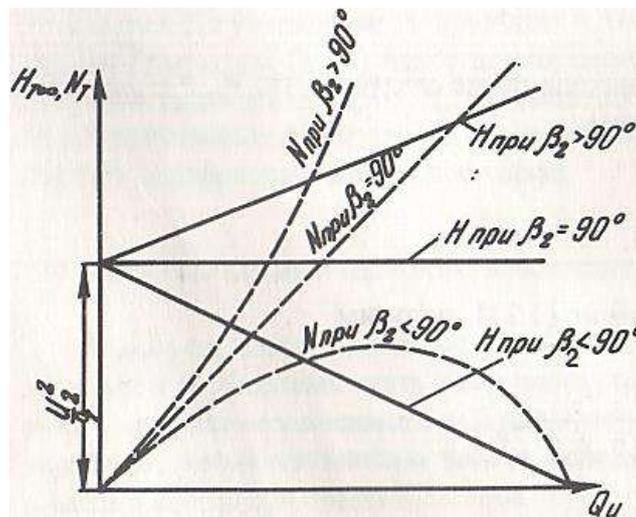


Рисунок 2.5. – Характеристики теоретического центробежного насоса

На рисунке 2.5 изображены теоретические характеристики $Q-H$, наклон которых зависит от угла выхода потока β_2 .

Изображенные на рисунке 2.5 характеристики построены в предположении, что жидкая среда, протекающая в рабочем колесе насоса с бесконечно большим числом лопаток, идеальна.

Для построения расчетной характеристики необходимо учесть реальные условия, т.е. уменьшение напора за счет влияния конечного числа лопаток и за счет потерь напора при движении жидкой среды в проточной части насоса [6].

Влияние конечного числа лопаток учитывается коэффициентом σ_z . При конечном числе лопаток напор всегда будет меньше, и теоретическая характеристика $H_{T\infty} = f Q_v$ (линия *a*, см. рисунок 2.6), начиная с начальной точки ($Q = 0$), пойдет ниже.

Учтем потери напоров в проточной части насоса. При этом рассматриваются два вида потерь напора [6]:

- потери на трение;
- потери на удар.

Движение жидкой среды в проточной части рабочего колеса практически всегда проходит при турбулентном режиме с числами Рейнольдса, соответствующими квадратичной зоне сопротивления. Поэтому потери напора на трение будут изменяться пропорционально квадрату скорости. Следовательно, теоретическая характеристика с учетом потерь напора на трение изобразится параболой (кривая *b*, см. рисунок 2.6).

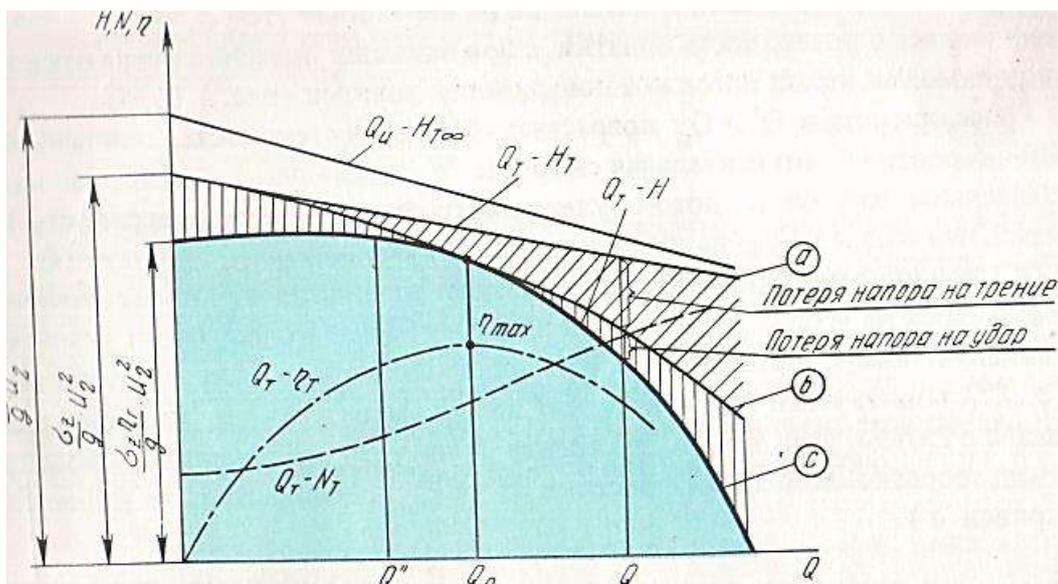


Рисунок 2.6. – Теоретические характеристики центробежного насоса

Потери на удар образуются в насосе в результате отклонения относительной скорости от направления касательной в точке входа при изменении подачи. Рассмотрим образование потери напора на удар.

Чтобы не возникало потерь на удар, при некоторой величине подачи насоса Q_0 (рисунок 2.7) вектор относительной скорости должен быть направлен по касательной к поверхности лопатки в точке входа (треугольник из векторов скоростей U_1, W_1, C_1 , рисунок 2.7, а,) [6].

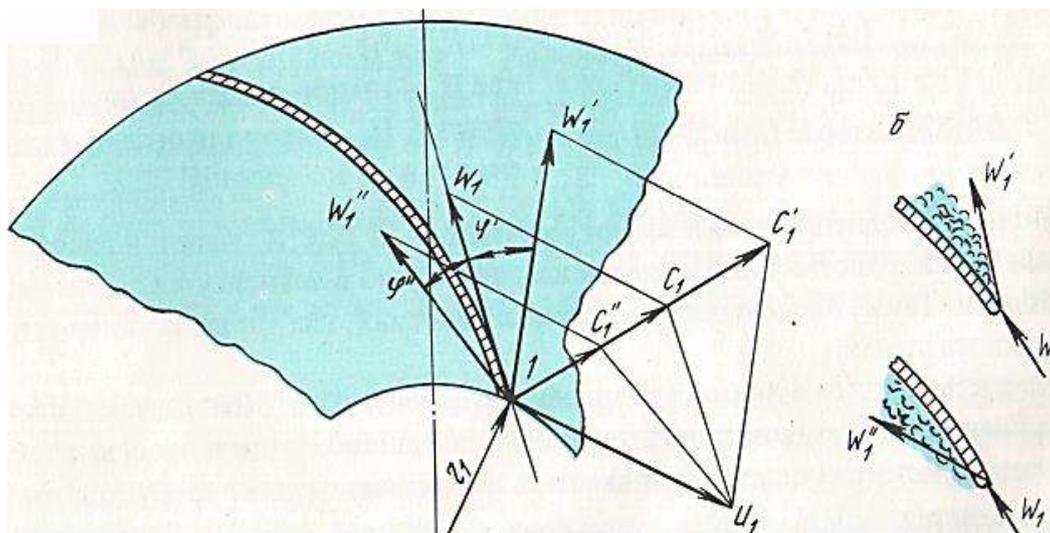


Рисунок 2.7. – Кинематика потока на входе в рабочее колесо при изменении подачи насоса

При другом значении подачи, отличном от Q_0 , и при $U = \text{const}$ вектор относительной скорости будет отклоняться от направления касательной на некоторый угол φ , что вызовет удар потока о поверхность лопатки, а при больших значениях угла отклонения возможен отрыв потока от поверхности лопатки (см. рисунок 2.7, б) [3].

Так, при подаче $Q' > Q_0$ возрастает абсолютная скорость. При неизменной скорости U_1 относительная скорость W_1 отклонится от направления касательной на угол φ' , поток будет ударяться в тыльную поверхность лопатки, что вызовет уменьшение напора. При уменьшении подачи ($Q'' < Q_0$) вектор относительной скорости будет отклоняться от направления касательной на угол φ'' , и поток при входе в рабочее колесо будет ударяться в лицевую поверхность лопатки. При небольшом отклонении потока ($\varphi = 3...8^\circ$) практически гидравлических потерь напора на удар не происходит. Таким образом, учет потерь на трение и на удар окончательно определяет вид теоретической характеристики $H = f(Q_v)$ (кривая с, см. рисунок 2.6).

Характеристика Q_u-N насоса определяется выражением

$$N_T = \rho g Q_u H_{T\infty} \quad (2.32)$$

Имея зависимость $H=f(Q_u)$, можно построить характеристики $N_T = \varphi(Q_u)$. Такие характеристики при различных углах β_2 показаны на рисунке 2.5. Теоретическая характеристика Q_u-N_m с учетом реальных условий (при конечном числе лопаток и с учетом потерь мощности на сопротивления) показана на рисунке 2.6 штриховой линией.

Для каждой точки кривой Q_u-N_m можно подсчитать значение теоретического КПД по формуле [6]

$$\eta_T = \frac{\rho g Q_u H_T}{N_T} \quad (2.33)$$

и построить графическую зависимость $Q_u-\eta_T$. Такая зависимость показана на рисунке 2.6. штриховой линией.

Рассмотренные выше теоретические характеристики не полностью отражают действительную зависимость параметров насоса, т.к. при теоретическом их расчете невозможно учесть все факторы, влияющие на них, а все поправочные коэффициенты, учитывающие реальные условия работы насоса, являются приближенными [6]. Чтобы определить истинный характер кривых зависимостей $Q-H$, $Q-N$ и $Q-\eta$ при постоянной частоте вращения рабочего колеса, насос подвергают энергетическим испытаниям на специальном лабораторном стенде [3].

Характеристики насоса в виде аналитических зависимостей

Анализом характеристик большого числа насосов Е.А. Прегер установил, что наиболее точно напорную характеристику $Q-H$ насоса можно описать уравнением квадратичной параболы:

$$H = a - bQ^2 \quad (2.34)$$

где a – постоянная положительная по величине, равная напору, создаваемую насосом при его нулевой подаче;

b – постоянная, положительная или отрицательная по величине, зависящая от формы напорной характеристики насоса.

Для определения постоянных a и b достаточно знать параметры Q и H насоса для двух режимов его работы.

Виды характеристик центробежных насосов

В зависимости от конструктивных особенностей рабочего колеса, его быстроходности получают три основные разновидности характеристик $Q-H$:

- пологие (I, рисунок 2.8);
- круто падающие (II, рисунок 2.8);
- с выраженным максимумом (III, рисунок 2.8).

Крутизна характеристики определяется выражением [6]

$$I = \frac{(H_0 - H_x)}{H_x} 100, \quad (2.35)$$

где H_0 – напор насоса при нулевой подаче;

H_x – напор насоса при максимальном значении КПД.

Пологие характеристики имеют крутизну 8...12%, и напор у насосов с такими характеристиками меняется незначительно в зависимости от изменения подачи. Такие насосы используются в системах, где подача меняется в широких пределах [6].

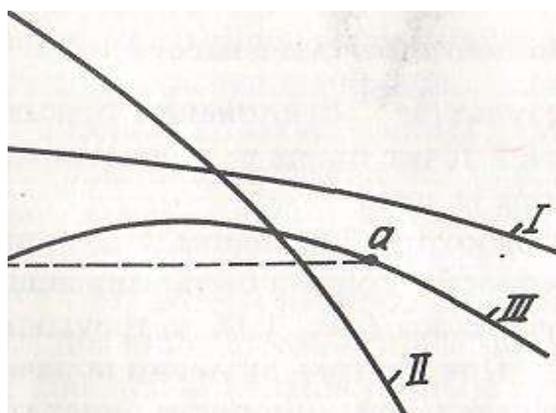


Рисунок 2.8. – Характеристики Q–H

Характеристики второго вида имеют крутизну 25...30%. Ввиду большого изменения напора при незначительном изменении подачи насосы с такими характеристиками следует применять в системах, где не требуется изменять расход перекачиваемой жидкой среды.

Рабочей зоной насосов с характеристикой третьего типа является зона, расположенная вправо от точки a на характеристике (см. рисунок 2.8). Зона, расположенная слева от точки a , характеризуется неустойчивой работой насоса.

Универсальная характеристика

Характеристики одного и того же насоса зависят от частоты вращения рабочего колеса, которая может быть различной. Поэтому в эксплуатационных расчетах, помимо частных характеристик, пользуются совмещенными

характеристиками напоров, мощностей и КПД для различных частот вращения. Такие характеристики называются **универсальными** (рис. 2.9). Они позволяют судить о Q , H , N и η при всех практически возможных частотах вращения рабочего колеса [6].

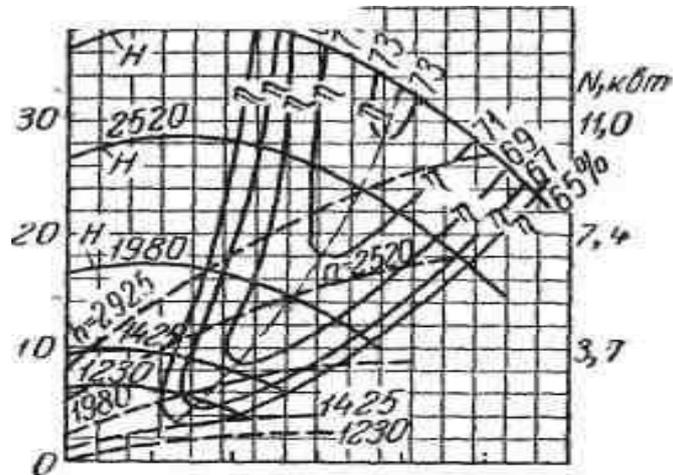


Рисунок 2.9. – Универсальная характеристика центробежного насоса [6]

Лекция 3 ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ РАСЧЕТЫ НАСОСОВ

1. Основы теории подобия.
2. Законы пропорциональности. Поддачи, напоры и мощности подобных машин.
3. Коэффициент быстроходности.
4. Кавитация. Кавитационный режим.

1. Основы теории подобия

Сложность гидро- и аэродинамических процессов, происходящих в рабочем органе насоса, делает невозможным расчет его характеристики. Поэтому она строится только экспериментально. Однако при проектировании нового насоса необходимо иметь такую характеристику для установления его эксплуатационных возможностей. В этом случае при проектировании нового насоса пользуются теорией подобия, которая позволяет, выбрав существующий (модельный) насос, получить размеры рабочего органа проектируемого (натурного) насоса, соответствующие требуемой характеристике. Значительно дешевле бывает (особенно при проектировании мощных нагнетателей) изготовить модель существенно меньших размеров и провести ее испытания.

Как же сказывается изменение частоты вращения привода и геометрических размеров насоса на его характеристике? Ответ на этот вопрос можно получить с помощью теории подобия, которая утверждает, что две машины будут гидродинамически подобны, если выполняется следующие условия (пусть модельный (М) и натурный (Н) насосы):

1) геометрического подобия (подразумевает пропорциональность всех сходных размеров и равенство всех углов):

$$\frac{d_H}{d_M} = k_d \text{ – фактор геометрического подобия;}$$

2) кинематического подобия (предусматривает пропорциональность скоростей в сходных точках потока):

$$\frac{\omega_H}{\omega_M} = \frac{u_H}{u_M} = k_v \text{ – фактор кинематического подобия;}$$

3) динамического подобия (подразумевает равенство критериев Рейнольдса).

Иногда геометрического и кинематического подобия недостаточно для отображения работы натурного насоса, т.к. движение жидкости в двух

геометрически подобных насосах может иметь совершенно различный характер: в одном случае поток может быть ламинарным, в другом турбулентный. Тогда должно выполняться условие динамического подобия:

$$\frac{P_n}{P_m} = k_p - \text{фактор динамического подобия.}$$

Таким образом, получение характеристик промышленных нагнетателей возможно путем исследования модели в лабораторных условиях. Эти исследования дают возможность:

- 1) выявить недостатки работы насосного оборудования и устранить их на натуре;
- 2) позволяют корректировать формулы полученные теоретическим путем;
- 3) позволяет значительно экономить ресурсы предприятия.

2. Законы пропорциональности.

Подачи, напоры и мощности подобных машин

При исследовании двух геометрически подобных насосов исходят из того, что режимы подобны, т.е. выдерживается кинематическое и динамическое подобие. С изменением числа оборотов колеса насоса изменяются его производительность и напор. Если при различных числах оборотов режимы работы насоса подобны, то будут геометрически подобны и треугольники скоростей в любых сходственных точках потоков, в т.ч. на выходе из колеса (рисунок 3.1).

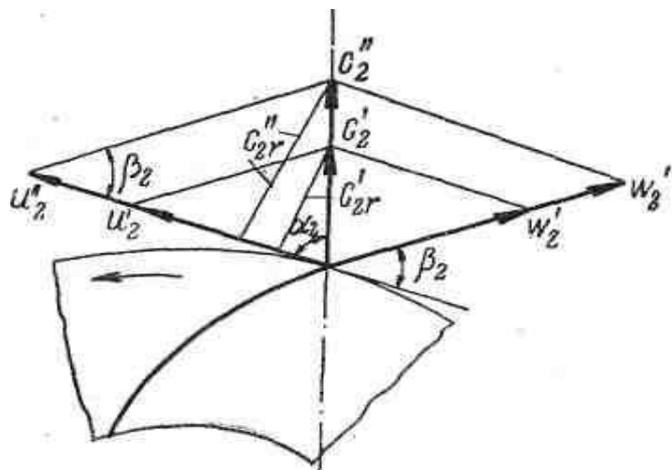


Рисунок 3.1. – Подобие треугольников скоростей

Из уравнения Эйлера для работы центробежных насосов подача равна $Q_M = \pi D_{M2} b_{M2} c_{M2r}$, $Q_H = \pi D_{H2} b_{H2} c_{H2r}$, поэтому отношение подач натурального и модельного насоса составит:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{\pi D_{H2} b_{H2} c_{H2r}}{\pi D_{M2} b_{M2} c_{M2r}}. \quad (3.1)$$

В соответствии с первым и вторым условием гидродинамического подобия:

$$\frac{c_{H2r}}{c_{M2r}} = \frac{u_{H2}}{u_{M2}} \quad \text{и} \quad \frac{D_{H2}}{D_{M2}} = \frac{b_{H2}}{b_{M2}}$$

и поскольку $u = \frac{\pi D_2 n}{60}$, то

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \left(\frac{D_{H2}}{D_{M2}} \right)^3 \left(\frac{n_H}{n_M} \right). \quad (3.2)$$

Из уравнения (3.2) следует, что изменение производительности насоса пропорционально числу оборотов.

Формулы перерасчета напоров также вытекают из уравнения Эйлера, и отношение напоров модельного и натурального нагнетателей в конечном итоге имеет вид

$$\frac{H_H}{H_M} = \left(\frac{D_{H2}}{D_{M2}} \right)^2 \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^2. \quad (3.3)$$

Потребляемая насосом мощность пропорциональна произведению производительности Q на напор H . Учитывая зависимости (3.2) и (3.3), получим:

$$\frac{N_H}{N_M} = \left(\frac{D_{H2}}{D_{M2}} \right)^5 \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^3. \quad (3.4)$$

Согласно этому соотношению, изменение потребляемой мощности пропорционально кубам чисел оборотов.

Зависимости (3.2)–(3.4) носят название **законов пропорциональности**. Практически они достаточно точны при изменении чисел оборотов не более чем в два раза по сравнению с нормальными.

Формулы перерасчета Q , H , N , полученные на основе теории подобия, позволяют пересчитывать параметры, определяющие работу нагнетателей при изменении частоты вращения привода, диаметра рабочего колеса и плотности перемещаемой среды, а также характеристики натуральных нагнетателей, полученные на модельных установках.

3. Коэффициент быстроходности

В настоящее время широко применяется метод проектирования новых нагнетателей путем пересчета по формулам подобия. Для пользования этим методом необходимо разработать параметр, который служил бы критерием подобия и был бы одинаков для всех нагнетателей. Таким параметром является коэффициент быстроходности [3].

Коэффициент быстроходности n_s — частота вращения рабочего колеса, геометрически подобного данному, которое при полезной мощности 735,5 Вт и подаче 75 л/с развивает напор в 1 м (кинематическое подобие).

Пусть для некоторого насоса известны D, n, H, Q , определим коэффициент быстроходности этого насоса, для чего воспользуемся законом пропорциональности:

$$\frac{H}{H_s} = \left(\frac{D}{D_s}\right)^2 \left(\frac{n}{n_s}\right)^2 \quad \text{и} \quad \frac{Q}{Q_s} = \left(\frac{D}{D_s}\right)^3 \left(\frac{n}{n_s}\right).$$

Возведем первое уравнение в степень $\frac{3}{2}$ и раздели второе уравнение на первое подставив в него известные значения H_s, Q_s , получим

$$\frac{Q}{0,075H^{3/2}} = \left(\frac{n_s}{n}\right)^2. \quad (3.5)$$

Решая уравнение (3.5) относительно n_s , получим [7]:

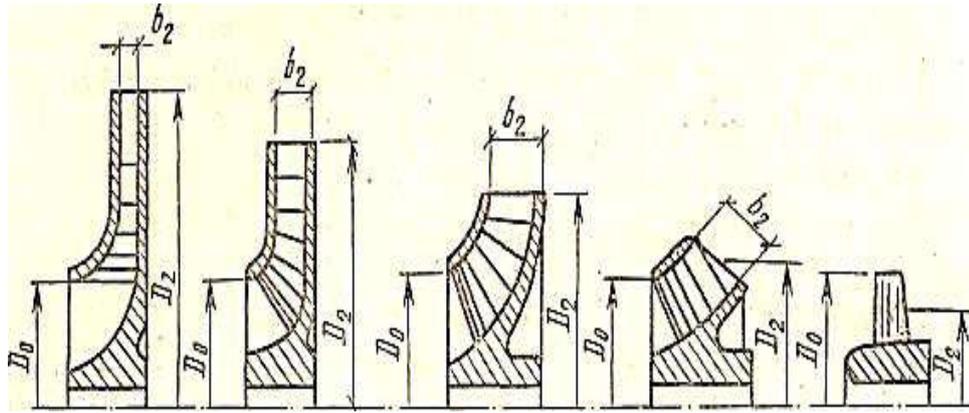
$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (3.6)$$

Примечание: для насосов с двухсторонним вводом в формулу вместо Q подставляют $Q/2$.

Коэффициент быстроходности является критерием подобия, это означает, что если два насоса имеют различные значения n, H, Q , но одно и то же значение n_s , то они называются подобными.

Конструкции центробежных колес в значительной степени зависят от коэффициента быстроходности. В зависимости от его значения рабочие колеса лопастных нагнетателей делят на 5 типов (рисунок 3.2).

При увеличении коэффициента быстроходности наблюдается уменьшение относительного наружного диаметра и увеличение диаметра рабочего колеса. При достаточно большом диаметре рабочее колесо постепенно преобразуется из радиального в осевое (таблица 3.1).



I – тихоходные ($n_s = 40-80$); II – нормальной быстроходности ($n_s = 80-150$);
 III – быстроходные ($n_s = 150-300$); IV – диагональные ($n_s = 300-600$);
 V – осевые ($n_s > 600$)

Рисунок 3.2. – Классификация рабочих колес по коэффициенту быстроходности [7]

Таблица 3.1. – Типы лопастных насосов в зависимости от n_s

Вид насоса		Коэффициент быстроходности n_s	Соотношение диаметров $\frac{D_1}{D_2}$	Форма лопастей	Рабочие характеристики
Центробежные	Тихоходные	50–80	2,5	Цилиндрическая	
	Нормальной быстроходности	80–150	2,0	Пространственная на входе, цилиндрическая на выходе	
	Быстроходные	150–300	1,8–1,4	Пространственная	
	Полуосевые	300–500	1,2–1,1	Пространственная	
Осевые		500–1000	1,0	Пространственная	

Примечание: D_1 — диаметр входного отверстия колеса, м; D_2 — диаметр выходного отверстия колеса, м.

Насосы с высоким коэффициентом быстроходности характеризуются относительно низкими подачами и высоким напором и наоборот [7].

Вывод: при малых Q и больших H (малое значение n_s) колеса имеют узкую проточную часть и самое большое $\frac{D_1}{D_2}$. С увеличением Q и уменьшением H (большое значение n_s) пропускная способность колеса должна расти, поэтому ширина колеса увеличивается [3].

В стандартном обозначении насосов указывается величина коэффициента быстроходности, уменьшенная в 10 раз и округленная. Например: 2К6 – $n_s = 6 \cdot 10 = 60$.

4. Кавитация. Кавитационный режим

В насосах при достижении определенных условий может возникнуть явление, называемое **кавитацией**. Под кавитацией понимают образование при снижении гидростатического давления пузырьков газа в толще движущейся жидкости и схлопывание этих пузырьков внутри жидкости в зоне, где гидростатическое давление повышается. В лопастном насосе кавитация возникает на лопатке рабочего колеса вблизи ее входной кромки, т. е. там, где скорость потока максимальна. В месте схлопывания пузырька (т.е. в момент его полной конденсации) возникает резкое увеличение давления (до сотен атмосфер). Если в этот момент пузырек пара находился на поверхности рабочего колеса или лопатки, то удар приходится на эту поверхность, что вызывает эрозию материала. Поверхность металла носит выщербленный характер. Процесс разрушения рабочих органов лопастных насосов является наиболее опасным следствием кавитации. Кавитация в лопастных насосах сопровождается резким шумом, треском и даже вибрацией насосной установки и, что особенно важно, падением напора, мощности, подачи и КПД.

Материалов, имеющих абсолютную устойчивость против кавитационного разрушения, не существует, поэтому работа насосов в кавитационном режиме не допустима. Это означает, что работа любого лопастного насоса должна осуществляться в бескавитационном режиме. Рассмотрим физическую картину возникновения кавитации в лопастном насосе при обтекании потоком лопасти рабочего колеса. Допустим, поток подходит к лопасти так, что в точке a линия тока раздваивается.

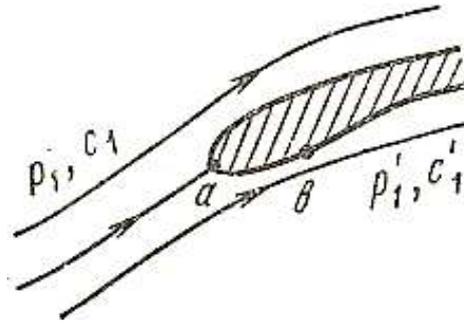


Рисунок 3.3. – Схема обтекания потоком лопатки рабочего колеса

Положение точки a для одного и того же насоса зависит от его подачи. Скорость относительного движения жидкости в точке b на тыльной стороне лопасти максимальна, поэтому давление в этой точке минимально. Предположим, что u_1 и p_1 – относительная скорость и давление в потоке перед входом на лопасть, а u'_1, p'_1 – относительная скорость и давление в точке b линии тока вдоль поверхности тыльной части лопасти, ρ – плотность жидкости. Запишем уравнение Д. Бернулли для относительного движения жидкости вдоль струйки, движущейся от точки a к точке b :

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p'_1}{\rho g} + \frac{u_1'^2}{2g}. \quad (3.7)$$

В силу того, что точки a и b находятся на достаточно близком расстоянии друг от друга, потерями напора на этом участке можно пренебречь, а переносные скорости вращения этих точек можно считать равными [8].

Если понижать давление p_1 в потоке перед входом в рабочее колесо, оставляя неизменной подачу, то вследствие безотрывного течения жидкости скорости u_1 и u'_1 не изменяются, а давление p'_1 в точке b будет понижаться на ту же величину, что и давление p_1 .

Как только по мере снижения давления p_1 давление в точке достигнет значения давления насыщенных паров p_t , то дальнейшее уменьшение давления в потоке жидкости на входе в колесо не будет сказываться на величине $p'_1 = p_t$. Как видно из уравнения Д. Бернулли (3.7), скорость относительного движения потока в точке b равна

$$u'_1 = \sqrt{u_1^2 + \frac{2(p_1 - p_t)}{\rho}}. \quad (3.8)$$

Расход потока в межлопастном пространстве остается постоянным, вследствие чего струйки жидкости, движущиеся вблизи струйки ab , начнут

двигаться с большей относительной скоростью, следовательно, с меньшим давлением в них. Таким образом, зона движения жидкости, в которой появляются пузырьки газов, постепенно расширяется с уменьшением давления перед входом потока в рабочее колесо. В тот момент, когда произойдет полный отрыв потока от тыльной стороны лопасти, резко уменьшится напор насоса.

Как видно из приведенных достаточно простых описаний этого сложного явления, параметры насоса (напор и КПД) начинают меняться при достаточно развившейся кавитации. Основным средством, предупреждающим появление кавитации, является создание такого давления во всасывающем трубопроводе, при котором кавитация отсутствует. Как правило, это давление определяется высотой всасывания жидкости при работе насоса. Для нахождения высоты всасывания обратимся к следующим рассуждениям. Пусть p_1 и c_1 – давление и скорость течения жидкости перед рабочим колесом насоса (рисунок 3.4), p_a – атмосферное давление на свободной поверхности, Z – превышение оси насоса над свободной поверхностью резервуара, из которого откачивается жидкость [8].

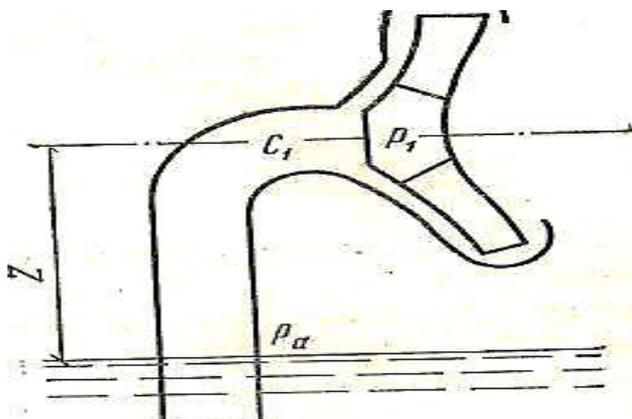


Рисунок 3.4. – К определению давления в потоке на входе в рабочее колесо насоса

Если потери напора во всасывающем трубопроводе до входа в рабочее колесо равны h_w , то уравнение Бернулли, записанное для струйки жидкости, движущейся от свободной поверхности жидкости до входа в рабочее колесо, запишется как

$$\frac{p_a}{\rho g} = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + Z + h_w. \quad (3.9)$$

Сумму $Z + h_w = H_s$ называют статической высотой всасывания.

Тогда из выражения (3.3) для H_s получаем:

$$H_s = \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} - \frac{c_1^2}{2g}. \quad (3.10)$$

Для струйки жидкости, попадающей при своем дальнейшем движении на лопатку рабочего колеса, в соответствии с выражением (3.7) имеем:

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p'_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} \left[\frac{u_1'^2}{u_1^2} - 1 \right]. \quad (3.11)$$

Подставляя выражение (3.11) в формулу (3.9), получаем аналитическую связь между статической высотой всасывания и давлением p'_1 в виде:

$$H_s = \frac{p_a - p'_1}{\rho g} - \frac{c_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} \left[\frac{u_1'}{u_1} - 1 \right]. \quad (3.12)$$

Из выражения (3.10) видно, что снижением давления p_1 обуславливается увеличение статической высоты всасывания H_s . Поскольку понижение давления p_1 вызывает уменьшение давления p'_1 то, как это следует из выражения (3.12), наибольшего значения для данного насоса величина H_s достигнет тогда, когда давление у тыльной части лопатки p'_1 будет равно давлению насыщенных паров перекачиваемой жидкости, т.е. при $p'_1 = p_t$ [8].

Дальнейшее увеличение статической высоты всасывания приведет к изменению характеристики насоса, поэтому достижение равенства $p'_1 = p_t$ определяет максимально допустимую статическую высоту всасывания. В этом случае выражение (3.12) можно записать в виде

$$H_s = \frac{p_a - p_t}{\rho g} - \frac{c_1^2}{2g} - \lambda_{кр} \frac{u_1^2}{2g}, \quad (3.13)$$

где коэффициент $\lambda_{кр} = \left[\left(\frac{u_1'}{u} \right)^2 - 1 \right]$ для характерных кавитационных режимов

называется **критическим числом кавитации**.

Назовем **кавитационным запасом** Δh – превышение полного напора жидкости во всасывающей патрубке перед рабочим колесом над напором, создаваемым давлением насыщенных паров, т.е.

$$\Delta h = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{p_t}{\rho g}. \quad (3.14)$$

Определим связь между кавитационным запасом и статической высотой всасывания, для чего в выражение (3.13) подставим значение p_1 из выражения (3.10):

$$\Delta h = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{p_t}{\rho g} = \frac{c_1^2}{2g} + \lambda_{кр} \frac{u_1^2}{2g}. \quad (3.15)$$

Подставляя в выражение (3.13) полученное соотношение (3.15), получим:

$$H_s^{max} = \frac{p_a - p_t}{\rho g} - \Delta h_{кр} \quad (3.16)$$

Критический кавитационный запас $\Delta h_{кр}$ соответствует критическому числу кавитации $\lambda_{кр}$.

Как видно из уравнения (3.16), чем больше кавитационный запас, тем меньше статическая высота всасывания и, следовательно, хуже кавитационные качества насоса.

Для определения критического кавитационного запаса проводят кавитационные испытания насоса. В результате для каждого режима работы насоса получают так называемую **кавитационную характеристику**, которая представляет собой зависимость напора и мощности насоса от кавитационного запаса при постоянной частоте вращения привода и подаче. Типичная кавитационная характеристика приведена на рисунке 3.5 [8].

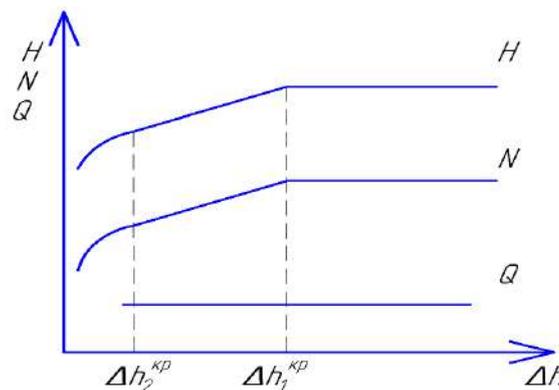


Рисунок 3.5. – Кавитационная характеристика центробежного насоса

Как следует из приведенных выше рассуждений, при большом кавитационном запасе кавитации в потоке не наступает, напор и мощность от Δh не зависят. При достижении давления $p_1 = p_t$ начавшаяся кавитация приводит к уменьшению напора и мощности насоса. Режим, при котором начинается

падение давления и мощности, называют первым критическим режимом. Ему соответствует первый критический кавитационный запас $\Delta h_1^{кр}$, которому, в свою очередь, соответствует критическое число кавитации $\lambda_{кр1}$. Это так называемая начальная стадия процесса кавитации, когда $\Delta h_1^{кр} > \Delta h > \Delta h_2^{кр}$ и зона отрыва потока от лопатки невелика. Поэтому частично развившаяся кавитация мало сказывается на уменьшении напора и мощности насоса. Медленное уменьшение напора и мощности развивающейся кавитации заканчивается резким уменьшением последних, так как в результате развившейся кавитации происходит резкое увеличение концентрации пара в потоке, что ведет к полному отрыву потока от лопатки рабочего колеса. Этому явлению соответствует второй критический кавитационный запас $\Delta h_2^{кр}$, значение которого связано со значением второго критического числа кавитации $\lambda_2^{кр}$ [8].

У многих тихоходных насосов первый критический режим на кавитационной характеристике не обнаруживается. В этом случае приходится ограничиваться вторым критическим режимом. В качестве наименьшего кавитационного запаса принимают либо первый, либо второй критический кавитационный запас. Для предотвращения работы насоса в нежелательном кавитационном режиме обычно назначают небольшое превышение допустимого кавитационного запаса над критическим, т. е.

$$\Delta h_{дон} = 1,2 - 1,3 \Delta h_{кр}. \quad (3.17)$$

Зная критический или допустимый кавитационный запас, можно найти для данной насосной установки допустимую, статическую высоту всасывания:

$$H_s^{дон} = \frac{p_a - p_t}{\rho g} - \Delta h_{дон}. \quad (3.18)$$

Обычно принимают $\frac{p_a - p_t}{\rho g} = 10$ м, что соответствует наиболее часто встречаемому случаю всасывания холодной воды при нормальном давлении. В этом случае выражение (3.16) приобретает простой вид:

$$H_s^{дон} = 10 - \Delta h_{дон}. \quad (3.19)$$

Существенные трудности связаны с определением критического (или допустимого) кавитационного запаса, который в соответствии с уравнением (3.15) имеет вид:

$$\Delta h_{кр} = \frac{c_1^2}{2g} + \lambda_{кр} \frac{u_1^2}{2g}. \quad (3.20)$$

Из этого уравнения следует, что критический кавитационный запас зависит только от скорости движения жидкости в рабочем колесе. Он мало зависит от вида и температуры жидкости. Таким образом, если потоки автономны, можно использовать теорию подобия для определения кавитационных характеристик подобных насосов. В результате С.С. Рудневым было предложено уравнение для определения критического кавитационного запаса, имеющее вид:

$$\Delta h_{кр} = 10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{c} \right)^{4/3} \quad (3.21)$$

где c – кавитационный коэффициент быстроходности [8].

Из выражения (3.21) следует, что кавитационные свойства насоса тем выше, чем больше величина c . При работе в оптимальном режиме плохих в кавитационном отношении насосов для первого критического режима можно принимать $C = 600–700$, для нормальных насосов $C = 800–1000$, для насосов с повышенными кавитационными свойствами $C = 1300–3000$. Эти коэффициенты принимают безразмерными при подстановке в формулу (3.21) подачи Q , м³/с, n , об/мин, и $\Delta h_{кр}$, м.

Для насосов двухстороннего всасывания поток делится поровну между двумя входами в рабочее колесо. Для насосов двухстороннего входа в формулу (3.21) следует подставлять половинную подачу насоса, поэтому высота всасывания насоса двустороннего входа больше, чем одностороннего при прочих равных условиях.

Допустимая высота всасывания насоса при данном режиме работы может быть определена по формуле

$$H_s^{дон} = 10 - 1,2 - 1,3 \cdot 10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{c} \right)^{4/3}. \quad (3.22)$$

Из анализа уравнения (3.20) следует, что улучшению кавитационных качеств насоса способствует увеличение входного диаметра и ширины рабочего колеса на входе. Наиболее эффективным является увеличение ширины рабочего колеса на входе, т.к. в этом случае не только улучшаются кавитационные качества насоса, но и не ухудшается его КПД.

Другим способом повышения кавитационных качеств насоса является установка на входе в рабочее колесо первой ступени осевого колеса, благодаря чему увеличивается давление на входе в колесо центробежного насоса.

Методы борьбы [8]:

- 1) применение колес с малой быстроходностью;
- 2) ограничение числа оборотов рабочего колеса;
- 3) охлаждение перекачиваемой жидкости;
- 4) увеличение давления на всасе;
- 5) ввод во всасывающий патрубок воздуха.

Лекция 4 РАБОТА НАСОСА НА СЕТЬ

1. Характеристика насосной установки. Рабочая точка.
2. Регулирование режима работы центробежного насоса. Регулирование изменением частоты вращения рабочего колеса, обточкой рабочего колеса.
3. Регулирование режима работы сети: дросселирование.
4. Последовательная и параллельная работа насоса на сеть.
5. Устойчивость работы насоса в сети.

1. Характеристика насосной установки. Рабочая точка

Всякая насосная установка состоит из собственно насоса и сети, а поэтому работа насосной установки определяется как самим насосом, так и сетью (система трубопроводов и присоединенных к нему аппаратов).

Характеристика трубопровода. Гидравлическое сопротивление трубопровода пропорционально квадрату расхода жидкой среды, с которым она протекает в трубопроводе ($h = SQ^{2-m}$).

Следовательно, чтобы по трубопроводу (рисунок 4.1) подать жидкую среду с расходом Q и обеспечить при этом в конечной точке D заданный напор H , насос должен создать напор [3]:

$$H_c = H_2 + SQ^{2-m} \quad (4.1)$$

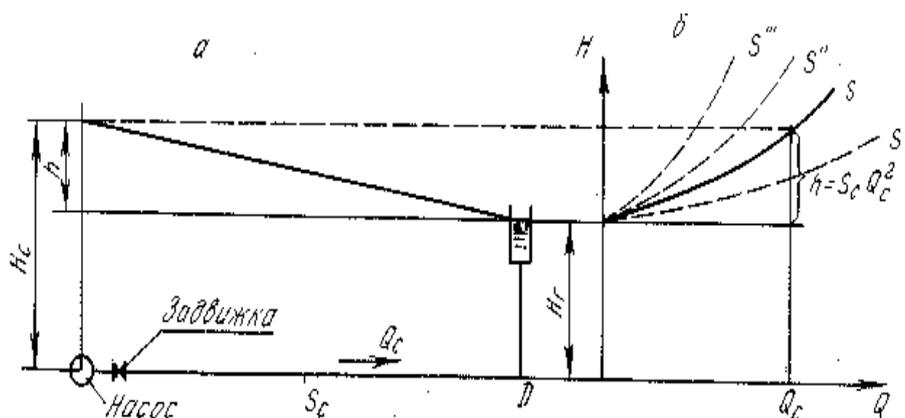


Рисунок 4.1. – Схема трубопровода и его характеристика

Выражение (4.1) устанавливает зависимость требуемого напора от величины расхода жидкой среды в трубопроводе (системе трубопроводов) и называется **характеристикой трубопровода**. Зависимость (4.1) представляет собой уравнение параболы, не проходящей через начало координат, причем

крутизна ветви параболы будет зависеть от величины сопротивления S . Таким образом, характеристика трубопровода может быть представлена семейством парабол в зависимости от его сопротивления [3].

Насос для конкретной системы трубопроводов может быть подобран путем графического построения характеристик насоса и характеристики трубопровода (графический метод) либо с помощью аналитических зависимостей: $H = a - vQ^{2-m}$ и $H_c = H_z + SQ^{2-m}$ (аналитический метод).

Графический метод. При этом методе на одном графике строятся характеристики насоса и в масштабе напорной характеристики $Q-H$ наносится характеристика трубопровода (S), построенная по уравнению (4.1) (рисунок 4.2). Точка A пересечения напорной характеристики насоса и характеристики трубопровода называется **рабочей (режимной) точкой**. Ее координаты Q_A и H_A соответствуют предельному значению подачи и напора данного насоса при перекачивании им жидкой среды в рассматриваемый трубопровод с характеристикой S . Большого расхода, чем Q_A , в этот трубопровод насос подать не может, т.к. создаваемые им напоры при любых значениях $Q > Q_A$ будут меньше, чем сопротивление трубопровода [3].

Работа насоса в трубопроводе при подачах меньших, чем Q_A , не желательна, т.к. режимы его работы будут не экономичны. В этом случае необходимо регулировать подачу.

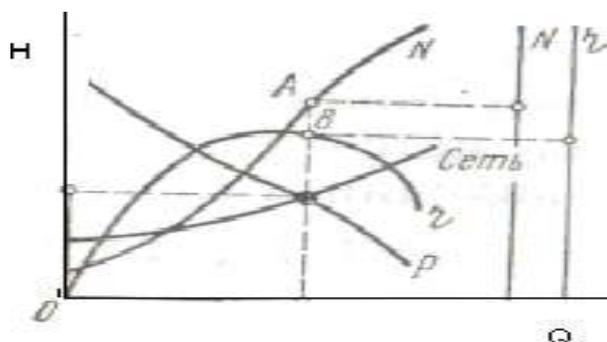


Рисунок 4.2. – Рабочая точка насосной установки

При подборе насоса для совместной его работы с трубопроводом необходимо, чтобы рабочая точка A находилась в области максимального значения КПД насоса (точка n на рисунке 4.2) [3].

Аналитический метод. Как было показано выше, рабочая точка A характеризуется параметрами Q_A и H_A , значения которых в этой точке одинаковы для насоса и трубопровода. Можно записать [3]:

$$Q_A = Q_c = Q \text{ и } H_A = H_c = H \quad (4.2)$$

где Q и H - соответственно подача и напор насоса; Q_c и H_c – расход и напор в трубопроводе.

Используя аналитические зависимости характеристик насоса $H = a - vQ^{2-m}$ и трубопровода $H_c = H_2 + SQ^{2-m}$ с учетом равенств (4.2), запишем:

$$a - vQ_A^2 = H_2 + SQ_A^2.$$

Решая относительно Q_A , получим:

$$Q_A = \sqrt{\frac{a - H_2}{v - k}}.$$

Зная Q_A , по уравнению $H = a - vQ^{2-m}$ определим значение H_A :

$$H = a - vQ_A^{2-m}.$$

2. Регулирование режима работы центробежного насоса.

Регулирование изменением частоты вращения рабочего колеса, обточкой рабочего колеса

2.1. Регулирование режима работы центробежного насоса, изменением частоты вращения рабочего колеса.

Используя закон пропорциональности (3.1)–(3.3), можно заданные характеристики насоса, полученные при частоте вращения n , пересчитать и построить ряд других характеристик для различных частот вращения [3].

$$\frac{Q_M}{Q_H} = \frac{n_M}{n_H} \cdot \left(\frac{D_M}{D_H}\right)^3; \quad (3.1)$$

$$\frac{H_M}{H_H} = \left(\frac{n_M}{n_H}\right)^2 \cdot \left(\frac{D_M}{D_H}\right)^2; \quad (3.2)$$

$$\frac{N_M}{N_H} = \left(\frac{n_M}{n_H}\right)^3 \cdot \left(\frac{D_M}{D_H}\right)^5. \quad (3.3)$$

На рисунке 4.3 показано построение новых характеристик при n_2 по заданным характеристикам при n_1 . Если на напорной характеристике $(Q-H)_{n_1}$ взять произвольную точку (например, 1) с параметрами Q_1 и H_1 , то на основании уравнений (3.1) и (3.2) подача и напор при частоте вращения n_2 будут равны [3]:

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1} \text{ и } H_2 = H_1 \frac{n_2}{n_1}.$$

Откладывая значения Q_2 и H_2 , находим точку, принадлежавшую характеристике при частоте вращения n_2 . Повторяя подобные вычисления и построения для других точек и соединяя их плавной кривой, получим новую напорную характеристику $(Q-H)_{n_2}$ при частоте вращения n_2 . На основании формул (3.1), (3.2) можно записать [3]:

$$\frac{H}{H_1} = \frac{Q^2}{Q_1^2} \text{ или } \frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H}{Q^2} = k_1 = \text{const},$$

$$H = k_1 Q^2.$$

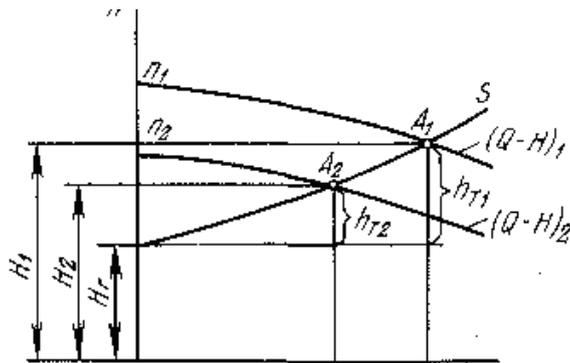


Рисунок 4.3. – Построение характеристики насоса при изменении частоты вращения рабочего колеса

Из последнего уравнения следует, что переходная кривая при пересчете параметров Q и H на другую частоту вращения является квадратичной параболой с вершиной в начале координат. Эта парабола называется **кривой пропорциональности при различных частотах вращения**, она же одновременно является **кривой одинаковых значений КПД**. Таким образом, при непрерывном изменении частоты вращения от n_1 до n_2 значения Q и H будут изменяться по закону параболы, т.е. напорная характеристика будет перемещаться (приблизительно) параллельно самой себе (при увеличении частоты вращения вверх, а при уменьшении вниз). Характеристика $Q-\eta$ будет перемещаться при уменьшении частоты вращения – влево, при увеличении – вправо [3].

2.2. Регулирование режима работы центробежного насоса, изменением диаметра рабочего колеса насоса

Насосы, выпускаемые заводами, имеют номинальный размер диаметра рабочего колеса. В эксплуатационных условиях, для того чтобы согласовать работу насоса с характеристиками сети, в которой работает насос, возникает необходимость уменьшения (обточки) рабочего колеса. Возможность

обточка также предусматривается заводами-изготовителями. Изменение диаметра рабочего колеса влияет на положение характеристик [3].

Пересчет параметров $Q_{об}$, $H_{об}$, $N_{об}$ и $\eta_{об}$ для обточенного колеса до значения диаметра $D_{об}$ можно с достаточной степенью точности произвести по формулам подобия:

$$\begin{cases} \frac{H_{об}}{H} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^2 \\ \frac{Q_{об}}{Q} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^3 \\ \frac{N_{об}}{N} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^5 \end{cases} \quad (4.3)$$

Для рабочих колес центробежных насосов при коэффициенте быстроходности $n_s < 150$ более точный результат получается при пересчете напорной характеристики по формулам

$$\begin{cases} \frac{H_{об}}{H} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^2 \\ \frac{H_{об}}{H} = \frac{D_{об}}{D} \end{cases} \quad (4.4)$$

Диаметр обточенного рабочего колеса насоса более просто можно определить, используя аналитическую зависимость напорной характеристики [3]:

$$H = a - bQ^2.$$

Подставляя в это уравнение значения H и Q из (4.4), получим зависимость для определения искомого диаметра обточенного колеса [3]:

$$D_{об} = D \sqrt{\frac{H_{об} + bQ_{об}^2}{a}}. \quad (4.5)$$

3. Регулирование режима работы сети: дросселирование

Регулирование подачи задвижкой – дросселирование. На напорной стороне центробежного насоса всегда при монтаже устанавливается задвижка, которая выполняет запорно-регулирующие функции. С помощью этой задвижки можно изменять подачу насоса от 0 до Q_A . Рассмотрим сущность и экономичность этого метода регулирования, пользуясь характеристиками насоса и трубопровода (рисунок 4.5).

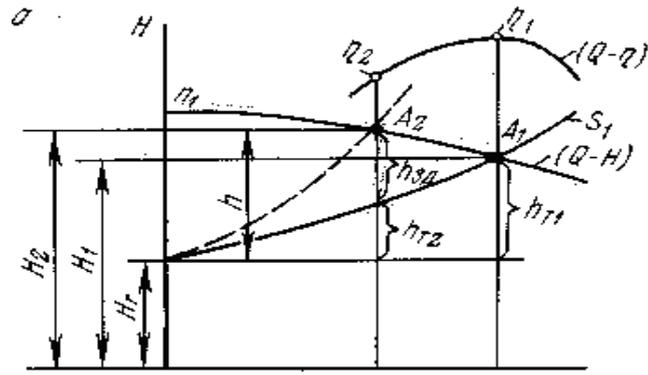


Рисунок 4.5. – Характеристики насоса и трубопровода при регулировании подачи дросселированием

При полностью открытой задвижке режимная точка A_1 будет находиться на пересечении характеристик трубопровода S_1 и насоса $Q-H$, подача насоса при этом определяется значением Q_{A1} . Отрезок h_{m1} представляет потерю напора на трение при движении жидкой среды со скоростью v_1 , соответствующей подаче Q_{A1} . При уменьшении подачи, предположим, до значения Q_{A2} , необходимо частично прикрыть задвижку. Сопротивление задвижки входит в общее сопротивление трубопровода, значит, значение последнего с прикрытием задвижки возрастает, и характеристика трубопровода пойдет круче и займет новое положение S_2 . Напорная характеристика насоса $Q-H$ будет занимать прежнее положение, так как частота вращения рабочего колеса (n) осталась неизменной. Следовательно, при закрытии задвижки режимная точка перемещается по характеристике $Q-H$ подача жидкой среды насосом уменьшается и при значении ее Q_{A2} режимная точка займет положение A_2 . При подаче $Q_{A2} < Q_{A1}$, скорость потока в трубопроводе уменьшится, и потеря напора на трение будет определяться отрезком h_{m2} , насос же при подаче Q_{A2} создает напор H_2 . Следовательно, отрезок $h_{3д}$ будет представлять потерю напора в задвижке.

При прикрытии задвижки напор H_2 , создаваемый насосом, не полностью используется в сети, часть его расходуется на преодоление сопротивления задвижки, поэтому КПД насосной установки уменьшается. Мощность, теряемая при дросселировании, будет равна

$$\Delta N = \frac{\rho g Q_{A2} h_{3д}}{1000 \eta_2},$$

где Q_{A2} – подача насоса при прикрытой задвижке, m^3/c ; $h_{3д}$ – потеря напора в задвижке, м; η_2 – КПД насоса при подаче Q_{A2} .

Таким образом, можно сделать вывод, что метод регулирования подачи с помощью задвижки относительно прост, но не экономичен, т.к. часть

энергии, потребляемой насосом, гасится в задвижке сразу же на выходе жидкой среды из насоса. Поэтому рассмотренный метод рекомендуется использовать для регулирования подачи насосов малой и средней мощности. Регулировать подачу насоса можно задвижкой, установленной и на его всасывающей стороне. Однако дросселирование потока на всасывании может вызвать чрезмерное понижение давления, что приведет к возникновению кавитации и срыву работы насоса. Этот метод в практике, как правило, не используется.

4. Параллельная и последовательная работа насосов на сеть

Параллельная работа насосов. Необходимым условием для слияния двух или более напорных потоков жидкой среды является равенство их энергий в месте слияния, в противном случае поток с меньшим напором будет вытесняться потоком, напор которого больше [3]. Таким образом, условием параллельной работы двух или нескольких насосов с одинаковыми или различными подачами на общий трубопровод будет равенство их напоров, т.е.

$$H_1 = H_2 = \dots = H_n. \quad (4.6)$$

Чтобы найти режимную точку параллельно работающих насосов в общий трубопровод, необходимо построить суммарную напорную характеристику, пересечение которой с характеристикой трубопровода и определит положение режимной точки [3].

На рисунке 4.6 приведены характеристика трубопровода S , характеристики разнотипных насосов I и II и построенная их суммарная напорная характеристика $(Q-H)_{I+II}$ [3].

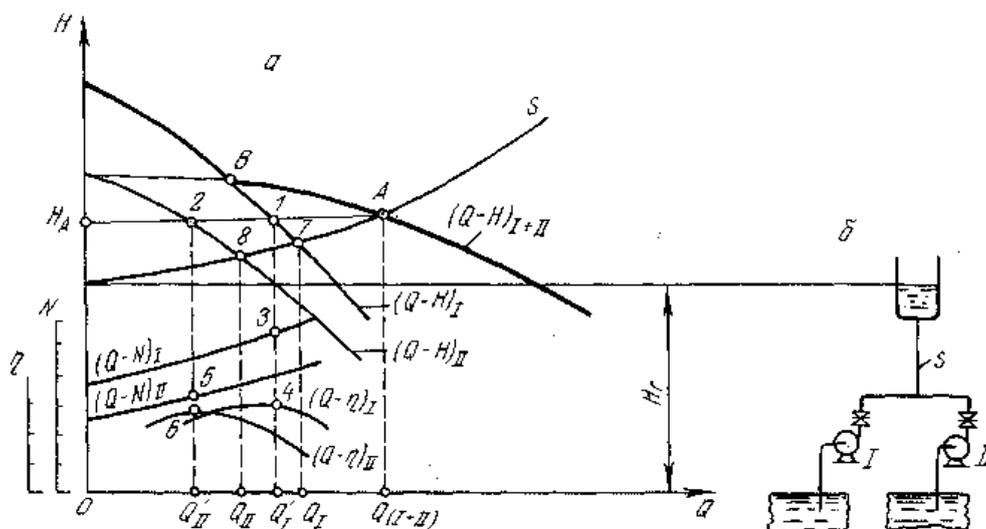
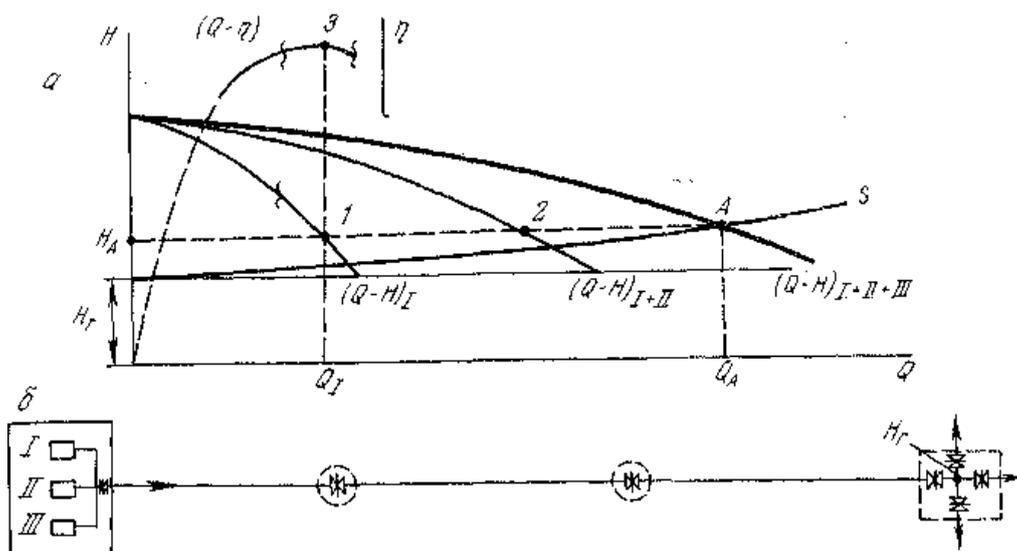


Рисунок 4.6. – Построение суммарной характеристики при параллельной работе двух разнотипных насосов

На основании условия (4.6) началу совместной параллельной работы насосов соответствует точка В. Далее суммарная характеристика получается путем сложения абсцисс, выражающих подачи насосов при одинаковых напорах. Рабочей точкой параллельной работы насосов I и II в сети трубопроводов S является точка А, которая определяет суммарную подачу $Q_{(1+2)}$ при напоре H_A . Горизонтальная линия, проведенная из точки А, пересекает напорные характеристики насосов в точках 1 и 2, которым соответствуют подачи насосов Q_1' и Q_2' при работе их отдельно [3].

Из анализа характеристик следует, что если бы насосы в данный трубопровод подавали отдельно, то каждая из их подач Q_1 и Q_2 была бы больше. Эти подачи соответствуют точкам 7 и 8. Перпендикуляры, опущенные из точек 1 и 2 до пересечения с характеристиками Q_1-N , Q_2-N , $Q_1-\eta$ и $Q_2-\eta$, определяют соответственно мощности (точки 3 и 5) и КПД (точки 4 и 6) насосов при их совместной работе [3].

При совместной параллельной работе насосов достигается увеличение подачи и напора. Напор при совместной работе насосов H_A больше каждого из напоров насосов, работающих индивидуально. Причем эффект увеличения подачи тем больше, чем более пологой будет характеристика сети. С увеличением крутизны характеристики трубопровода уменьшается эффект увеличения подачи и увеличивается суммарный напор.



а – характеристики; б – схема трубопровода и насосной станции

Рисунок 4.7. – Параллельная работа трех одинаковых насосов на один трубопровод

На рисунке 4.7 показан графический способ определения параметров общей режимной точки А при параллельной работе трех одинаковых насосов при подаче в один трубопровод. Режимная точка определится пересечением суммарной напорной характеристики $(Q-H)_{1+2+3}$ с характеристикой трубопровода S . Общая подача $Q_A = 3Q_1$, где Q_1 – подача каждого из трех параллельно работающих насосов [3]. КПД каждого насоса будет определяться точкой З.

Определение режимов при параллельной работе насосов аналитическим методом. Если m одинаковых насосов работают на общий трубопровод, то для получения их суммарной характеристики $(\Sigma Q-H)$ необходимо сложить их подачи при одинаковом напоре. Для этого решим уравнения характеристик относительно Q и проведем сложение:

$$H = a - bQ_1^2$$

$$H = a - bQ_2^2,$$

$$H = a - bQ_m^2$$

где H – равный для всех параллельно работающих насосов напор; $Q_1 = Q_2 = Q_m$ – равные подачи параллельно работающих насосов.

$$Q_1 = Q_2 = Q_m = \sqrt{\frac{a-H}{b}}. \quad (4.7)$$

Суммарная абсцисса ΣQ при напоре H определится уравнением

$$\Sigma Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_m = m\sqrt{\frac{a-H}{b}}, \quad (4.8)$$

где m – количество параллельно работающих насосов.

Решая уравнение (4.8) относительно H , приведем его к виду, аналогичному уравнению характеристики $(Q-H)$ для индивидуального насоса:

$$H = a - \frac{b}{m^2} \Sigma Q^2. \quad (4.9)$$

Выражение (4.9) является уравнением **суммарной напорной характеристики m параллельно работающих одинаковых насосов.**

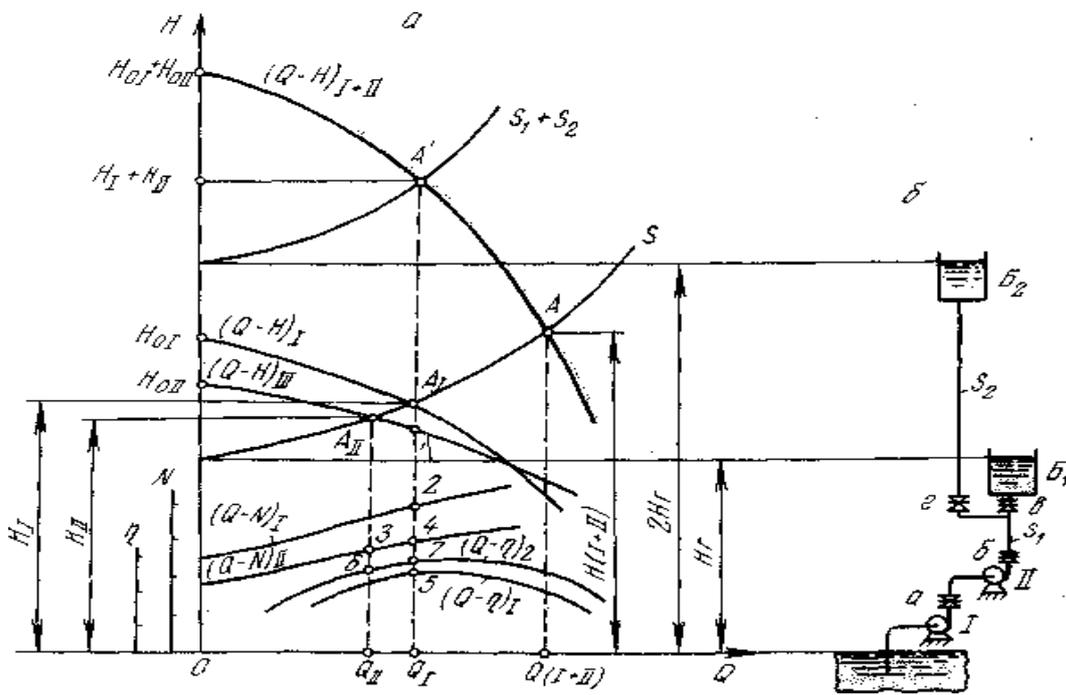
КПД насосов подсчитывается по формуле

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

Последовательная работа насосов. Последовательным называется такое включение, при котором напорный патрубок первого насоса соединяется со всасывающим патрубком второго насоса (рисунок 4.8, б) [3].

Насосы соединяются последовательно для увеличения напора в сети.

На рисунке 4.8, *a* приведены характеристики трубопроводов S_1 и $S_1 + S_2$, характеристики разнотипных насосов 1 и 2 и построенная их суммарная напорная характеристика $(Q-H)_{1+2}$. Построение суммарной характеристики производится путем сложения ординат напоров насосов при одинаковых их подачах. Например, чтобы определить положение точки A_1 , принадлежащей суммарной характеристике насосов, необходимо при расходе Q_1 сложить отрезки Q_1-A_1 и Q_1-1 . Повторяя аналогичные построения для других точек, получим суммарную характеристику $(Q-H)_{1+2}$ [3].



a – характеристики; *б* – схема установки

Рисунок 4.8. – Построение суммарной характеристики при последовательной работе двух различных насосов

Каждый из насосов при индивидуальной работе на трубопровод с характеристикой S_1 (жидкая среда поступает в бак B , задвижка z закрыта) развивал соответственно подачу Q_1 и Q_2 при напорах H_1 и H_2 . Мощность и КПД первого насоса характеризовались точками 2 и 5, второго — 3 и 6. При последовательной работе насосов на трубопровод с характеристикой S , их совместный режим определяется рабочей точкой A , которая характеризуется подачей $Q_{(1+2)}$ и напором $H_{(1+2)}$. Из рассмотрения характеристик видно, что последовательное включение насосов приводит не только к увеличению напора. Суммарная подача возрастает также, если ее не ограничивать.

Если по условиям задачи требуется сохранить прежний расход (например, Q_1), но поднять жидкую среду на высоту, в два раза большую - $2H_2$ (жидкая среда поступает в бак B при закрытой задвижке v), то характеристика сети трубопроводов изобразится кривой $S_1 + S_2$, а рабочая точка перейдет в положение A_1 . Этой точке соответствует подача насосов Q_1 при суммарном напоре $H_1 + H_2$. Мощность и КПД насоса 1 по-прежнему характеризуется точками 2 и 5, насоса 2 — точками 4 и 7 [3].

Последовательное соединение насосов на одной насосной станции в практике перекачки производится редко по следующим причинам: замена двух последовательно соединенных насосов одним (большим одноступенчатым), обеспечивающим суммарный напор, всегда экономически более целесообразно; для создания высоких напоров промышленностью выпускаются многоступенчатые насосы [3].

5. Устойчивость работы насоса в сети

Рассмотрим подачу воды при переменном значении H в водонапорную башню (рисунок 4.9). Если расход воды из напорного бака в сеть меньше, чем поступление ее в бак, то уровень H повышается, а подача насоса уменьшается. Переход от H_E до H_F вызовет перемещение характеристики трубопровода в положение S_1 с рабочей точкой B [3].

Повышение уровня может происходить только до значения $H_{ж}$, т.к. при $Q_в$ требуемый напор равен максимальному напору, развиваемому насосом. Но за счет инерции жидкой среды, движущейся в трубопроводе снизу вверх, уровень может достигать значений несколько больших, чем $H_{ж}$, и тогда требуемый напор станет больше максимального напора насоса. Это вызовет очень быстрое изменение направления движения воды в трубопроводе, и рабочая точка B перейдет в точку D , расположенную на отрицательной ветви характеристики насоса. Теперь вода уходит из напорного бака и в сеть, и в нижний водоем, поэтому происходит понижение уровня, расход в сети уменьшается и рабочая точка D переходит в точку $Г$, в которой $Q = 0$. Но при значении $Q = 0$ напор, развиваемый насосом, больше, чем требуемый, и поэтому почти мгновенно насос снова начинает подавать воду в напорный бак, а точка $Г$ переходит в рабочую точку B . В дальнейшем при изменении уровня H рассмотренное явление может повториться [3].

Таким образом, при наличии нисходящей ветви характеристики $B-Г$ возможна неустойчивая работа насоса, которая за счет резких изменений

направления движения воды сопровождается гидравлическими ударами, шумом и вибрацией всей установки. Подобное явление называется **помпажем**, и для его исключения лопасти профилируются так, чтобы нисходящая ветвь характеристики отсутствовала.

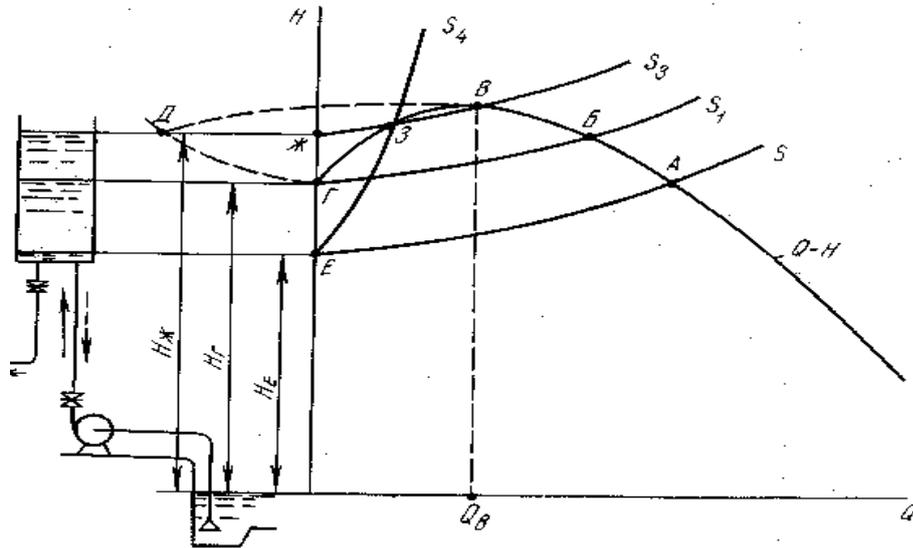


Рисунок 4.9. – К анализу неустойчивости работы насоса

Следует отметить, что в случае $H < H_{Г}$ насос может работать устойчиво и на участке характеристики В–Г, если при этом требуемый напор будет равен напору, развиваемому насосом. Если, например, с уменьшением расхода в магистрали прикрывать задвижку, установленную после насоса, то можно получить характеристику трубопровода S_4 с рабочей точкой З. В ней $H_{тр.} = H_{нас.}$, потому что количество воды, поступающее в бак, равно расходу в сети, т.е. соблюдается равновесие H и Q в сети и насосе. Следовательно, в таком случае работа насоса устойчивая [3].

Лекция 5 ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

1. Основные детали центробежных насосов. Уплотнения валов.
2. Конструкция горизонтального консольного насоса.
3. Центробежный насос с двусторонним подводом жидкости к рабочему колесу.
4. Вертикальные центробежные насосы.

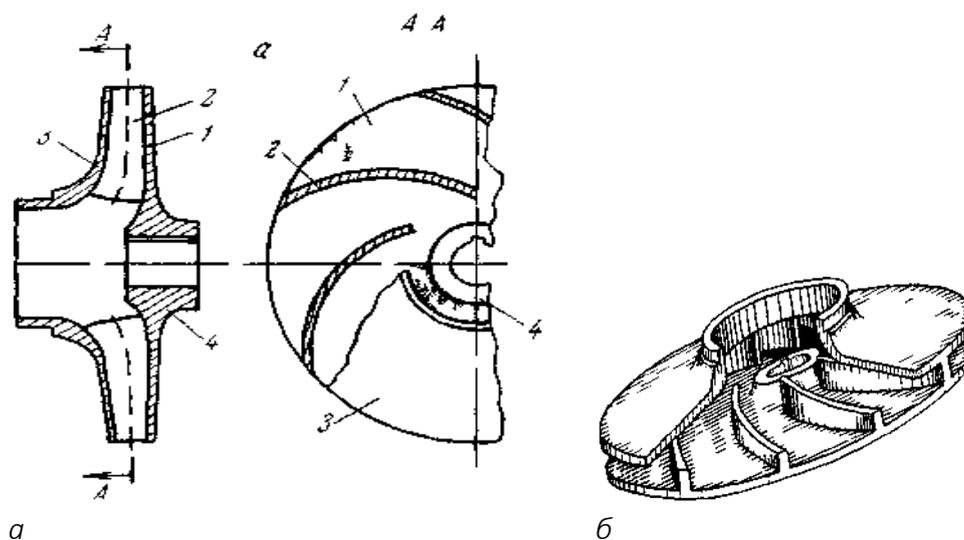
1. Основные детали центробежных насосов. Уплотнения валов

Конструкции центробежных насосов разнообразны. Однако все они включают следующие основные детали:

- рабочее колесо;
- подвод, отвод;
- вал;
- уплотнения;
- подшипники.

Рабочее колесо предназначено для преобразования энергии и передачи ее подаваемой жидкой среде.

Существует несколько конструкций рабочих колес. На рисунке 5.1 показан разрез и общий вид закрытого рабочего колеса с односторонним входом [9].

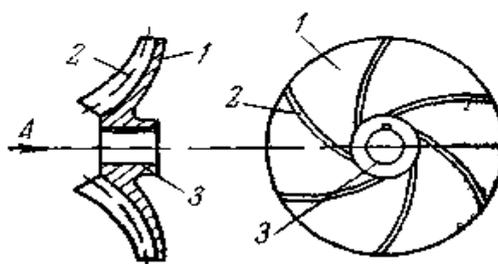


а — разрез; *б* — общий вид

Рисунок 5.1. – Рабочее колесо центробежного насоса закрытого типа с односторонним входом

Оно состоит из заднего (внутреннего) диска 1, который к центру переходит в ступицу 4 для закрепления колеса к валу, и переднего (внешнего) диска 3. Между дисками размещены лопатки 2, которые могут иметь цилиндрическую либо пространственную форму. Рабочие колеса водопроводных насосов обычно имеют 6...8, а канализационных 1...4 лопатки [9].

Для небольших насосов иногда рабочие колеса выполняются открытого типа (рисунок 5.2). Их отличительной особенностью является отсутствие переднего диска. При этом колесо с малым зазором сопрягается с передней крышкой насоса. Такие насосы имеют пониженный КПД в виду увеличенных гидравлических потерь [9; 10].



1 – задний диск; 2 – лопатка; 3 – ступица

Рисунок 5.2. – Рабочее колесо центробежного насоса открытого типа [11]

На рисунке 5.3 показаны разрез и общий вид рабочего колеса с двусторонним входом.

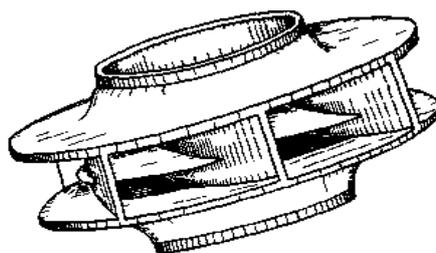


Рисунок 5.3. – Рабочее колесо с двусторонним входом

В большинстве случаев рабочее колесо изготавливается целиком путем отливки металла в форму и только в отдельных случаях для крупных насосов диски и лопатки делаются отдельно и соединяются путем сварки. Для изготовления рабочих колес в основном используется чугун. Он обеспечивает достаточную прочность, позволяет упростить технологию производства и сократить стоимость [10].

У крупных насосов в рабочих колесах при вращении от действия центробежной силы возникают большие напряжения, способные разрушить металл, и в этом случае колеса выполняются литые из обычной углеродистой стали, прочность которой по сравнению с чугуном значительно выше.

Для специальных насосов (землесосов), перекачивающих жидкую среду, содержащую абразивные материалы, рабочие колеса выполняются из марганцовистой и другой легированной стали, обладающей повышенной твердостью. В отдельных случаях для специальных насосов поверхности прочной части рабочего колеса футеруются, т.е. облицовываются различными материалами (эластичными, антикоррозийными и т.д.). Для подачи жидкой среды, обладающей повышенными коррозирующими свойствами, используются насосы с рабочими колесами, выполненными из бронзы. В кислотных насосах применяются рабочие колеса, выполненные из специальных материалов (железосилициевый сплав, железохромистый сплав, титановые сплавы). В последние годы для изготовления рабочих колес широко используются различные пластмассы и полимерные материалы [10].

Выравнивание давления с обеих сторон рабочего колеса

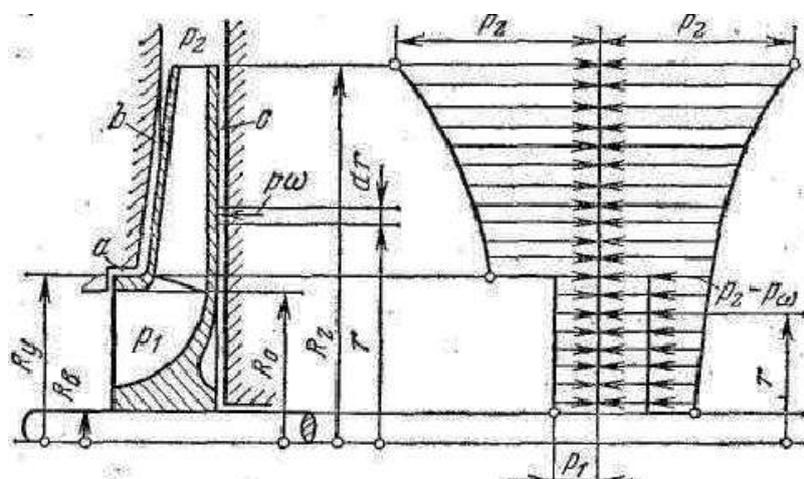


Рисунок 5.4. – Распределение осевых давлений по наружным поверхностям колеса центробежной машины [9]

Из диаграммы распределения внешних давлений на колеса машины (см. рисунок 5.4) следует, что осевая сила является результатом неравенства осевых давлений перед колесом и за ним в пределах радиусов R_A и R_B . Если на заднем диске колеса центробежной машины по окружности с радиусом R_A разместить уплотняющее цилиндрическое кольцо K , а в теле заднего диска

близ ступицы колеса просверлить несколько отверстий, то давления перед колесом (на входе) и за ним будут уравновешены (рисунок 5.5) и осевая сила будет вызываться только ее динамической составляющей. Динамическое усилие на входе относительно невелико и может быть воспринято шариковым подпятником. Отверстия в диске, сообщающие полости перед колесом и за ним, иногда заменяют соединительной трубкой, сообщающей указанные полости. Такой способ уравновешивания удобен, прост и поэтому широко распространен. К недостаткам описанного способа разгрузки следует отнести некоторое понижение объемного КПД машины (за счет перетекания среды через отверстия) и ухудшение структуры потока при входе на рабочие лопасти вследствие местных потоков через разгрузочные отверстия.

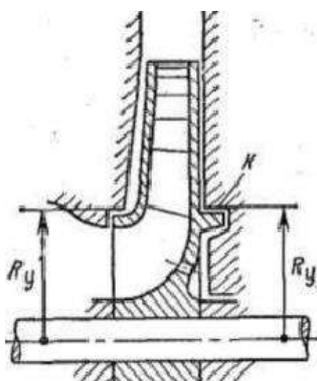


Рисунок 5.5. – Уравновешивание осевой силы при помощи отверстий в основном диске рабочего колеса

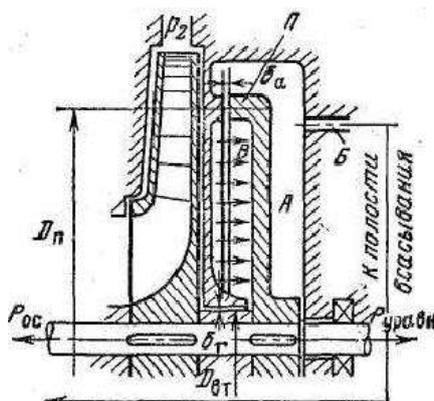


Рисунок 5.6. – Уравновешивание осевой силы при помощи разгрузочного диска (гидравлической пяты)

Разгрузочный диск (гидравлическая пята). В конструкциях многоступенчатых центробежных машин осевую силу можно уравновесить специальным диском, называемым разгрузочным (или гидравлической пятой)

(П, см. рисунок 5.6), который жестко крепится за последним колесом машины на валу. Давление p_2 за последним рабочим колесом машины распространяется через радиальный зазор δ_r и действует на диск, как это показано стрелками. В полости за диском поддерживается давление, приблизительно равное давлению p_1 во всасывающей трубе насоса. Это достигается соединением полости А со всасывающей трубой машины отводящей трубкой Б. Ясно, что давление, близкое к p_1 , может поддерживаться в полости А только при условии, что осевой зазор δ_a между диском и поверхностью кольцевого выступа корпуса достаточно мал по сравнению с диаметром отводящей трубки Б. В противном случае, т.е. когда размер δ_a увеличен и кольцевая щель шириной δ_a имеет малое гидравлическое сопротивление, давление в полости А возрастет и диск, находящийся под действием разности давлений ($p_2 - p_1$) будет создавать недостаточную осевую силу. При нормальных соотношениях между размерами δ_a , δ_r и диаметром отводящей трубки Б разгрузочный диск создает осевую силу, прилагаемую к валу и направленную вправо, равную осевой силе, создаваемой рабочими колесами.

Такое уравнивающее устройство обладает способностью авторегулирования. Действительно, если по какой-либо причине ротор машины вместе с диском сдвинулся из нормального положения вправо, то зазор δ_a увеличится, гидравлическое сопротивление его уменьшится, давление в полости В снизится, а в полости А возрастет. Уравнивающая сила на диске уменьшится, равновесие между осевой силой, создаваемой рабочими колесами, и уравнивающей силой, созданной диском, нарушится в пользу первой и ротор сдвинется влево, восстановив нормальное значение зазора б.

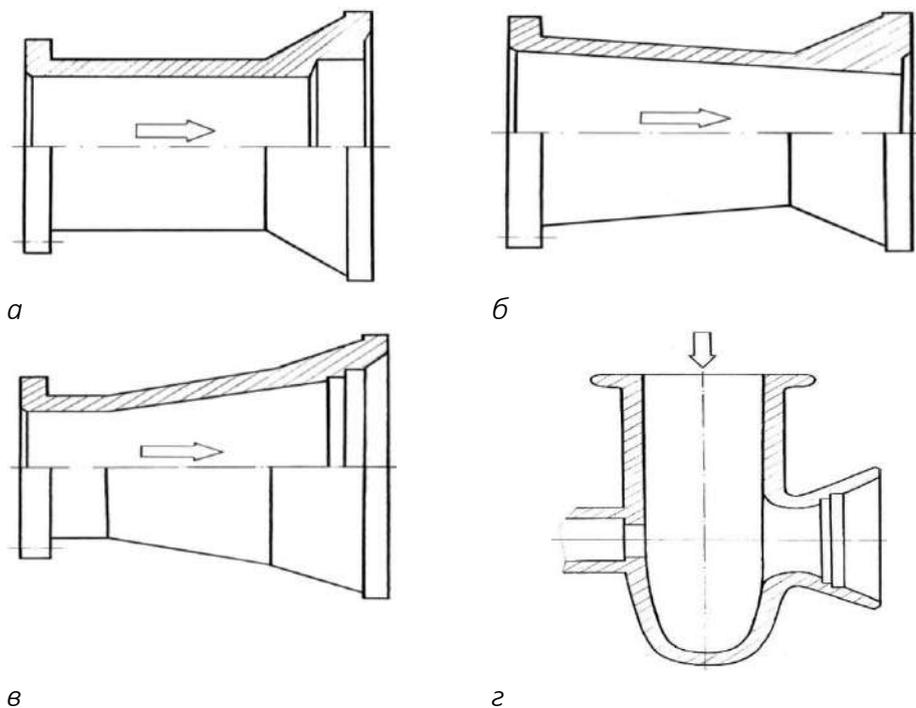
В противоположном направлении протекает процесс при сдвиге ротора из нормального положения влево. Таким образом, правильно рассчитанный диск будет автоматически самоустанавливаться, обеспечивая соответствие между осевой и уравнивающей силами.

Уравнивание с помощью разгрузочного диска нашло широкое применение в многоступенчатых машинах благодаря простоте и надежности действия [9].

Крупным недостатком этого способа уравнивания является увеличение утечек жидкости, вызывающее снижение КПД машины. В одноступенчатых машинах сказывается также влияние расхода мощности на преодоление потерь дискового трения. Поэтому в одноступенчатых машинах разгрузочный диск не применяют [9].

Подвод (подводящее устройство) устанавливается на всасывающей стороне насоса. Он обеспечивает вход жидкой среды во всасывающую

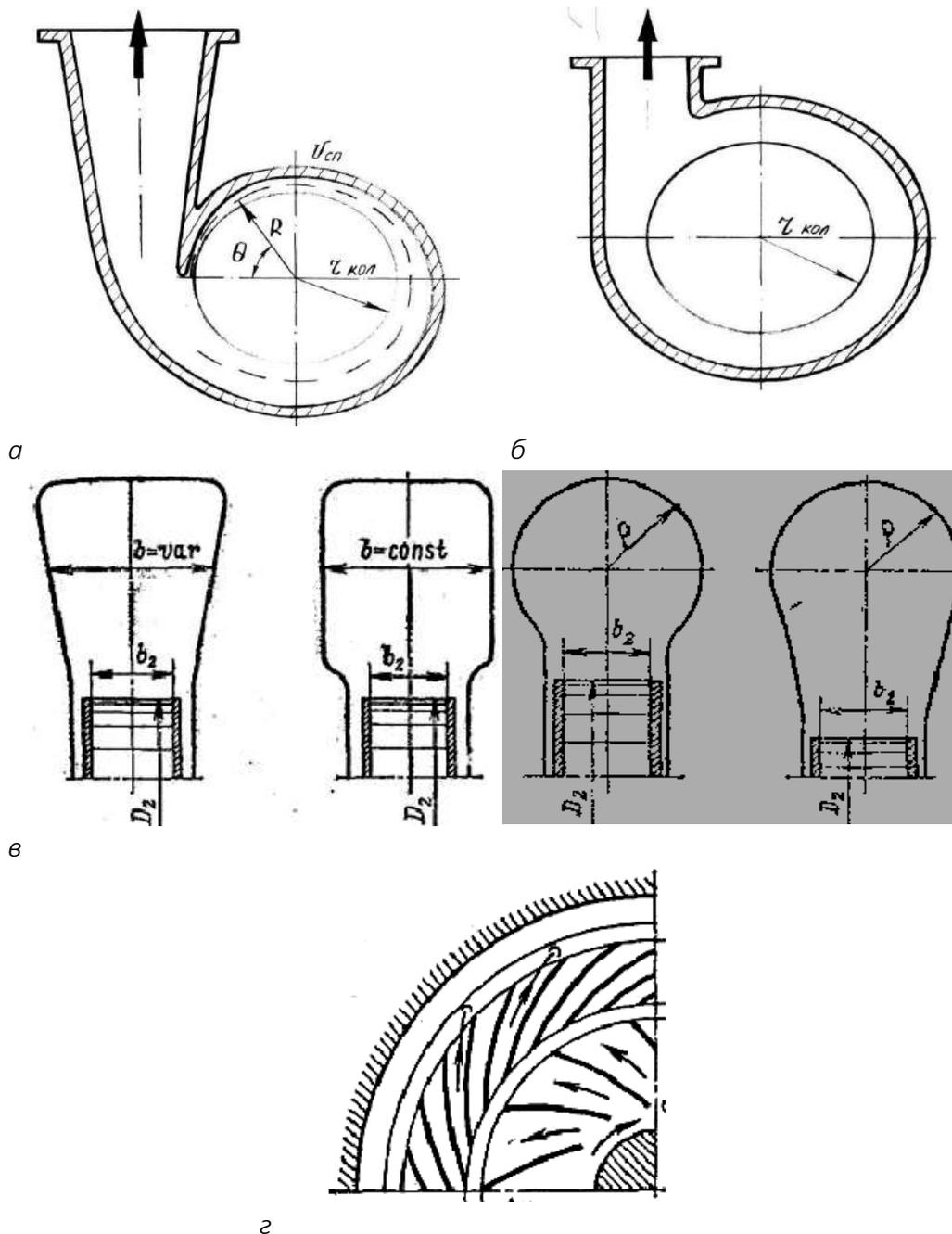
полость рабочего колеса с наименьшими гидравлическими потерями. У центробежных насосов вводы бывают осевые (рисунок 5.7, *а-в*), боковые (рисунок 5.7, *г*) и полуспиральные. Осевые вводы могут быть цилиндрическими (рисунок 5.7, *а*), коническими сходящимися (конфузорными) (рисунок 5.7, *б*) и коническими расходящимися, т.е. диффузорными (рисунок 5.7, *в*). Осевой ввод выполняют в виде патрубка, отлитого за одно целое с передней крышкой насоса. Наименьшие гидравлические потери обеспечивает осевой ввод, однако он увеличивает габариты насоса в осевом направлении и поэтому используется у насосов небольших размеров. Боковой подвод (рисунок 5.7, *г*) конструктивно более компактен, но обладает наибольшими гидравлическими потерями, чаще он используется для многоступенчатых насосов [9].



а – цилиндрического; *б* – конического сходящегося (конфузорного);
в – конического расходящегося (диффузорного); *г* – бокового

Рисунок 5.7. – Конструктивные схемы подводов различных типов

Отводы предназначены для отвода жидкой среды, отбрасываемой рабочим колесом в напорный трубопровод. Конструктивно отводы центробежных насосов обычно объединены с корпусом и выполняются в виде спирального или кольцевого канала, а также в виде направляющего аппарата. У спирального отвода (рисунок 5.8, *а*) площадь поперечного сечения канала, расположенного по окружности рабочего колеса, возрастает по мере приближения к патрубку напорного трубопровода (пропорционально количеству жидкости).



а – спиральный; *б* – кольцевого типа; *в* – формы сечений отводов;
г – направляющий аппарат

Рисунок 5.8. – Отводы

Каналы могут иметь различные сечения. Преобразование динамического напора в статический происходит в диффузоре отвода. Спиральные отводы обладают наименьшим гидравлическим сопротивлением и используются достаточно часто (особенно для чистых сред). Насосы, предназначенные для перекачивания жидких сред с механическими включениями, оборудуются отводами кольцевого типа с постоянной площадью поперечного

сечения (см. рисунок 5.8, б). У некоторых насосов отвод жидкой среды от рабочего колеса осуществляется с помощью неподвижного направляющего аппарата [9].

Вал насоса предназначен для передачи крутящего момента от двигателя к рабочему колесу.

Материалом для изготовления валов является конструкционная сталь. Вал насосов перекачивающих коррозионную среду выполняется из лигированной стали. На одном из концов вала крепится полумуфта для соединения насоса с приводом.

Уплотнения применяются для предотвращения утечек через зазоры при сопряжении вращающихся деталей и неподвижных частей корпуса.

Наибольшее распространение в качестве уплотнений центробежных насосов получили сальники, а самым распространенным типом сальника в насосах, устанавливаемых на химических заводах, является сальник с плетеной набивкой и кольцом гидравлического уплотнения, через которое в сальник вводится вода, масло, нерастворимое в перекачиваемой среде, или другая жидкость. Основное назначение сальника – уплотнять вал в месте прохода его через корпус насоса, т.е. не допускать просачивания большого количества жидкости из насоса по валу наружу или проникновения наружного воздуха в корпус. Помимо этого, сальник выполняет функции подшипника, в котором вращается вал, и воспринимает вес рабочего колеса и части вала, а также вибрационные усилия, возникающие от движения жидкости и неполной уравновешенности вала и колеса. Особенно большую нагрузку испытывают сальники в насосах наиболее распространенного типа – консольных.

Для нормальной работы сальника необходимо, чтобы он не нагревался, был чистым и смазанным. При правильно набитом и затянутом сальнике утечка жидкости через него наружу не должна превышать 30–40 капель в 1 мин. Попытки полностью ликвидировать утечку приводят к тому, что сальниковая набивка и вал начинают нагреваться, смазка из набивки выплавляется и вытекает, в результате чего утечка, временно приостановленная такой затяжкой, вскоре возникает вновь в увеличенном размере и сальник приходится перенабивать. Вал также сильно страдает от нагрева и истирания, особенно если в перекачиваемой жидкости содержатся взвешенные частицы, проникающие в набивку.

Через отверстие, просверленное в корпусе насоса, к кольцу гидравлического уплотнения обычно подводится водопроводная вода, смазка или другая жидкость под давлением, превышающим давление перекачиваемой

среды в корпусе насоса около сальника не менее чем на 0,25–0,3 атм. В большинстве случаев для этих целей применяют воду. При хорошо набитом сальнике примесь ее к перекачиваемой жидкости настолько мала, что в подавляющем большинстве случаев она не влияет на свойства перекачиваемой жидкости. Когда подмешивание воды к перекачиваемой среде недопустимо, воду заменяют другой приемлемой для данного случая жидкостью или подают в сальник смазку под давлением.

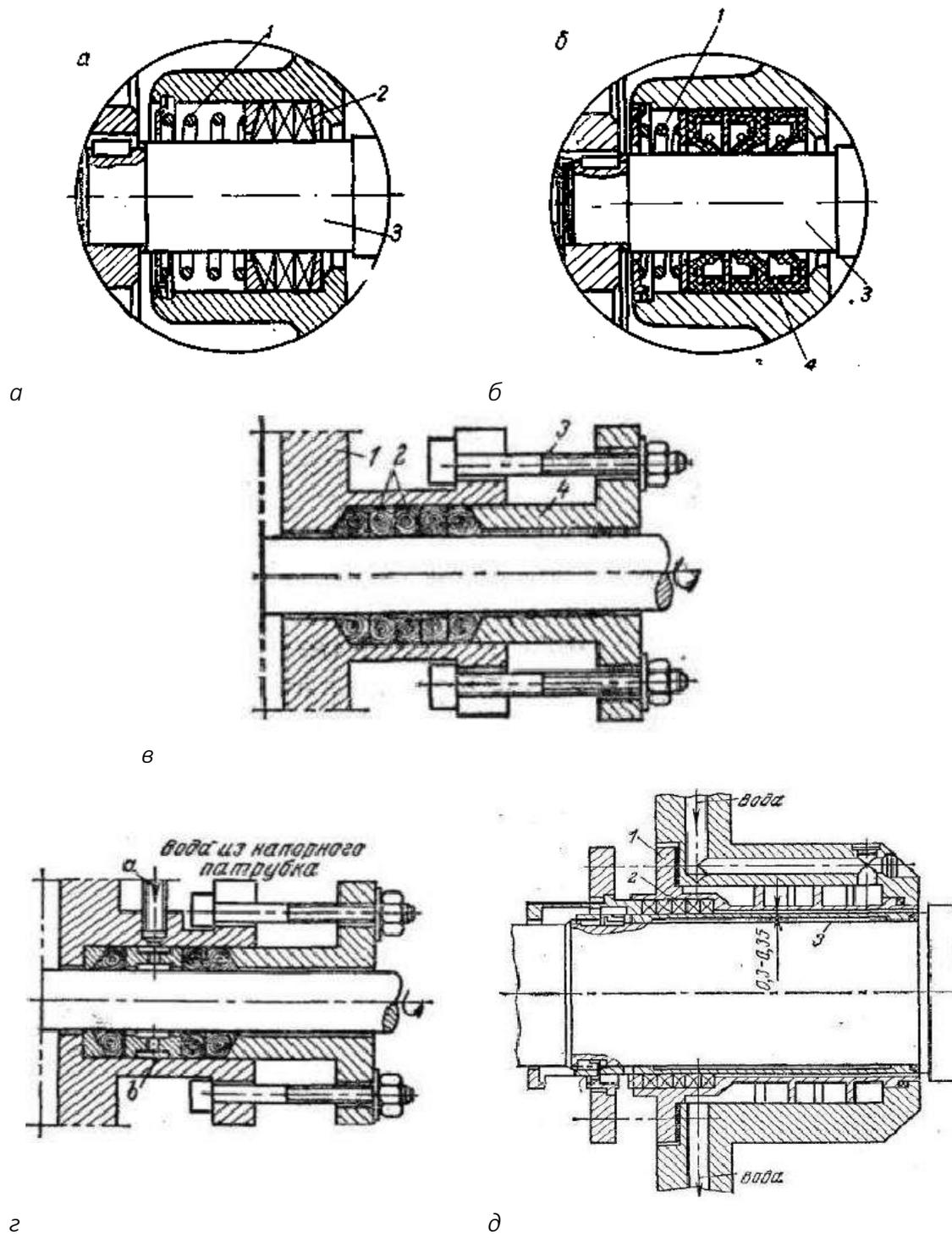
Затворная жидкость препятствует проникновению перекачиваемой среды не только наружу (что очень важно при взрывоопасных, агрессивных и имеющих сильный запах средах), но и внутрь набивки. Это особенно необходимо при перекачке жидкостей, содержащих абразивные примеси, так как в этом случае не допускается отложение их в набивке сальника (присутствие абразивных частиц в набивке привело бы к быстрому истиранию вала).

Как правило, подтягивание сальника осуществляется путем периодического завертывания гаек у шпилек нажимной буксы. Однако легко перетянуть сальник или, наоборот, недоуплотнить его. Во избежание этого для уплотнения набивки вместо шпилек нередко применяют пружины (рисунок 5.9, а) [9].

Мягкая набивка, заключенная между двумя металлическими кольцами, сдавливается пружиной, фиксируемой с помощью запорного кольца. Набивка в течение длительного периода работы испытывает почти постоянную нагрузку. Материалом для мягкой набивки могут служить: прографиченный и прорезиненный асбестовый шнур, пенька или бумажная пряжа, пропитанная салом, резиновые и фторопластовые кольца или жгуты [9].

В последнее время все чаще вместо сальникового уплотнения с мягкой набивкой начинают применять манжетные уплотнения (см. рисунок 5.9, б) и торцевые уплотнения. В цилиндрической полости, окружающей вал, устанавливают последовательно две манжеты из маслостойкой резины, стальное прокладочное кольцо, еще одну манжету, второе кольцо, пружину и запорное кольцо. Внутри каждой манжеты имеется пружинное кольцо и кольцо жесткости.

Существуют насосы, в которых для увеличения герметичности сальника при остановке насоса применяется так называемое «стояночное уплотнение». В этой конструкции во время работы давление перекачиваемой жидкости на сальник снижается лопастями, отлитыми с рабочим колесом на стороне сальника (или вторым колесом – импеллером, – установленным рядом с рабочим колесом). Эти лопасти отводят жидкость, проникшую к сальнику,

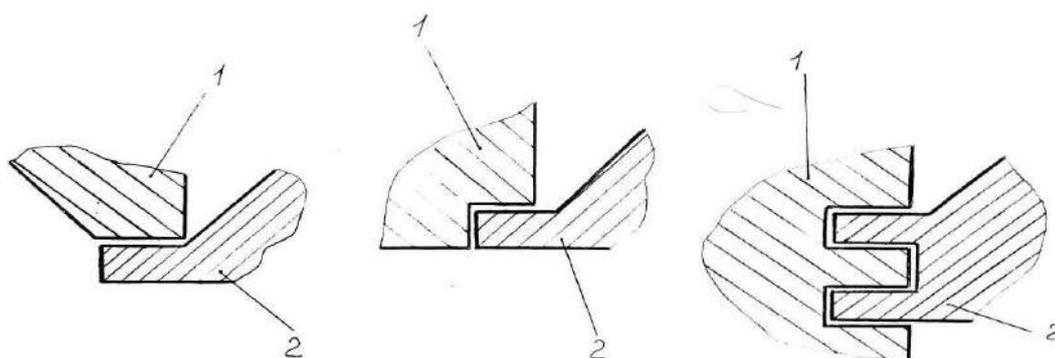


а – мягкой набивкой с помощью пружины; б – манжетами;
 в – мягкой набивкой; г – с водяным уплотнением;
 д – сальниковое уплотнение вала насоса, подающего горячую воду;
 1 – пружина; 2 – набивка; 3 – вал; 4 – манжета

Рисунок 5.9. – Сальниковое уплотнение вала центробежного насоса

в зазоры между рабочим колесом и корпусом. При остановке насоса вал его автоматически перемещается в осевом направлении в сторону привода, и набивка уплотняется, обеспечивая дополнительную плотность сальника. Уплотнение подобного рода применяется в насосах, предназначенных для перекачки особо агрессивных, взрывоопасных и токсичных жидкостей, например, в кислотных насосах типа Х.

К уплотнениям рабочего колеса с корпусом относят также уплотнения углового, кольцевого и лабиринтного типов (рисунок 5.10) [9].



а – углового; *б* – кольцевого; *в* – лабиринтного типов

Рисунок 5.10. – Уплотнения

Уплотнение рабочего колеса с корпусом должны минимизировать перетекание жидкости из области высокого давления в область низкого давления.

Задача решается за счет повышения гидравлического сопротивления между движущимися частями (колесо) и неподвижными (подвод), уплотнения кольцевого (низконапорные), углового (средненапорные) и лабиринтного (высоконапорные) типов [9].

Уплотнение реализуется за счет уплотнительных колец (рисунок 5.11) [9].

Рисунок 5.11, *а* дает представление об уплотнении из резиновых колец на давления до 10 МПа. В этом уплотнении пара трения состоит из неподвижного резинового кольца *1* и фасонного металлического кольца *2*. Поддержание необходимого натяга уплотнения достигается пружиной *3* и отчасти внутренним эластичным кольцом *4*.

На рисунке 5.11, *б* показано аналогичное уплотнение с той лишь разницей, что фторопластовое кольцо *1* пары трения и внутреннее резиновое кольцо *4* выполнены коническими. Уплотнения этого типа применяются на давления до 0,5 МПа для воды и агрессивных жидкостей.

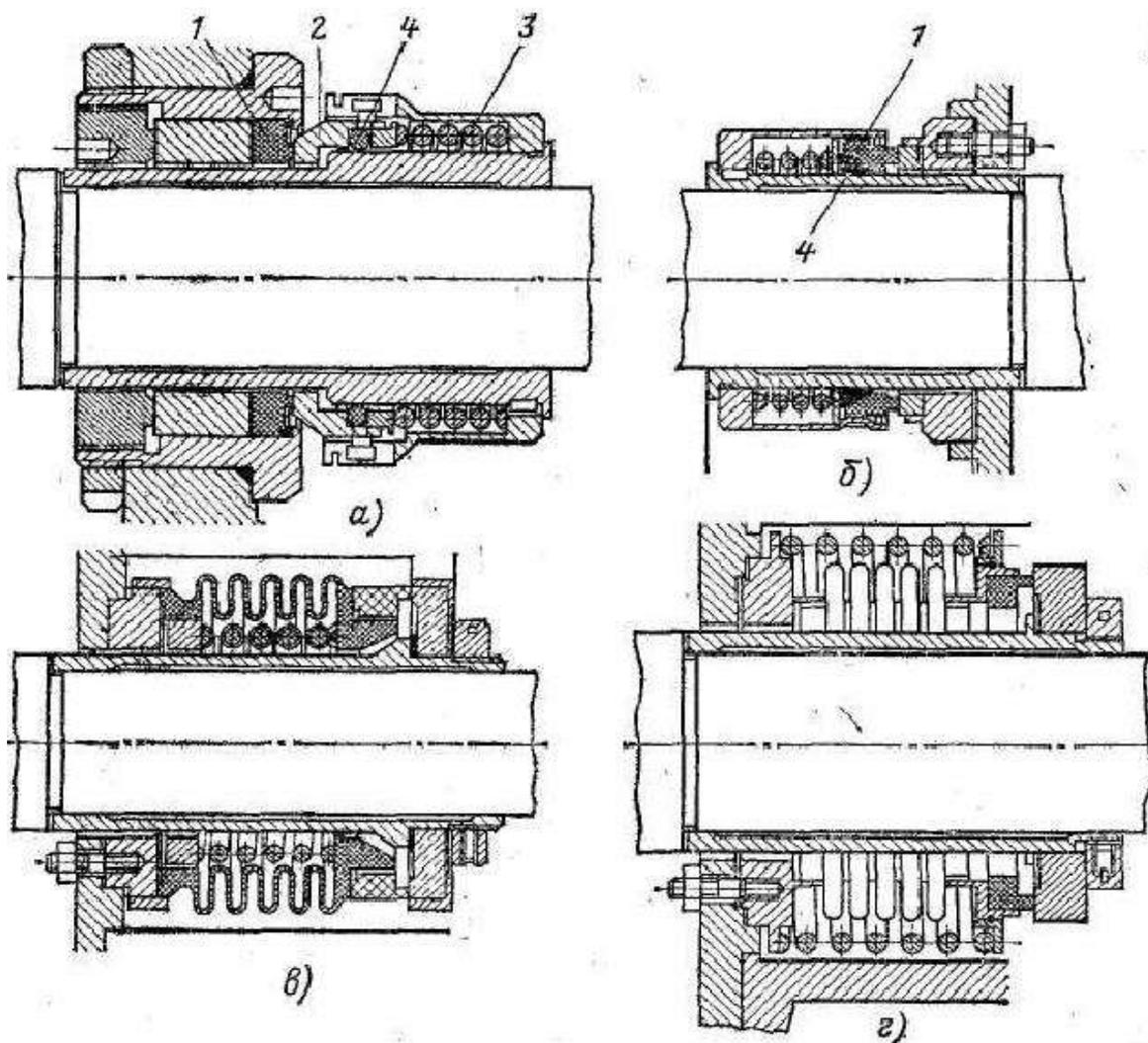


Рисунок 5.11. – Торцевое уплотнение

Подшипники делятся на подшипники качения и скольжения.

Тип подшипника выбирается в зависимости от частоты оборотов рабочего колеса при $n > 500$ об/мин – подшипники качения; $n < 500$ об/мин – подшипники скольжения.

Для уменьшения трения и предотвращения разрушения подшипники качения смазывают (солидол, технический вазелин, автол, турбинное масло и др.).

Подшипники скольжения с баббитовыми вкладышами смазывают жидким маслом, с резиновыми вкладышами – водой (очищенной без примеси песка или других абразивных включений)

Типы горизонтальных динамических насосов

Тип К и КМ (ГОСТ 22247-76) – для подачи воды и других чистых сред с температурой до $105\text{ }^{\circ}\text{C}$ (подача от 4,5 до $360\text{ м}^3/\text{ч}$ при напоре 8,8–90 м).

Например, 4К-90/34:4 – диаметр входного патрубка уменьшенный в 25 раз $25 \cdot 4 = 100$ мм, К – консольный, 90 м³/ч – подача, 34 м – напор; или 4К-12, где 12 – коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз.

Тип НД (ГОСТ 10272-73) – насос с двусторонним входом – предназначен для подачи воды и других чистых сред с температурой до 100 °С с подачей от 200 до 125 000 м³/ч при напоре от 12 до 137 м.

НДв – насос двусторонний высоконапорный;

НДс – насос двусторонний средненапорный;

НДн – насос двусторонний низконапорный.

Маркируются аНДс – где *a* – диаметр входного патрубка, насос двусторонний средненапорный.

Тип МД (ГОСТ 10407-70) – многоступенчатые насосы применяются для получения высоких напоров.

МД – многоступенчатый, Д – одно колесо с двусторонним подводом.

МС – насос многоступенчатый секционный.

Маркировка: М-аМ- n_s х*i*:*a* – диаметр входного патрубка; М – многоступенчатый, n_s – коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз.

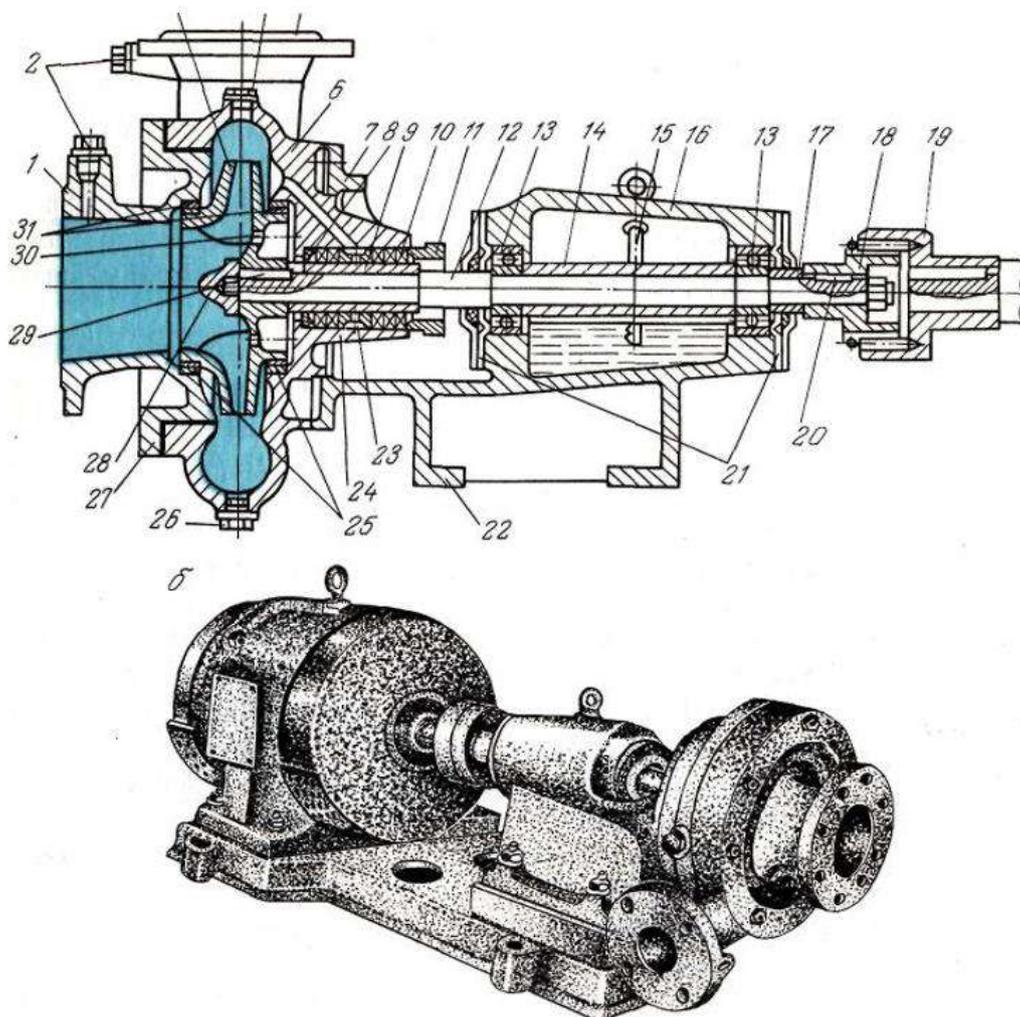
Тип МС-ЦНС Q_ч-Н (по ГОСТ 10407-70), где Ц – центробежный; Н – насос; С – секционный; Q_ч – подача (м³/ч); Н – напор, м (при максимальном значении КПД).

2. Конструкция горизонтального консольного насоса

Горизонтальные центробежные насосы составляют наиболее обширную группу лопастных динамических насосов, используемых во всех отраслях народного хозяйства. Конструктивное исполнение их достаточно разнообразно [3].

На рисунке 5.12 показан многоступенчатый центробежный консольный насос типа К. Рабочее колесо с односторонним входом с помощью цилиндрической шпонки и накидной гайки закреплено на валу, на противоположном конце которого закреплена полумуфта. Вал вращается на двух опорах, которыми служат шариковые подшипники, установленные в корпусе. Для смазки подшипников в корпусе имеется масляная ванна. Рабочее колесо размещается в корпусе насоса, который представляет собой чугунный спиральный отвод. С торцевой стороны корпус закрывается съемной крышкой, выполненной за одно целое со всасывающим патрубком. Напорный патрубок у всех насосов типа К в зависимости от условий монтажа может быть повернут на 90, 180 и 270°. Вал насоса, защищенный от износа втулкой, проходит через сальник,

корпус которого отливается совместно с корпусом насоса. Для уравновешивания осевой силы давления на рабочем колесе сделано двустороннее уплотнение и разгрузочные отверстия. Для заполнения корпуса насоса жидкой средой перед запуском в верхней его части предусмотрено отверстие. Через сливное отверстие, закрытое пробкой, производится опорожнение корпуса насоса. Сальник насоса обеспечен гидравлическим уплотнением [3].

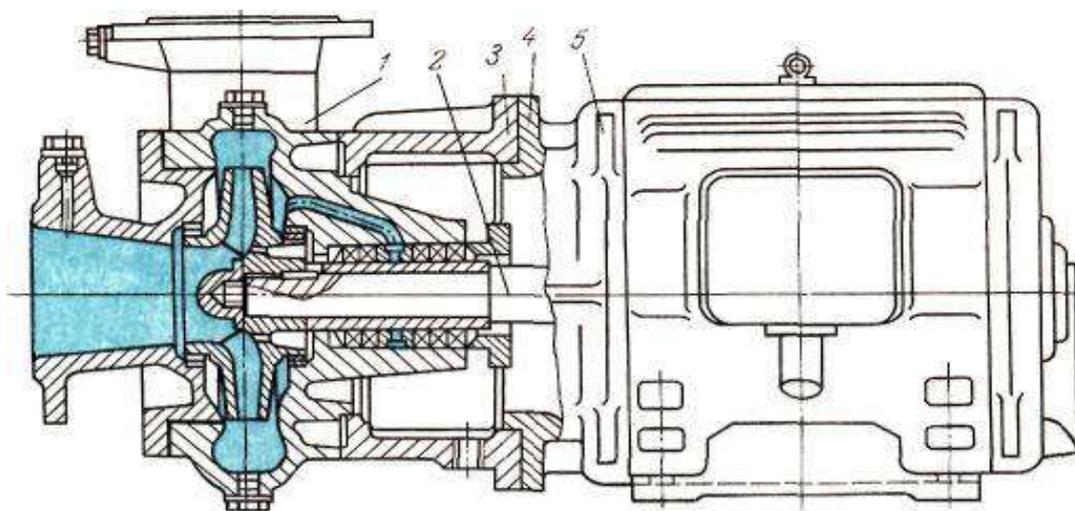


a – разрез; *б* – общий вид;

1 – ввод (всасывающий патрубок); 2 – пробки отверстий для подключения приборов, измеряющих давление; 3 – рабочее колесо; 4 – пробка отверстия для подключения вакуум-насоса; 5 – напорный патрубок; 6 – корпус (спиральный отвод); 7 – кронштейн; 8 – грундбукса; 9 – защитная втулка; 10 – набивка сальника; 11 – крышка сальника; 12 – вал; 13 – шариковый подшипник; 14 – распорная втулка; 15 – щуп; 16 – корпус подшипников с масляной ванной; 17 – распорная втулка; 18 и 19 – полумуфты; 20 – шпонка; 21 – крышка подшипника; 22 – станина; 23 – кольцо гидроуплотнения; 24 – корпус сальника; 25 – защитные кольца; 26 – пробка; 27 – крышка; 28 – накидная гайка; 29 – шпонка; 30 – разгрузочные отверстия; 31 – уплотняющие кольца

Рисунок 5.12. – Горизонтальный центробежный насос (тип К)

Отличительной особенностью насосов типа КМ (рисунок 5.13) является отсутствие опорной стойки, корпус насоса через фонарь непосредственно крепится к фланцевому щиту электродвигателя, на удлиненном валу которого закреплено рабочее колесо. Такая конструкция насоса значительно сокращает габариты агрегата (насос-электродвигатель) в осевом направлении [3].



1 – насос; 2 – вал; 3 – фонарь; 4 – фланцевый щит;
5 – электродвигатель

Рисунок 5.13. – Разрез горизонтального центробежного моноблочного насоса (тип КМ)

Насосы типа К и КМ (ГОСТ 22247-76) предназначены для подачи чистой воды и других чистых жидких сред с температурой до 105 °С. Подача их составляет 4,5...360 м³/ч при напоре 8,8...90 м. Эти насосы в соответствии с ГОСТом имеют следующие маркировки: К- Q_c / H и КМ- Q_c / H , где К – консольный; КМ – консольный моноблочный; Q_c – подача (м³/ч); H – напор (м) при максимальном значении КПД [3].

3. Центробежный насос с двусторонним подводом жидкости к рабочему колесу

Горизонтальный центробежный насос с двусторонним входом типа Д показан на рисунке 5.14. Рабочее колесо закреплено на стальном валу с помощью цилиндрической шпонки и защитно-упорных втулок. Вал вращается в двух подшипниках скольжения с кольцевой смазкой. Случайные осевые силы давления воспринимаются радиально-осевым шариковым подшипником. Корпус насоса

имеет горизонтальный разъем по оси вала, что значительно облегчает разборку насоса. Все корпусные детали и рабочее колесо выполнены из чугуна. Насосы типа Д предназначены для подачи воды и других чистых жидких сред с температурой до 100 °С в количестве от 200 до 12 500 м³/ч при напоре от 12 до 137 м [3].

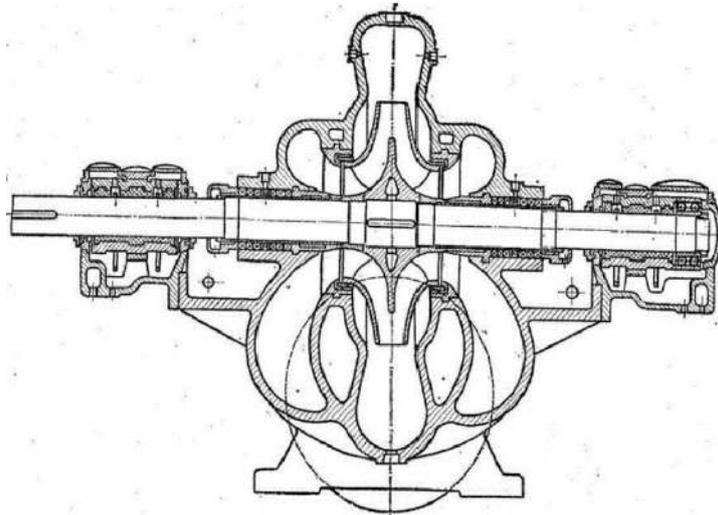


Рисунок 5.14. – Горизонтальный центробежный насос с двусторонним входом (тип Д)

В соответствии с ГОСТ 10272-73 они маркируются как ДQ-Н, где Д – двусторонний вход; Q – подача (м³/ч); Н – напор (м) при максимальном КПД.

По некоторым ГОСТам эти насосы подразделялись на три группы: НДв – высоконапорные; НДс – средненапорные; НДн – низконапорные и имели маркировку аНД- n_s , где а – диаметр входного патрубка; Н – насос; Д – двусторонний (с припиской индекса в, с, н); n_s – коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз [3].

4. Вертикальные центробежные насосы

При проектировании наземных насосных станций различного назначения и при определенных условиях компоновка здания может получиться более целесообразной, если использовать насосы с вертикальным расположением вала; для оборудования подземных источников систем водоснабжения используются только вертикальные насосы [3].

На рисунке 5.15 показан вертикальный центробежный насос типа В. Конструкция всех основных деталей принципиально не отличается от аналогичных деталей консольного насоса горизонтального исполнения [3].

Вес всех вращающихся деталей в этом случае воспринимается упорным подшипником (подпятником) электродвигателя, расположенного над насосом.



Рисунок 5.15. – Вертикальный центробежный насос типа В

Радиальной опорой вала насоса служит подшипник с лигнофолевым вкладышем и водяной смазкой. Вал насоса соединяется с валом электродвигателя жесткими муфтами через ряд секций трансмиссионного вала, число которых зависит от расстояния между электродвигателем и насосом. Спиральный отвод (корпус) имеет тавровые ребра и опирается на фундаментные плиты опорными лапами. Насосы типа В (ГОСТ 19740-74) предназначены для подачи чистой воды от 3600 до 125 000 м³/ч при напоре 22,0–110 м с температурой до 35 °С [3].

Они маркируются D_nB-Q_c/H , где D_n – диаметр напорного патрубка; В – вертикальный; Q_c – подача (м³/ч); H – напор (м) при максимальном КПД.

Лекция 6 НАСОСЫ ТРЕНИЯ

1. Вихревые насосы.
2. Шнековые насосы.
3. Струйные насосы.
4. Воздушные подъемники (эрлифты).

1. Вихревые насосы

Вихревые насосы служат для перекачки чистых и невязких жидкостей, не содержащих взвешенных частиц. Это значительно ограничивает область их применения в химической промышленности. Использование центробежной силы для нагнетания жидкости и применение лопастного колеса создают впечатление большой схожести вихревого насоса с центробежным. Однако в вихревом насосе центробежная сила используется иначе [3; 12].

На рисунке 6.1 показана схема вихревого насоса. Рабочее колесо 1 размещено в корпусе 2. Жидкая среда к рабочему колесу подводится через всасывающий патрубок 4 и отводится через напорный патрубок 5. От всасывающего до напорного патрубка по ходу вращения колеса в корпусе насоса делается канал 3, а в верхней части между патрубками колесо с минимальным зазором подходит к корпусу [3; 12].

У вихревых насосов бывает два типа рабочих колес: открытое (рисунок 6.1) и закрытое (рисунок 6.2).

Открытое рабочее колесо представляет собой металлический диск, по периферии которого с обеих сторон сделаны пазы, образующие своеобразные лопатки (лопаток от 12 до 24), а закрытое – это цилиндрическая ступица с плоскими радиальными лопатками (от 18 до 30).

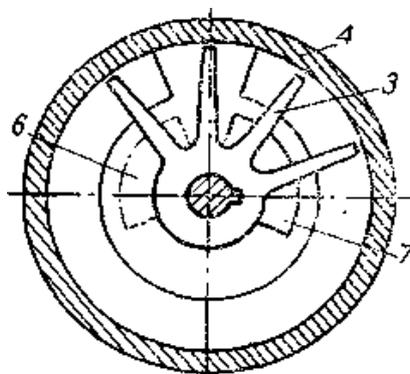
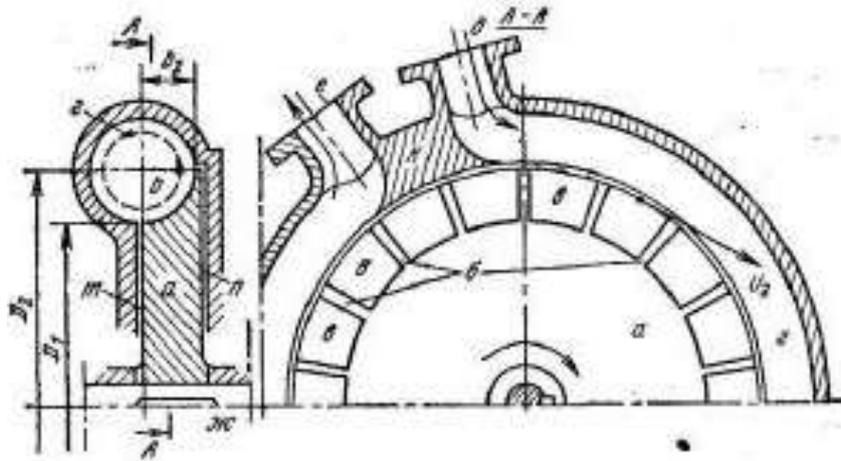


Рисунок 6.1. – Схема рабочего колеса вихревого насоса открытого типа



а - рабочее колесо; б – лопасти рабочего колеса; в – межлопастные каналы;
 г – отвод; д – всасывающий патрубок; ж – вал рабочего колеса;
 к – разделитель потока

Рисунок 6.2. – Схема рабочего колеса вихревого насоса закрытого типа

Вихревой насос – это насос трения, и его работа осуществляется следующим образом. Каждая частичка жидкой среды, попадая на вращающееся рабочее колесо, получает приращение энергии и выбрасывается в кольцевой канал, откуда снова попадает в пазы рабочего колеса, где дополнительно получает приращение энергии. Таким образом, в проточной части насоса образуется вихревой жгут, энергия которого от входа до выхода возрастает за счет получения многократного приращения энергии каждой частичке жидкой среды (рисунок 6.3).

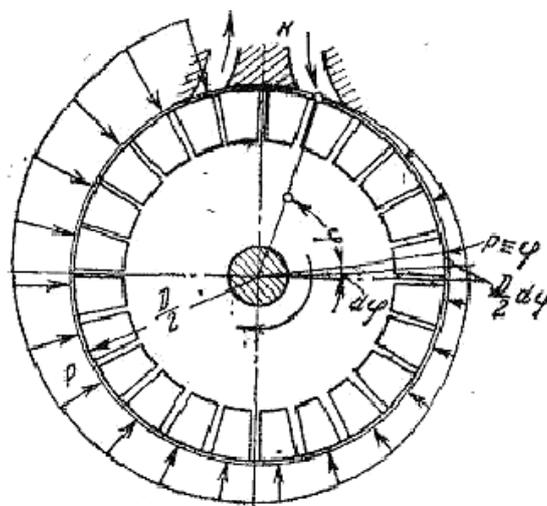


Рисунок 6.3. – Распределение давления по длине отвода вихревого насоса

Вихревые насосы по сравнению с центробежными, при равных диаметрах рабочих колес и одинаковой частоте вращения, создают напор в 3–7 раза выше. Кроме того, вихревые насосы обладают большой высотой самовсасывания (до 4 м), т.е. способны при запуске засасывать жидкость без предварительного заполнения всасывающего трубопровода. Многие вихревые насосы могут работать на смеси жидкости и газа. Однако ввиду больших затрат энергии на трение они имеют низкий КПД от 25–48%. Наиболее распространенные конструкции имеют КПД 35–38%. Низкий КПД препятствует применению вихревого насоса при больших мощностях [3].

Вихревые насосы характеризуются сравнительно небольшой производительностью (до 12 л/с) при высоких развиваемых напорах (достигает 240 м). Коэффициент их быстроходности лежит в пределах 6–40, практически недостижимых для центробежных насосов. Число оборотов вихревого насоса, как и лопастного, ограничено кавитационными явлениями, следовательно, насос может быть соединен непосредственно с электродвигателем.

Напор вихревого насоса определяется по формуле

$$H = \frac{P_H - P_B}{\rho g}. \quad (6.1)$$

Если Q – расход жидкости, проходящей через канал вихревого насоса, то полезная мощность вихревого рабочего процесса равна

$$N = (P_H - P_B) \cdot Q. \quad (6.2)$$

Принимая во внимание наличие объемных потерь в уплотнениях канала $\eta_{o,k}$, потерь из-за утечек через уплотнение перемычки η_o , гидравлических потерь канала $\eta_{z,k}$, а также потерь вихревого рабочего процесса $\eta_{p,n}$, получаем:

$$\eta_{z,k} \cdot \eta_{p,n} \cdot \eta_{o,k} \cdot \eta_o = \frac{Q}{uS}. \quad (6.3)$$

Оптимальный режим вихревого рабочего процесса получается при $Q \approx 0,5uS$. При этом, если $\eta_{z,k} \eta_{p,n} \eta_{o,k} \eta_o = 0,5$, то максимальный полный КПД вихревого насоса $\eta_{\max} \leq 0,5$. Таким образом, вихревой рабочий процесс сопровождается большими потерями энергии, что обуславливает низкий КПД [7].

Из характеристики вихревого насоса (рисунок 6.4) видно, что в общем случае насос следует запускать при открытой задвижке на напорном патрубке, т.к. потребляемая мощность при этом минимальна [3].

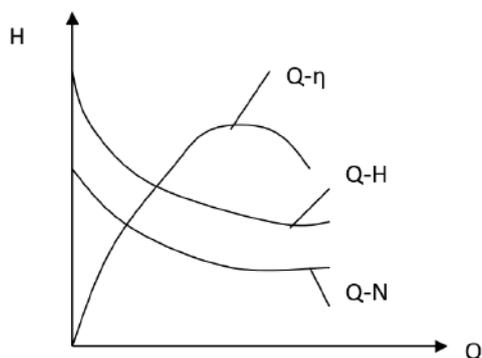


Рисунок 6.4. – Характеристика вихревого насоса

Регулирование подачи насоса можно регулировать методом дросселирования, но более экономично для вихревых насосов применять метод перепуска части жидкой среды из напорной линии во всасывающую с помощью перепускного трубопровода (байпаса) [3].

Вихревой насос иногда снабжают воздушным колпаком с воздухоотводной спиралью. Колпак устанавливают на нагнетательном штуцере. Насос с таким колпаком обладает свойством самовсасывания, т.е. не требует предварительной заливки. После остановки как в насосе, так и в колпаке остается жидкость. При пуске насос начинает выбрасывать жидкость в колпак. В результате создающегося в корпусе разрежения жидкость начинает подниматься по всасывающему трубопроводу, вытесняя содержащийся в нем воздух в насос. Из насоса воздух попадает в колпак, где через спираль выходит в нагнетательный трубопровод, жидкость же возвращается в насос. Это продолжается до тех пор, пока весь воздух не окажется вытесненным из всасывающего трубопровода. С этого момента насос начинает подавать в колпак жидкость без примеси воздуха. Жидкость устремляется в колпак и далее поступает в напорный трубопровод. Начинается устойчивая перекачка. Самовсасывающий насос способен возобновить работу при временном обрыве струи (в случае вспенивания жидкости, попадания в насос воздуха и т.п.). Вихревой насос без воздушного колпака не может работать как самовсасывающий. Очевидно, что путем установки колпака аналогичной конструкции на центробежный насос его можно превратить в самовсасывающий. Таким самовсасывающим центробежным насосом является, например, насос марки С, предназначенный для перекачивания жидкостей, сильно загрязненных твердыми примесями.

Сочетание центробежной и вихревой ступеней в одном насосе (двухступенчатый насос) позволяет значительно повысить подачу, напор и высоту самовсасывания по сравнению с центробежным [10].

В соответствии с ГОСТ 10392-68 вихревые и центробежно-вихревые насосы выпускаются следующих типов [11]:

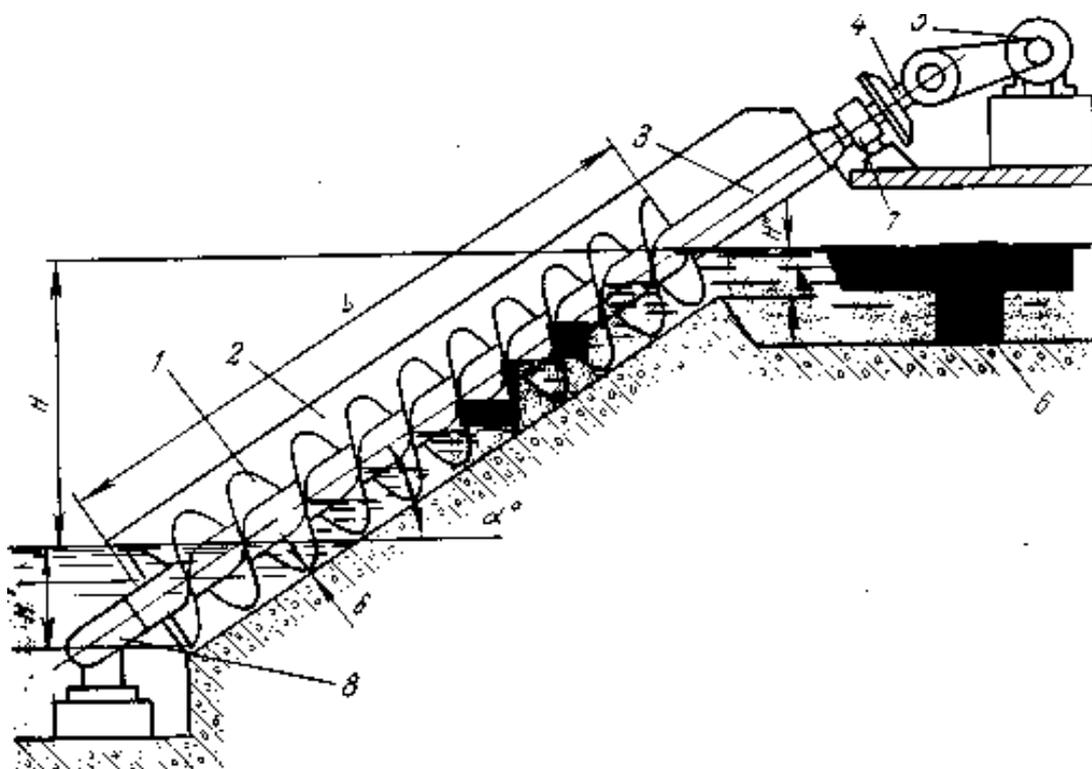
- В – вихревой с проходным валом;
- ВС – то же, самовсасывающий;
- ВК – вихревой консольный;
- ВКС – то же, самовсасывающий;
- ВКО – то же, обогреваемый (охлаждаемый);
- ЦВ – центробежно-вихревой;
- ЦВС – то же, самовсасывающий.

Марка вихревого насоса обозначается как, например, ВС-6,3/30, где ВС – вихревой самовсасывающий; 6,3 – подача, л/с; 30 – напор, м.

Вихревые насосы имеют подачу 1,8–22,7 м³/ч при напоре от 16 до 40 м. Центробежно-вихревые насосы имеют подачу 14,4–22,7 м³/ч, при напоре 80–160 м. Высота самовсасывания 6 м [3].

2. Шнековые насосы

Конструктивная схема шнекового насоса показана на рисунке 6.5.



- 1 – шнек; 2 – лоток; 3 – вал; 4 – передача; 5 – электродвигатель;
- 6 – отводящий лоток; 7 – верхний подшипник; 8 – нижний подшипник

Рисунок 6.5. – Шнековый насос

Основным рабочим органом насоса является шнек 1, представляющий собой сплошной или пустотелый цилиндр (ступица) с навитой на него двух- или трехзаходной спиралью. Шнек размещается в лотке 2 и вращается в двух подшипниках 7, 8. Лоток выполняется из металла или железобетона закрытой либо открытой конструкции. Шнек приводится во вращение от электродвигателя 5 через передачу 4. Частота вращения шнека 25–115 об/мин. Подача насоса зависит от диаметра шнека (0,28...3,0 м) и равна 0,01...2,7 м³/с при подъеме жидкой среды на высоту 2,25...5,2 м. КПД насоса составляет 0,56...0,75 [3].

Большим преимуществом шнековых насосов является простота их конструкции. Их применение дает возможность значительно упростить конструкцию некоторых канализационных станций [3].

В Беларуси шнековые насосы пока не нашли широкого применения.

3. Струйные насосы

Струйный насос работает на принципе использования кинетической энергии струи рабочего тела, подводимого к смесительной камере, и передачи этой энергии потоку перекачиваемой жидкой среды. Рабочим телом в струйных насосах могут быть жидкая среда (гидроэлеваторы), газ или пар (эжекторы) [3].

На рисунке 6.6 показана принципиальная схема струйного насоса.

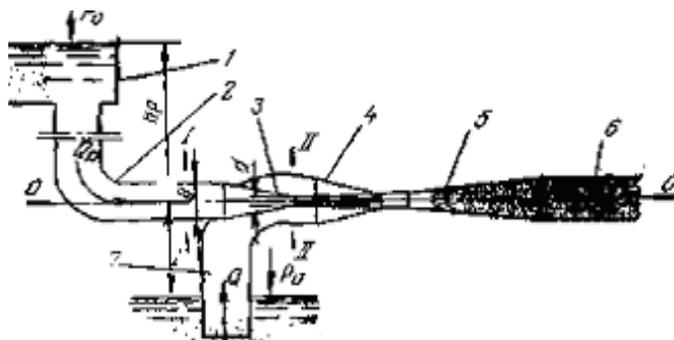


Рисунок 6.6. – Схема струйного насоса

Рабочее тело от источника энергии 1 (источником энергии могут служить напорный бак, отдельный насос, резервуар со сжатым воздухом, сжатый пар) по подводящей трубе 2 подается к соплу 3, при выходе из которого поток приобретает максимальную кинетическую энергию. В сечении II–II создается вакуумметрическое давление, благодаря чему жидкая среда

в количестве Q м/с по всасывающей трубе 7 поступает в камеру смешения 4, где происходит турбулентное смешение рабочего и присоединенного потоков, и подгоняемая жидкая среда рабочим потоком через диффузор 5 уносится в отводящий трубопровод 6 [3].

В диффузоре часть кинетической энергии преобразуется в потенциальную, т.е. повышается статический напор. Если для сечений I–I и II–II относительно плоскости сравнения 0–0 записать уравнение Бернулли, то после несложных преобразований получим выражение, по которому подсчитывается вакуумметрический напор в камере 4 [3]:

$$H_{\text{вак}} = \frac{8Q_p^2}{\pi^2 g} \left(\frac{1}{D^4} - \frac{1+\xi}{d^4} \right), \quad (6.2)$$

где Q_p – подача рабочего тела от источника энергии, м³/с;

D – диаметр подводящего трубопровода, м;

d – диаметр выходного отверстия сопла, м;

ξ – коэффициент сопротивления участка между сечениями I–I и II–II.

КПД насоса может быть подсчитан как отношение мощности, затраченной на подъем жидкой среды, к мощности струи в сопле [3]:

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{\rho_p g Q_p H_p}, \quad (6.3)$$

где Q и Q_p – соответственно количество жидкой среды, всасываемой насосом, и рабочего потока, м³/с;

H и H_p – высота подъема и рабочий напор, м.

Отношение $\frac{Q}{Q_p} = \alpha$ называется коэффициентом подмешивания

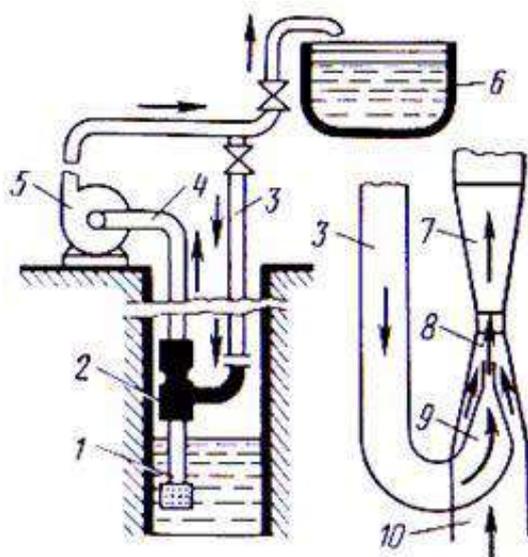
(инъекции), а $\frac{H}{H_p} = \beta$ – коэффициентом напора.

Действительное значение КПД струйных насосов, достигаемое на практике, составляет 0,25...0,3.

Имеется несколько методов расчета струйных насосов, на основании которых определяются основные геометрические размеры насоса: оптимальное значение диаметра сопла, диаметра и длины камеры смешения, размеры диффузора [3].

Водоструйные установки используют для забора воды из трубчатых и шахтных колодцев. Схема водоструйной установки приведена на рисунке 6.7, центробежный насос 5 подает часть воды (рабочую воду) по напорной трубе 3 к соплу 9 водоструйного насоса 2. Из него с большой скоростью она попадает

в смесительную камеру 8, в которой создается разрежение и вода из источника подсасывается и перемешивается с рабочей водой. Далее смешанный поток проходит через диффузор 7, где давление увеличивается (за счет уменьшения скорости потока) до величины, необходимой для подъема воды по трубе 4 на уровень, с которого может работать центробежный насос.



1 – всасывающая труба; 2 – водоструйный насос; 3 – напорная труба; 4 – подъемная труба;
5 – центробежный насос; 6 – бак; 7 – диффузор; 8 – смесительная камера диффузора;
9 – коническая насадка (сопло); 10 – всасывающий патрубок насоса

Рисунок 6.7. – Водоструйная установка (слева)
и водоструйный насос

Совместная работа водоструйного и центробежного насосов позволяет поднимать воду из глубоких колодцев при размещении центробежного насоса на поверхности земли. Конец всасывающей трубы устанавливают ниже динамического уровня воды в колодце. Центробежный насос подбирают с такой подачей, чтобы он обеспечивал водой потребителя и питание водоструйного насоса. Водоструйные установки просты по устройству и надежны в эксплуатации, однако их КПД не превышает 30...32%.

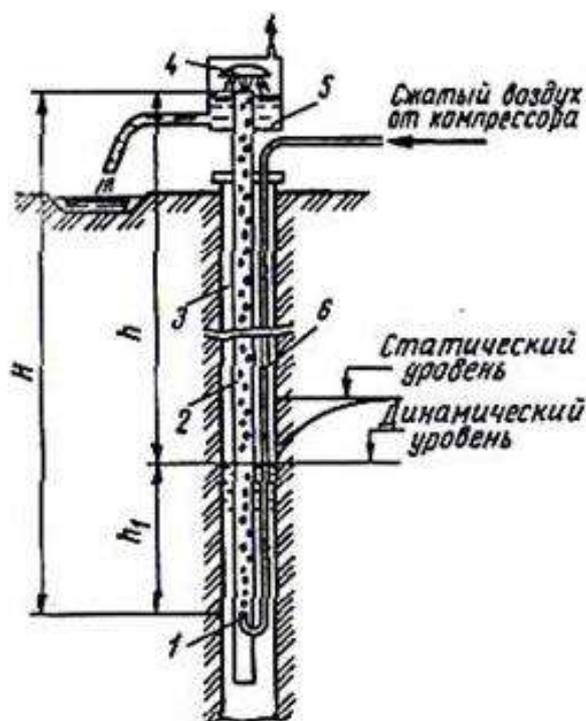
Струйные насосы нашли широкое применение во многих отраслях техники. Они используются для подъема сточных и грунтовых вод, для отсоса воздуха из всасывающей линии при запуске больших центробежных насосов, для транспортировки грунтовой массы при гидромеханизации земляных работ, транспортировки золы и шлака в котельных установках и т.д. [3].

Преимуществом струйных насосов является простота их конструкции, недостатком – низкий КПД.

4. Воздушные водоподъемники (эрлифты)

Воздушные водоподъемники не включены в общую классификацию насосов в соответствии с ГОСТ 17398-72. Однако по принципу работы их можно отнести к насосам трения. Эти водоподъемники находят применение для подъема воды из скважин, а также их используют для промывки буровых колодцев в процессе их сооружения [3].

Воздушный водоподъемник (эрлифт) представляет собой опущенную в скважину 3 (рисунок 6.8) водоподъемную трубу 2, в которую с помощью форсунки 1 (или участок перфорированной трубы, плотно опоясанный кожухом) по трубе 6 подается сжатый воздух от компрессора. Образовавшаяся в трубе 2 водовоздушная смесь (эмульсия) поднимается к приемному баку 5 с водоотделителем 4, где воздух отделяется и уходит в атмосферу, а вода сливается по трубе в сборный резервуар, из которого насосами подается в сеть или водонапорную башню [3].



1 – форсунка; 2 – водоподъемная труба; 3 – обсадная труба; 4 – водоотделитель;
5 – приемный бак; 6 – воздушная труба

Рисунок 6.8. – Схема воздушного водоподъемника
(эрлифта)

Относительная простота устройства, надежность в работе (т.к. нет движущихся деталей в скважине), возможность подъема воды из наклонных, а также глубоких скважин малого диаметра, содержащих воду с песком, – эти преимущества эрлифтов определили их применение для целей пастбищного водоснабжения из трубчатых колодцев диаметром 100...150 мм и глубиной 55...90 м.

Необходимость большого заглубления водоподъемной трубы под динамический уровень, а также низкий КПД (0,2...0,25) – основные недостатки эрлифтов.

Сжатый воздух по воздухопроводу подводится к смесителю, помещенному под динамический уровень на глубину h_1 , и, проходя через отверстия в нижнюю часть водоподъемной трубы, перемешивается с водой, образуя воздушно-водяную смесь. Плотность смеси меньше плотности воды. На основании свойств сообщающихся сосудов и законов гидравлики давление в сечении I–I должно быть равным во всех точках, поэтому столб воды высотой h вне водоподъемной трубы должен уравниваться большей высотой столба воздушно-водяной смеси с меньшей плотностью внутри трубы [3].

Количество непрерывно подаваемого воздуха можно рассчитать так, чтобы столб воздушно-водяной смеси выходил на поверхность земли. В воздухоотделителе, помещенном на верхнем конце водоподъемной трубы, воздух легко отделяется от воды, выходя в атмосферу, а вода по отводящей трубе δ поступает в резервуар [3] (рисунок 6.9).

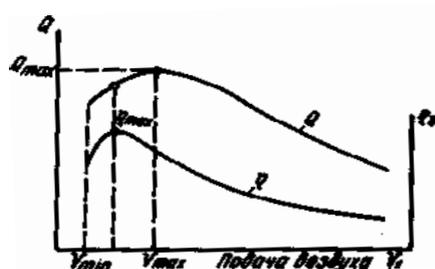


Рисунок 6.9. – Характеристика воздушного водоподъемника

Эффективность работы эрлифта во многом зависит от правильности выбора величины заглубления смесителя, которое характеризуется коэффициентом погружения

$$k = H + h.$$

По конструктивному исполнению встречаются три типа воздушных водоподъемников: нагнетательные с внешним расположением воздухопровода, с внутренним и всасывающие. Преимущества эрлифтов: простота их конструкции; возможность использования их для подъема жидкой среды с механическими примесями; возможность установки в искривленных скважинах. Недостатками эрлифтов следует считать их низкий КПД, невозможность подачи воды непосредственно в сеть и необходимость большой глубины воды в скважине [3].

ЛЕКЦИЯ 7 ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ

1. Классификация объемных насосов.
2. Поршневые насосы. Однопоршневой насос одностороннего и двустороннего действия.
3. Подача и графики подачи поршневых насосов.
4. Характеристики поршневых насосов и регулирование подачи.
5. Плунжерные насосы.
6. Диафрагменные насосы.

1. Классификация объемных насосов

Объемными называются насосы, в которых жидкая среда перемещается путем изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщаемой со входом и выходом насоса (согласно ГОСТ 17398-72) [13].

Классификация объемных насосов приведена на рисунке 7.1.



Рисунок 7.1. – Классификация объемных насосов

В поршневых (плунжерных) насосах жидкость засасывается в цилиндр и вытесняется из него под действием поршня (плунжера), совершающего внутри цилиндра возвратно-поступательное движение.

Роторные насосы перемещают жидкость с помощью вращающихся шестерен (шестеренчатые насосы), винтовой пары (винтовые), роликов (шланговые насосы).

2. Поршневые насосы.

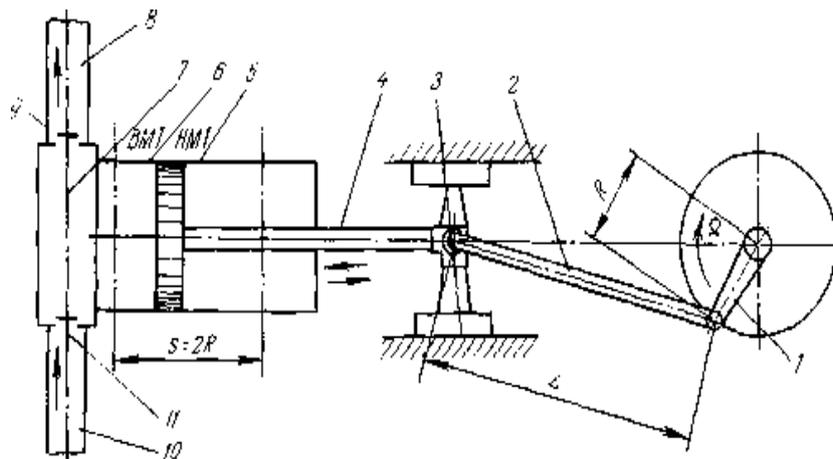
Однопоршневой насос одностороннего и двустороннего действия

Поршневыми насосами называются возвратно-поступательные насосы, у которых рабочие органы выполнены в виде поршня.

Поршневые насосы классифицируются по ряду признаков:

- 1) по числу поршней – одно-, двух-, трех- и многопоршневые;
- 2) по роду действия – на насосы одностороннего и двустороннего действия;
 - 3) по расположению рабочих органов:
 - односторонние;
 - V-образные;
 - оппозитные;
 - однорядные;
 - многорядные;
 - 4) по расположению оси цилиндра – горизонтальные, вертикальные;
 - 5) по виду привода – насосы с механическим приводом:
 - прямодействующие (поршень насоса на одном штоке с поршнем паровой машины);
 - с ручным приводом;
 - 6) по числу подач жидкости за один двойной ход поршня:
 - простого (одинарного) действия – жидкость находится по одну сторону поршня;
 - двойного действия – жидкость находится по обе стороны поршня и цилиндр имеет две клапанные коробки;
 - 7) по типу поршня:
 - собственно поршневые – поршни уплотнены упругими поршневыми кольцами;
 - плунжерные – уплотнение достигается с помощью манжет и сальников.

Одноцилиндровый поршневой насос простого действия изображен на рисунке 7.2 [13].



1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – ползун; 4 – шток; 5 – поршень; 6 – цилиндр;
7 – рабочая камера; 8 – напорный трубопровод; 9 – нагнетательный клапан;
10 – всасывающий трубопровод; 11 – всасывающий клапан

Рисунок 7.2. – Поршневой насос одностороннего действия

Он состоит из цилиндра 6, в котором поршень 5 совершает возвратно-поступательное движение (из положения *a* в положение *б* и обратно). Движение поршню передается через шток 4 от вращающегося кривошипа 1, приводящего в движение шатун 2, который преобразует вращательное движение кривошипа в возвратно-поступательное движение ползуна 3. В клапанной коробке 9 размещены всасывающий 11 и нагнетательный 9 клапаны, которые соединяют полость цилиндра с всасывающим 10 и нагнетательным 8 трубопроводами. При движении поршня из положения *a* (левого «мертвого» положения) в положение *б* (правое «мертвое» положение) в цилиндре создается разрежение, под влиянием которого жидкость заполняет всасывающую трубу, поднимает всасывающий клапан и заполняет пространство цилиндра слева от поршня. К моменту прихода поршня в положение *б* цилиндр окажется заполненным жидкостью. Все это время нагнетательный клапан остается закрытым, т.к. на него сверху давит столб жидкости в нагнетательной трубе, а под клапаном образуется разрежение. Достигнув положения *б*, поршень останавливается и затем начинает движение влево, оказывая давление на воду, заполняющую цилиндр. В результате этого всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный открывается и пропускает жидкость в нагнетательный трубопровод. По достижении поршнем левого «мертвого» положения жидкость, заполнявшая цилиндр на участке от *a* до *б*, окажется полностью вытесненной в трубопровод (оба клапана при этом закрыты). В следующее мгновение поршень возобновит движение вправо. Рабочий процесс в цилиндре повторится [13].

Особенностью поршневого насоса является наличие клапанов, попеременно автоматически отключающих внутренность цилиндра от всасывающего и нагнетательного трубопроводов. В отличие от лопастных насосов, поршневой насос способен отсасывать воздух из всасывающего трубопровода, потому при его установке не применяют никаких приспособлений для заливки.

Коленчатый вал насоса приводится во вращение через редуктор от электродвигателя, установленного на фундаментной плите. Вращательное движение преобразуется в возвратно-поступательное движение плунжеров с помощью шатунов и ползунов. Поршни насоса движутся сравнительно медленно: нормальное число двойных рабочих ходов составляет от 60 до 120 в мин. Малая скорость поршней дает возможность даже вязкой жидкости целиком заполнить цилиндр. Скорость поршня в конце хода плавно уменьшается, а перед началом обратного хода поршень на короткое время останавливается.

Таким образом, в поршневых насосах одностороннего действия за один оборот кривошипа в напорный трубопровод выталкивается один объем перекачиваемой среды, равный:

$$V = F \cdot S, \quad (7.1)$$

где F – площадь поршня, м^2

S – ход поршня, $S = 2R$, где R – радиус кривошипа.

В насосах двустороннего действия две рабочие камеры [13], поэтому у них за один оборот кривошипа будет выталкиваться объем, равный

$$V = V_I + V_{II} = FS + (F - f)S = (2F - f)S, \quad (7.2)$$

где f – площадь поперечного сечения штока.

Поршневой насос двустороннего действия представлен на рисунке 7.3 [13].

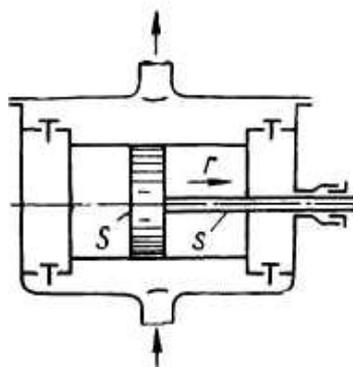


Рисунок 7.3. – Однопоршневой насос двустороннего действия

Максимально допустимое число двойных ходов n (n – число двойных ходов поршня или оборотов вала в минуту) поршневых насосов меняется в зависимости от типа клапанов и определяет их быстроходность. В зависимости от быстроходности насосов выбираются соответствующие отношения длины хода рабочего органа L к его диаметру D .

В химической промышленности поршневые насосы применяются для перекачки темных нефтепродуктов (мазут, нефть, масла) и огнеопасных жидкостей (бензол, толуол). Поршневые насосы просты по конструкции и позволяют создавать большие напоры и малые подачи, вследствие чего в химической промышленности их применяют в качестве дозаторов и реже для транспортировки жидкостей, т.к. насосы не обеспечивают высоких подач, имеют клапаны, чувствительные к загрязнениям, требуют установки предохранительных клапанов и муфт, имеют относительно большие габариты [13].

Поршни могут быть цельные и сборные. Для их уплотнения служат поршневые кольца, изготовленные из чугуна, эбонита (для воды), текстолита (для нефтепродуктов), резины и прорезиненных тканей.

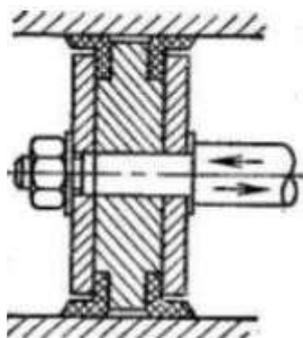


Рисунок 7.4. – Дискový поршень с уплотнением кожаными Г-образными манжетами

Цельный поршень бурового насоса (рисунок 7.5, а) состоит из стального сердечника с центральным коническим отверстием для посадки на шток и привулканизированных к нему с двух сторон резиновых манжет. Форма и размеры манжет обеспечивают предварительное их прижатие к цилиндрической втулке, самоуплотнение при действии давления жидкости и удержание на трущейся поверхности жидкости, служащей смазкой.

Сборный поршень двустороннего действия (рисунок 7.5, б) на каждой стороне от разделительного фланца снабжен уплотнительной резиновой манжетой 1 и опорным пластмассовым кольцом 2, закрепленным на металлическом сердечнике шайбой 3 и пружинным кольцом 4. Опорное кольцо,

диаметр которого больше диаметра фланца сердечника, перекрывает уплотняемый зазор, чтобы в него не выдавливалась резина. Скошенная часть кольца под давлением резины деформируется и прилегает к постепенно увеличивающейся в диаметре цилиндровой втулке по мере ее изнашивания. Пластмассовое подкладочное кольцо устанавливают и в цельных резинометаллических поршнях (рисунок 7.5, а). Сборный поршень насоса одностороннего действия (рисунок 7.5, в) с задней стороны имеет вспомогательную манжету 5, служащую для очистки зерен абразива со свободной поверхности цилиндра [13].

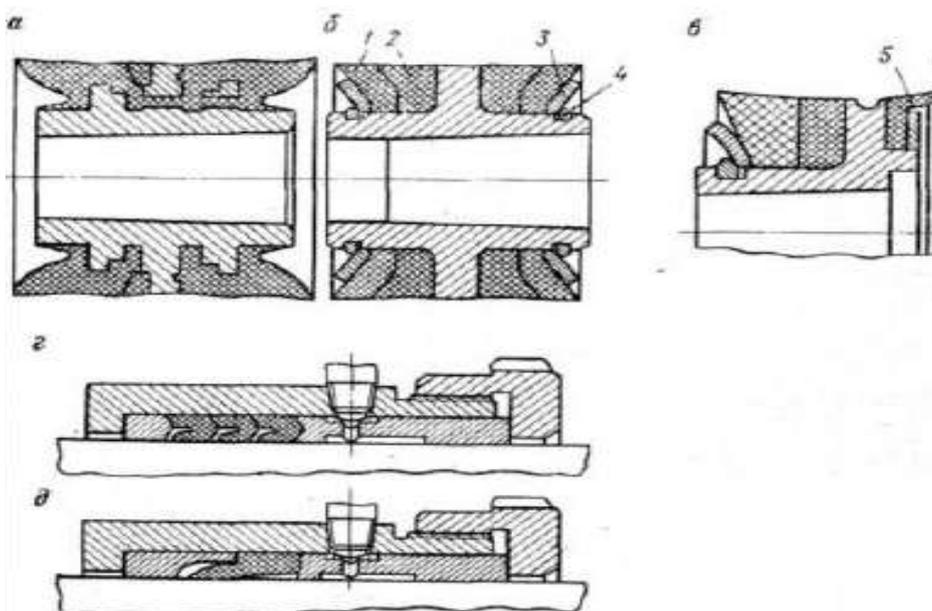


Рисунок 7.5. – Поршни и уплотнения штока

Уплотнения штока и плунжера. Сальники поршневых насосов, предназначенных для невысоких давлений, аналогичны применяемым в лопастных насосах. Уплотнения штоков буровых насосов бывают многоманжетными с кольцами из резины или прорезиненной ткани (см. рисунок 7.5, з) и одноманжетными резинометаллическими (см. рисунок 7.5, д). Армирование уплотнения позволяет управлять распределением контактного давления на поверхности штока, снижая пики давлений и уменьшая опасность выдавливания резины в уплотняемый зазор. Конструкции уплотнений плунжеров подобны уплотнениям штоков. В среднюю часть уплотнения поступает смазка (вода, масло, эмульсия).

Клапаны современных возвратно-поступательных насосов исключительно самодействующие. Они открываются и закрываются под действием

изменяющегося давления жидкости. По кинематике различаются: откидные клапаны, имеющие одну степень свободы для вращения вокруг оси, расположенной в плоскости прилегания клапана; шаровые, обладающие шестью степенями свободы (благодаря вращению шара и возможности отклонения от оси седла); подъемные с двумя степенями свободы для перемещения вдоль и вращения вокруг оси клапана.

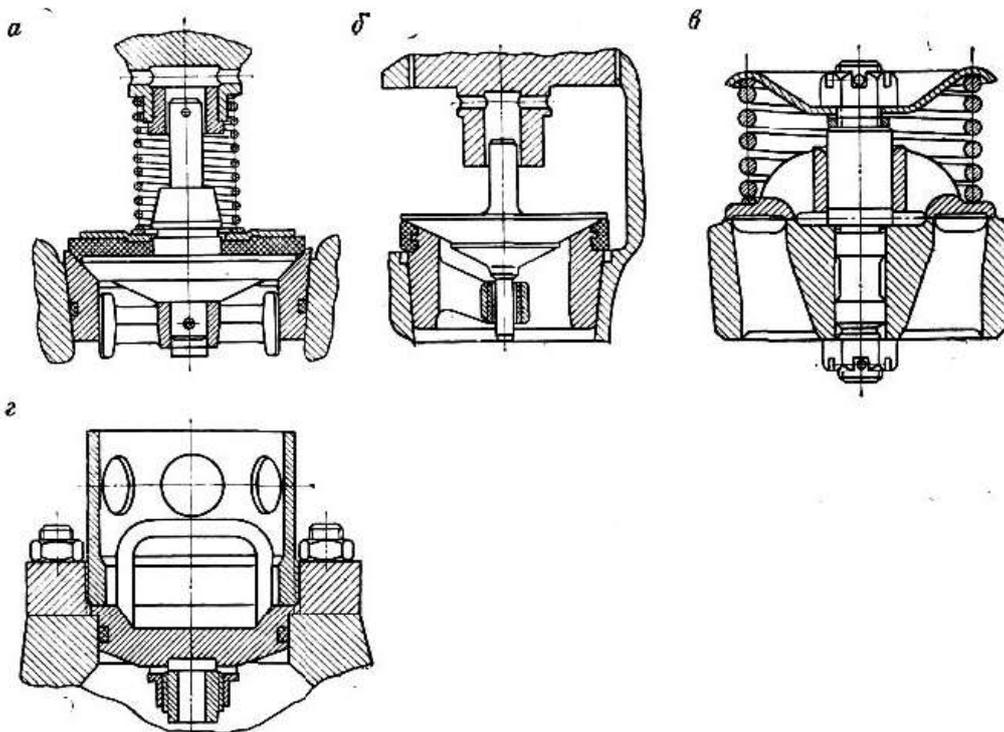
Откидные клапаны имеют ограниченное применение в насосах при небольших давлениях. Шаровые клапаны используют в тихоходных насосах при перекачивании густых и загрязненных жидкостей. Их достоинство – компактность, что позволяет применять их в скважинных насосах. В крупных насосах наиболее распространены подъемные клапаны, которые могут быть весовыми или пружинными. Весовые клапаны применяют тогда, когда высокая температура или особая коррозионность перекачиваемой жидкости исключают длительную работу пружины.

Во всех других случаях ставят пружину. К моменту перехода поршня через мертвую точку клапан всегда несколько запаздывает с посадкой. При этом часть жидкости перетекает через клапан обратно, а условия посадки клапана на седло оказываются неблагоприятными. Пружина служит для уменьшения этого запаздывания.

По устройству подъемные клапаны разделяются на тарельчатые и кольцевые. Более простой тарельчатый клапан может быть с плоским или коническим седлом; с верхним, нижним или двумя направлениями, обеспечивающими точную посадку на седло; с притиркой клапана к седлу (для чистых жидкостей) или с резиновым или полиуретановым уплотнением, расположенном на клапане или седле (для засоренных жидкостей, рисунки 7.6, а, б). В кольцевом клапане (рисунки 7.6, в) жидкость протекает по наружным и внутренним стенкам кольца. Благодаря этому площадь прохода для жидкости больше, чем в тарельчатом клапане; однако кольцевой клапан устроен сложнее.

Седла клапанов выполняются в виде втулки с наружной конической поверхностью для запрессовки в гнездо клапанной коробки или наружным пояском для крепления посредством клетки или стакана. Ребра в седле могут служить для нижнего направления клапана, а также для его опоры.

Всасывающие и нагнетательные клапаны обычно выполняются одинаковыми и взаимозаменяемыми. Быстросъемность клапанов достигается использованием винтового затвора (крепежной втулки) с трапецеидальной или упорной резьбой. Резьба выполняется в теле клапанной коробки или в привертном фланце (рисунки 7.6, г), что упрощает изготовление клапанной коробки и предохраняет ее от порчи при эксплуатации.



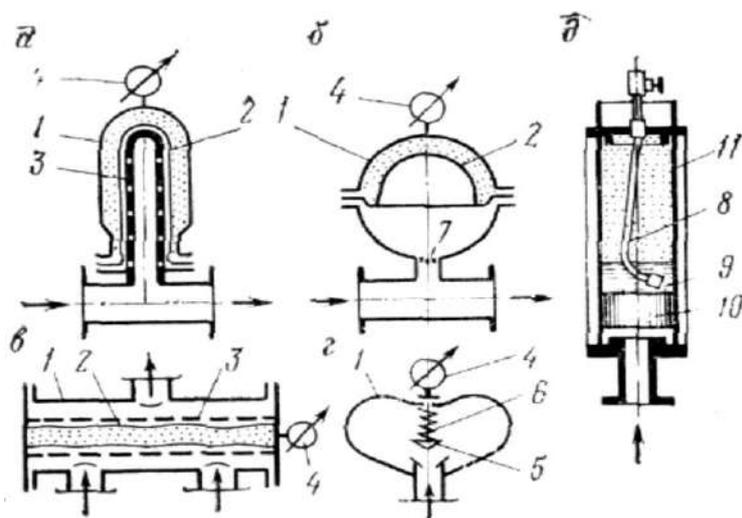
а – тарельчатый с уплотнением на тарелке; *б* – то же, с уплотнением на седле;
в – кольцевой; *z* – крепление крышки клапана во фланце

Рисунок 7.6. – Клапаны

Пневмокомпенсаторы служат для создания равномерного течения жидкости в трубах, благодаря чему снижаются пульсация давления и вибрация трубопроводов. С установкой пневмокомпенсатора на нагнетательной стороне выравнивается нагрузка на насос и двигатель. Пневмокомпенсатор на входе в насос улучшает процесс всасывания. Простейший компенсатор – воздушный колпак, оборудованный водомерным стеклом и манометром.

Воздушная подушка в таком устройстве создается из атмосферы и занимает при высоком давлении лишь небольшую часть колпака (например, при давлении, в сто раз превышающее атмосферное, составляет лишь 1%). Количество газа при работе насоса может изменяться: из нагнетательного колпака воздух постепенно уносится, а во всасывающем – накапливается. Более совершенные компенсаторы предварительно заполняются сжатым воздухом или техническим азотом (рисунок 7.7). По способу разделения жидкости и сжатого газа компенсаторы делятся на диафрагменные (*а, б, в*) и поршневые (*д*). Средствами удержания пневмоподушки после остановки насоса служат: решетка в присоединительном патрубке (*б*), перфорированная труба (*а, в*), обратный клапан (*z*). По направлению потока жидкости различают компенсаторы: тупиковый (*а, б, z, д* – с одним патрубком), проточный

(б – с тремя патрубками). Многообразие устройств компенсаторов объясняется поисками наилучшей конструкции, удовлетворяющей требованию эффективности действия в сочетании с продолжительностью срока службы, удобством обслуживания и небольшой трудоемкостью ремонта.



1 – корпус; 2 – диафрагма; 3 – перфорированная труба; 5 – клапан; 6 – пружина;
7 – решетка; 8 – трубка гидрозатвора; 9 – масло; 10 – поршень; 11 – втулка

Рисунок 7.7. – Схемы пневмокомпенсаторов

Параметры технической характеристики пневмокомпенсатора: объем камеры, давление предварительной закачки газа, наибольшее рабочее давление, масса.

При необходимости насос снабжают несколькими компенсаторами, действующими параллельно.

Предохранительные устройства. В отличие от динамического при увеличении сопротивления в нагнетательном трубопроводе объемный насос почти не снижает подачу жидкости. В случае образования пробки в линии или ошибочного пуска при закрытой задвижке давление возрастает до предела, при котором останавливается двигатель или разрывается трубопровод либо корпус насоса. Для предотвращения аварии предусматривают предохранительные устройства в приводе и гидравлической системе.

В последнем случае для защиты служит предохранительный клапан. В простейшем исполнении это поршень, удерживаемый металлическим штифтом, или диафрагма, которые разрушаются от повышенного давления и пропускают жидкость в область всасывания. Более оперативны пружинные предохранительные клапаны, которые снова закрываются при снижении давления до нормального.

Предохранительный клапан необходимо устанавливать так, чтобы избежать накопления осадка твердых частиц, содержащихся в жидкости. При размещении диафрагмы на отводе возможно образование в нем прочного цилиндрического керна, защищающего диафрагму от разрыва при расчетном давлении [13].

3. Подача и графики подачи поршневых насосов

Вследствие неравномерности движения поршня жидкая среда поступает в напорный трубопровод неравномерно, т.е. в течение хода поршня подача насоса изменяется. Поэтому поршневые насосы характеризуются средней подачей и подачей, соответствующей какому-то положению поршня или углу поворота кривошипа [3].

Если за один оборот кривошипа насос одностороннего действия подаст объем перекачиваемой среды $V = FS$, то за n оборотов в минуту $V = FSn$.

Отсюда его секундная идеальная подача равна

$$Q_u = \frac{FSn}{60}. \quad (7.3)$$

Для насосов двустороннего действия

$$Q_u = \frac{(2F - f)Sn}{60}. \quad (7.4)$$

Для многопоршневых насосов

$$Q_u = \frac{mFSn}{60}, \quad (7.5)$$

где m – число рабочих камер.

Действительная средняя подача равна:

$$Q_d = \eta_0 Q_u, \quad (7.6)$$

где η_0 – объемный КПД, учитывающий утечки и перетекания перекачиваемой жидкости, которые зависят от плотности прилегания клапанов, времени их открытия и закрытия, а также от уплотнения поршня и штока. В наиболее распространенных насосах $\eta_0 = 0,90-0,95$ [3].

Рассмотрим построение графиков подач поршневых насосов.

Значения напора H при построении характеристик поршневых насосов откладывается по горизонтали, а значения расхода, КПД и потребляемой мощности – по вертикали. При таком построении кривые получаются более удобными для пользования.

Как уже указывалось, одноцилиндровый насос простого действия за один двойной ход подает теоретически жидкость в объеме $V = hS$. При этом в течение хода всасывания жидкость в напорный трубопровод не поступает, а при ходе нагнетания она подается неравномерно: в начале хода подача равна нулю, по мере движения поршня она возрастает, в середине хода достигает максимума, затем снова снижается до нуля. Изменение подачи происходит по синусоиде, построенной по радиус-вектору, величина которого равна Q_{max} .

$$Q_{max} = FR\Omega \quad (7.7)$$

где R – радиус кривошипа

Ω – угловая скорость кривошипа.

На рисунке 7.8 представлены графики подач поршневых насосов. Из рассмотрения графиков следует, что наиболее равномерной подачей обладают трехпоршневые насосы одностороннего действия [3].

При одноцилиндровом насосе двойного действия или двухцилиндровом насосе простого действия с кривошипами, расположенными под углом 180° , подача жидкости будет вдвое равномернее, т.к. ход всасывания в одном цилиндре (или в одной полости) совпадает с ходом нагнетания в другом.

Вообще, насосы с нечетным числом цилиндров подают жидкость равномернее, чем насосы с четным числом цилиндров.

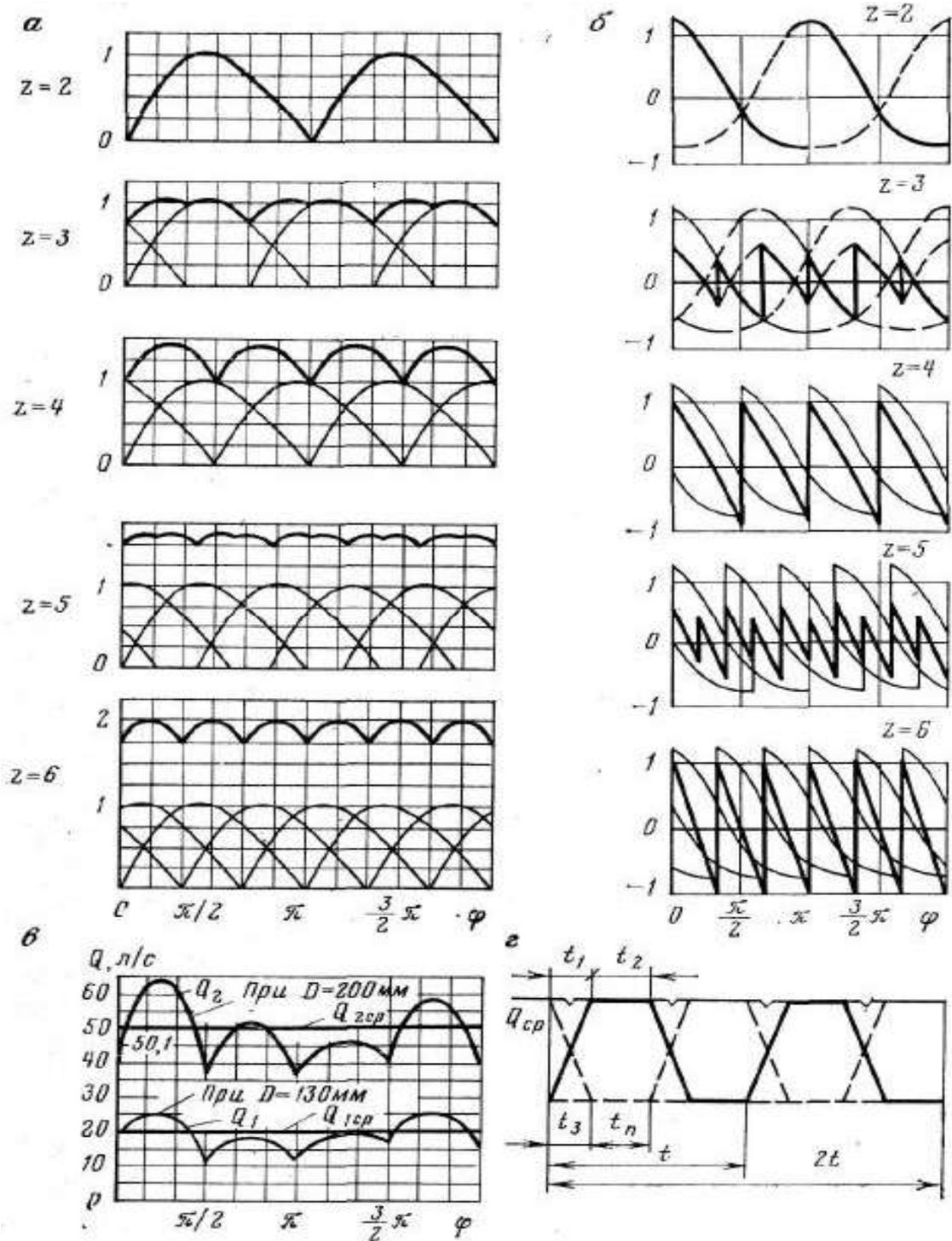
Отношение максимальной подачи к средней идеальной называется **коэффициентом неравномерности подачи** [3]

$$\delta = \frac{Q_{max}}{Q_v} \quad (7.8)$$

Коэффициент неравномерности имеет следующие значения:

- одноцилиндровый насос простого действия – 3,14;
- одноцилиндровый двойного действия – 1,57;
- трехцилиндровый насос простого действия с кривошипами, расположенными под углом 120° , – 1,047;
- четырехцилиндровый насос простого действия – 1,11.

Неравномерность подачи является одним из основных недостатков поршневых насосов, т.к. при этом в проточной части насоса и в трубопроводах (всасывающем и напорном) перекачиваемая среда имеет неустановившееся движение, в результате чего возникает инерционный напор, который периодически изменяет давление под поршнем, что приводит к ухудшению работы установки [3].

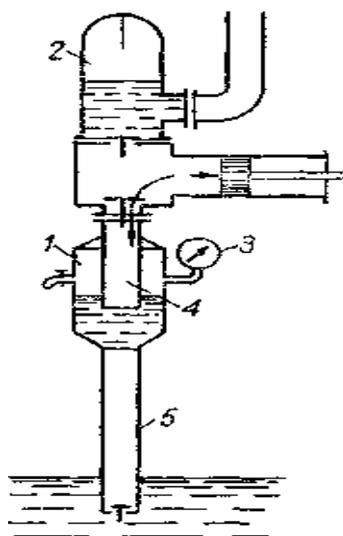


а, б – расход и ускорение жидкости в трубопроводах насосов одностороннего действия;
в, г – расход жидкости в трубопроводах насосов двустороннего действия

Рисунок 7.8. – Графики изменения

Для устранения инерционного напора и создания более равномерного движения в трубопроводах перед поршневыми насосами и после них устанавливаются герметически закрытые резервуары, частично заполненные воздухом, – **воздушные колпаки**. Обычно они представляют собой часть конструкции насоса [3].

Поршневой насос с воздушными колпаками на всасывающем и нагнетательном трубопроводах схематично представлен на рисунке 7.9.



- 1 – всасывающий колпак; 2 – нагнетательный колпак; 3 – вакуумметр;
4 – соединительный патрубок; 5 – всасывающий трубопровод

Рисунок 7.9. – Установка воздушных колпаков у поршневого насоса

Во время всасывающего хода поршня жидкость в цилиндр поступает из колпака 1. Верхняя часть колпака заполнена воздухом, весовое количество которого постоянно, но объем меняется непрерывно под влиянием изменения давления, вызываемого движением поршня. Одновременно с отсосом жидкости из колпака происходит поступление ее в колпак из всасывающей трубы. Диаметр патрубка 4 больше диаметра трубопровода 5, поэтому жидкости в колпак подается меньше, чем из колпака в цилиндр, и уровень ее в колпаке в течение всасывающего хода уменьшается. При этом разрежение в колпаке увеличивается. В момент прихода поршня в правое «мертвое» положение всасывающий клапан закрывается. Из цилиндра жидкость начинает вытесняться в нагнетательный трубопровод, а жидкость из всасывающего трубопровода под влиянием разрежения продолжает поступать в колпак,

сжимаемая находящийся в нем воздух. Это движение жидкости в колпак должно продолжаться до конца хода нагнетания в цилиндре. По достижении поршнем левого «мертвого» положения начинается всасывание. Всасывающий клапан открывается, и жидкость начинает снова поступать в цилиндр из колпака – цикл повторяется [13].

Жидкость при наличии воздушного колпака на всасывающем трубопроводе движется в нем не только при ходе всасывания, но и при ходе нагнетания, поэтому скорость ее приближается к постоянной на всей длине всасывающего тракта за исключением соединительного патрубка 4 и самого цилиндра, в которых только и возникают силы инерции. Следовательно, при наличии воздушного колпака допускается большая длина всасывающего трубопровода. Понятно, что всасывающий колпак необходимо располагать как можно ближе к насосу, иначе установка его теряет смысл.

Воздушные колпаки устанавливаются и на нагнетательном трубопроводе. В этом случае колпак также снижает пульсацию жидкости и сокращает потери напора. Колпак на нагнетательной линии ставится, по возможности, у самого насоса.

Количество воздуха в воздушных колпаках должно поддерживаться постоянным. Между тем оно постепенно меняется: во всасывающем колпаке оно увеличивается вследствие того, что воздух выделяется из жидкости под влиянием разрежения, в нагнетательном – уменьшается за счет поглощения воздуха жидкостью. Для наблюдения за уровнем жидкости в колпаках (а, следовательно, и за количеством находящегося в них воздуха) последние оборудуются мерными стеклами. Лишний воздух удаляется из всасывающего колпака в цилиндр через отверстия в соединительном патрубке 4. При ходе всасывания уровень жидкости в колпаке падает, отверстия обнажаются, и воздух засасывается в цилиндр. Пополнение нагнетательного колпака воздухом производится через кран, сообщающийся с атмосферой. Для этого кран открывают во время хода всасывания, когда цилиндр находится под разрежением.

Поскольку величина колебаний подачи жидкости зависит от типа насоса, то и размеры колпаков для разных типов насосов берутся разными.

Обычно объем воздуха в колпаках выбирают кратным объему цилиндра V_S .

Полный объем колпака должен быть в 1,5 раза больше объема, занятого воздухом.

4. Характеристики поршневых насосов и регулирование подачи

У поршневых насосов при постоянной частоте вращения кривошипа подача не зависит от напора и характеристика $H = f(Q)$ представляет собой прямую линию (рисунок 7.10). В области больших напоров происходит повышенная утечка перекачиваемой среды через сальники, поэтому прямая после напора H_{\max} несколько отклоняется в сторону уменьшения Q . При напорах больше расчетных возможна поломка деталей насоса или его привода. Регулировать подачу насоса задвижкой невозможно, т.к. при этом Q не изменяется, а лишь изменяется сопротивление сети и, следовательно, давление под поршнем [3].

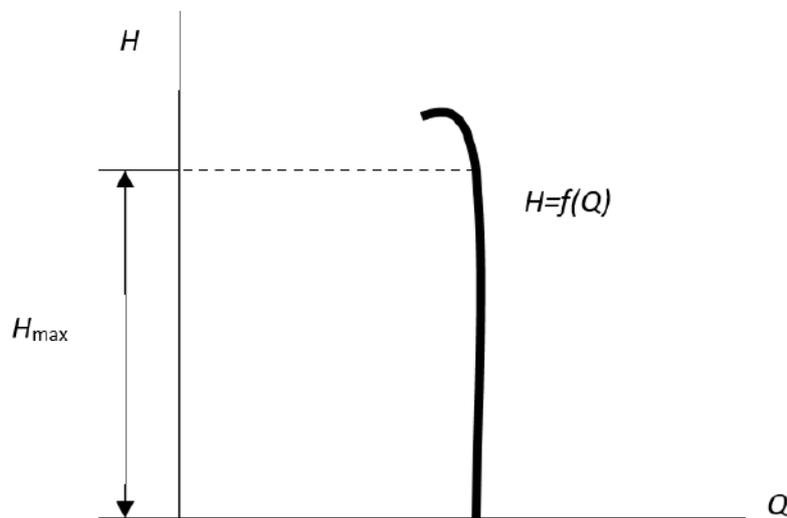


Рисунок 7.10. – Характеристика Q - H поршневого насоса

Регулирование подачи поршневых насосов осуществляется с помощью [3]:

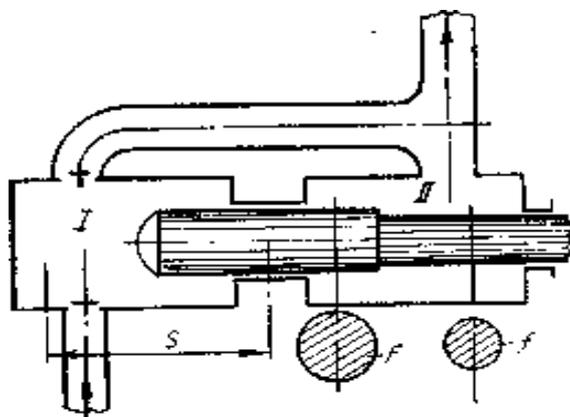
- 1) установка на напорной ветви трубопровода предохранительных клапанов;
- 2) изменение чисел ходов поршня в единицу времени путем регулировки частоты вращения кривошипа:
 - установка редукторов, вариаторов, мультипликаторов;
 - замена двигателя;
 - установка электротехнического оборудования для плавного регулирования частоты вращения вала э/двигателя;
- 3) установка предохранительных муфт;
- 4) изменение величины хода;

5) поршня путем перепуска жидкости.

5. Плунжерные насосы

Плунжерные насосы по принципу действия почти ничем не отличаются от поршневых. Отличительной особенностью является лишь различие в конструкции выталкивающего органа – поршня. У плунжерных насосов плунжер (поршень) выполнен в виде цилиндрического стержня, который, кроме уплотняющих, выполняет направляющие функции. Это приводит к упрощению конструкции насоса, т.к. не требуется устройства ползуна. Для более равномерной подачи плунжерные насосы иногда выполняются с дифференциальным плунжером (рисунок 7.11) [3].

В отличие от насосов одностороннего действия у них при ходе нагнетания (справа налево) весь выталкиваемый объем V разделяется на две части. Одна из них $V_1 = (F - f)S$ занимает освобождающуюся полость в камере II, а вторая $V_2 = fS$ поступает в напорный трубопровод. Во время хода всасывания объем V также выталкивается в напорный трубопровод. Следовательно, в дифференциальном насосе за один оборот кривошипа в напорный трубопровод поступает один объем $V = V_1 + V_2 = FS$, но двумя порциями, т.е. более равномерно [3].

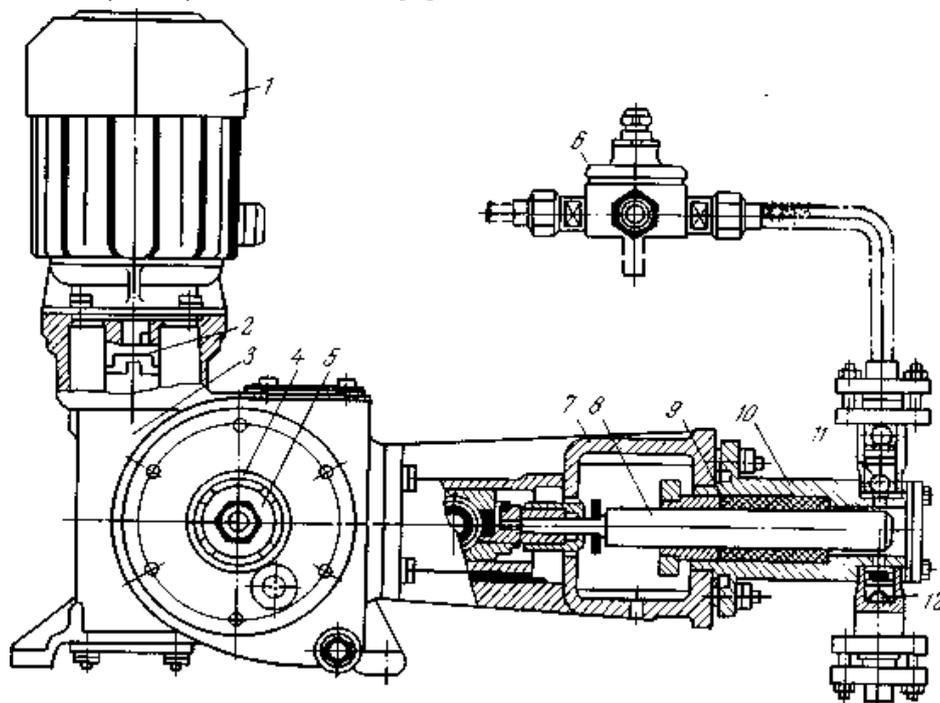


I – рабочая камера; II –дифференциальная камера

Рисунок 7.11. – Схема плунжерного насоса с дифференциальным плунжером

На рисунке 7.12 показан плунжерный насос типа НД (насос-дозатор), широко используемый в реагентных хозяйствах станций очистки вод для дозирования растворов коагулянтов. Насосы этого типа выпускаются с подачей 160...1000 л/ч при максимальном давлении 1 МПа (10 кгс/см). На станциях

очистки сточных вод для перекачки ила также используются двухплунжерные и многоплунжерные насосы [3].



1 – электродвигатель; 2 – полумуфта; 3 – редуктор; 4, 5 – регулировочное кольцо;
6 – предохранительный клапан; 7 – кронштейн; 8 – плунжер; 9 – сальник;
10 – цилиндр; 11 – нагревательный клапан; 12 – всасывающий клапан

Рисунок 7.12. – Плунжерный насос-дозатор
типа НД

6. Диафрагменные насосы

У диафрагменных насосов (рисунок 7.13) рабочие органы выполнены в виде упругой диафрагмы 1, герметично закрывающей рабочую камеру 2, к которой присоединены всасывающий 4 и напорный 6 патрубки. Диафрагма прикреплена к штоку 7, совершающему возвратно-поступательное движение. При перемещении штока вверх в рабочей камере создается разрежение и через отверстие всасывающего клапана 3 перекачиваемая среда поступает в насос. При ходе штока вниз давление под диафрагмой повышается и через отверстие нагнетательного клапана 5 перекачиваемая среда выталкивается в напорный трубопровод, соединенный с патрубком 6 [3].

Отсутствие трущихся частей в диафрагменных насосах дает возможность перекачивать с их помощью загрязненные жидкие среды, а изготовление деталей насосов из химически стойких материалов позволяет применять

их для подачи жидких агрессивных сред. В насосах, предназначенных для перекачки загрязненных жидких сред, обычно используются шаровые, а не тарельчатые, клапаны [3].

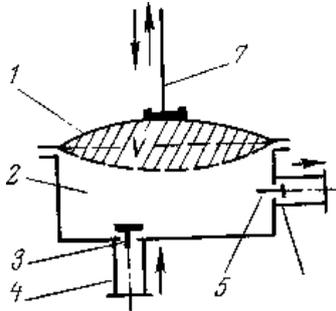


Рисунок 7.13. – Схема диафрагменного насоса

Средняя подача диафрагменного насоса может быть подсчитана по формуле

$$Q = \eta_0 \frac{Vn}{60}, \quad (7.9)$$

где η_0 – объемный КПД; V – рабочий объем насоса, м³; n – число двойных ходов штока в минуту.

Диафрагменные насосы пригодны для небольших напоров, их также изготавливают со свободным изливом. Такие насосы используются для водоотлива при производстве строительных работ или из колодцев на водопроводных сетях при авариях.

Лекция 8

РОТОРНЫЕ ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ

1. Роторные насосы. Классификация общие свойства насосов.
2. Шестеренные насосы.
3. Коловратные насосы.
4. Винтовые насосы.
5. Роторно-поступательные насосы.

1. Роторные насосы.

Классификация общие свойства насосов

Роторный насос – это объемный насос, в котором вытеснение жидкости производится из перемещаемых рабочих камер в результате вращательного или вращательного и возвратно-поступательного движений рабочих органов – вытеснителей [14].

Рабочая камера роторного насоса ограничивается поверхностями составных элементов насоса: статора, ротора и вытеснителя (одного или нескольких). По характеру движения рабочих органов (вытеснителей) роторные насосы бывают роторно-вращательные и роторно-поступательные (классификационная схема по ГОСТ 17398-72 – см. рисунок 8.1).

В **роторно-вращательных** насосах вытеснители совершают только вращательное движение. К ним относятся **зубчатые** (шестеренные, коловратные) и винтовые насосы. В зубчатых насосах рабочие камеры с жидкостью перемещаются в плоскости, перпендикулярной к оси вращения ротора, в винтовых насосах – вдоль оси вращения ротора.

В роторно-поступательных насосах вытеснители одновременно совершают вращательное и возвратно-поступательное движения. К ним относятся шиберные (пластинчатые, фигурно-шиберные) и роторно-поршневые насосы (радиальные, аксиальные). В роторно-поршневых насосах вытеснители обычно выполнены в виде поршней или плунжеров, которые располагаются радиально или аксиально по отношению к оси вращения ротора. Все роторно-поступательные насосы могут выполняться как в виде регулируемых машин, т.е. с изменяемым рабочим объемом, так и нерегулируемых. Все роторно-вращательные насосы являются нерегулируемыми [3].

Вследствие того, что в роторных насосах происходит перемещение рабочих камер с жидкостью из полости всасывания в полость нагнетания, эти насосы отличаются от насосов поршневых (и плунжерных) отсутствием всасывающих и напорных клапанов. Эта и другие конструктивные особенности роторных насосов обуславливают их некоторые общие свойства, также отличные от свойств поршневых насосов, а именно: обратимость,

т.е. способность работать в качестве гидродвигателей (гидромоторов) при подводе к ним жидкости под давлением; более высокая быстроходность (до 3000–5000 об/мин) и большая равномерность подачи, чем у однопоршневых насосов; возможность работы лишь на чистых, неагрессивных жидкостях, обладающих смазывающими свойствами (применение роторных насосов для подачи воды исключается).

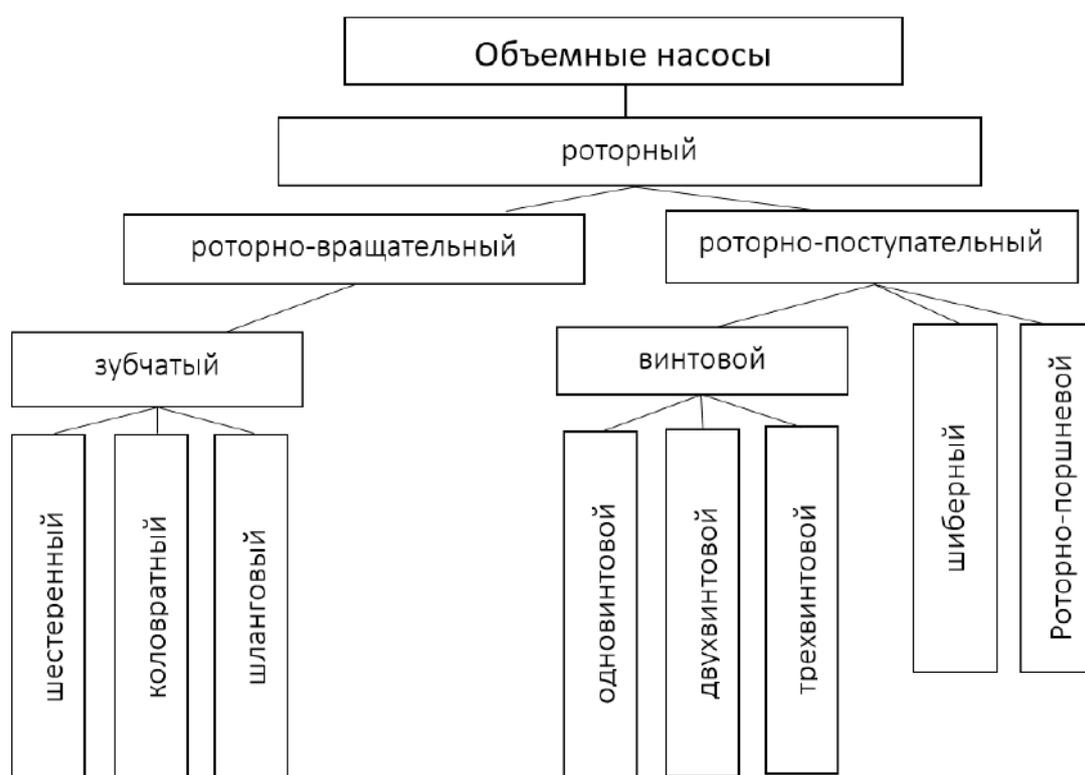


Рисунок 8.1. – Классификация роторных насосов

Идеальная подача роторного насоса выражается через его рабочий объем V_0 и частоту вращения n [14]:

$$Q_{ид} = V_0 n. \quad (8.1)$$

Действительная подача Q меньше идеальной вследствие утечек через зазоры, что учитывается объемным КПД:

$$Q = \eta_0 V_0 n. \quad (8.2)$$

Момент M на валу насоса и его рабочий объем при отсутствии потерь энергии связаны формулой

$$M_{ид} = \frac{V_0 p}{2\pi}, \quad (8.3)$$

где p – давление насоса.

Механические потери энергии в насосе увеличивают момент, т. е.

$$M = \frac{V_0 p}{2\pi} \cdot \frac{1}{\eta_m}, \quad (8.4)$$

где η_m – механический КПД насоса. Мощность насоса

$$P = M\omega = \frac{Qp}{\eta_m \eta_0} = \frac{P_n}{\eta}, \quad (8.5)$$

где ω – угловая скорость ротора;

P_n – полезная мощность насоса;

η – КПД насоса, $\eta = \eta_0 \eta_m$.

Гидравлические потери в роторных насосах относительно малы, поэтому обычно принимается, что $\eta_0 = 1$.

По теории подобия роторных гидромашин имеются три вида потерь энергии:

- объемные – на утечки (по закону Пуазейля);
- механические – на жидкостное трение (по закону трения Ньютона);
- механические – на «сухое» трение (по закону трения Кулона).

Каждая из этих потерь для данной гидромашин оценивается постоянным безразмерным коэффициентом.

Объемный и механический, а, следовательно, и общий КПД роторной гидромашин определяются тремя указанными коэффициентами, но, кроме того, зависят еще от безразмерного критерия подобия, характеризующего режим работы машин и равного [14]:

$$\sigma = \frac{D}{\mu \omega}, \quad (8.6)$$

где μ – динамическая вязкость жидкости.

Согласно теории Мишке, для роторного насоса имеем:

$$\eta_0 = 1 - k_y \sigma, \quad (8.7)$$

$$\eta_m = \frac{1}{1 + k_y + \frac{k_{жс}}{\sigma}}. \quad (8.8)$$

Примерные значения коэффициентов для разных видов роторных насосов можно найти в работе. Кроме того, эти коэффициенты для каждого насоса могут быть приближенно оценены по его опытным характеристикам.

Зная коэффициенты, можно пересчитывать значения КПД насоса с одних условий его работы на другие. Однако при этом следует иметь в виду

приближенный характер формул и не полагаться на точность перерасчета при широком диапазоне изменения критерия σ .

На рисунке 8.2 дан примерный вид кривых изменения коэффициентов насоса в зависимости от критерия σ [14].

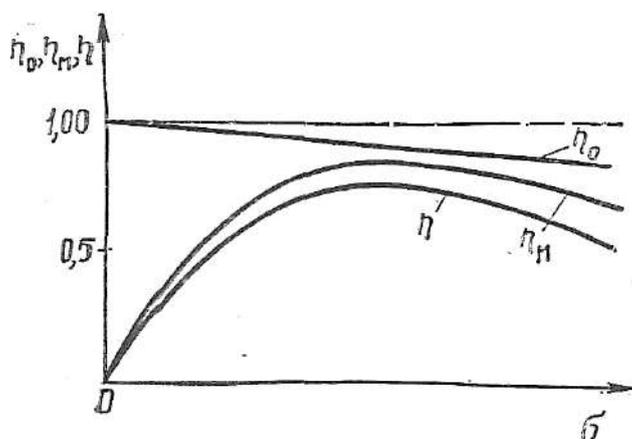


Рисунок 8.2. — Кривые изменения коэффициентов насоса в зависимости от критерия σ

Объемный КПД при увеличении от неуклонно падает по линейному закону, механический КПД возрастает, но лишь до известного предела, после чего вопреки теории подобия начинает резко падать, так как наступает предел работоспособности насоса — выжимание смазки с поверхностей трения вследствие высокого давления. При некотором оптимальном значении критерия σ получается максимальное значение КПД роторного насоса.

Примерно такой же вид имеют и характеристики роторных насосов.

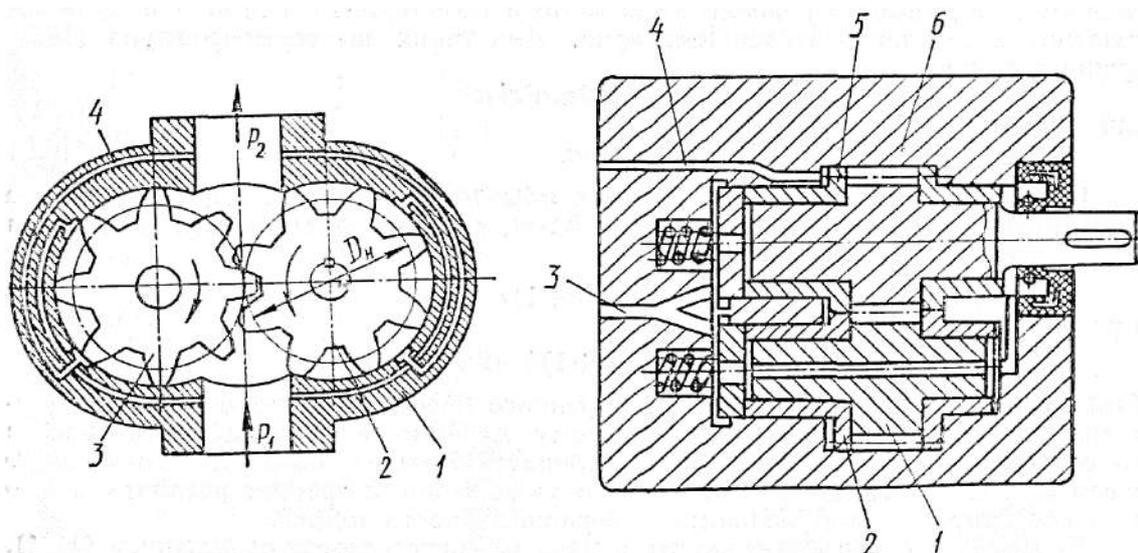
Неравномерность подачи роторных насосов оценивается коэффициентом неравномерности

$$\sigma_Q = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{cp}}, \quad (8.9)$$

где Q_{max} , Q_{min} и Q_{cp} — соответственно максимальная, минимальная и средняя подачи насоса [14].

2. Шестеренные насосы

Шестеренные насосы выполняются с шестернями внешнего и внутреннего зацепления. Наибольшее распространение имеют насосы с шестернями внешнего зацепления. На рисунке 8.3 приведена схема такого насоса.



1 – статор; 2 – ведущая шестерня; 3 – ведомая шестерня;
4 – разгрузочные каналы

Рисунок 8.3. – Шестеренный насос

Он состоит из двух одинаковых шестерен: ведущей 2 и ведомой 3, помещенных в плотно охватывающем их корпусе – статоре 1. При вращении шестерен в направлении, указанном стрелками, жидкость, заполняющая впадины между зубьями, переносится из полости всасывания в полость нагнетания.

Вследствие разности давлений ($P_2 > P_1$) шестерни подвержены воздействию радиальных сил, которые могут привести к заклиниванию роторов. Для уравнивания последних в корпусе насосов иногда устраивают разгрузочные каналы 4. Такие же каналы могут быть выполнены и в самих роторах.

Чаще всего применяются насосы, состоящие из пары прямозубых шестерен с внешним зацеплением и с одинаковым числом зубьев эвольвентного профиля. Для увеличения подачи иногда употребляются насосы с тремя и более шестернями, размещенными вокруг центральной ведущей шестерни.

Для повышения давления жидкости применяются многоступенчатые шестеренные насосы. Подача каждой последующей ступени этих насосов меньше подачи предыдущей ступени. Для отвода излишка жидкости каждая ступень имеет перепускной (предохранительный) клапан, отрегулированный на соответствующее максимально допустимое давление.

Кроме прямозубых шестерен, выполняются насосы с косозубыми и шевронными шестернями. Угол наклона зубьев в шевронных шестернях обычно составляет 20–25°.

Современные шестеренные насосы могут развивать давления до 10–20 МПа.

Для приближенных расчетов минутной подачи насосов с двумя одинаковыми шестернями можно пользоваться формулой

$$Q = \eta_0 \pi A D_z - A b n, \quad (8.10)$$

где η_0 – объемный КПД насоса, зависящий от конструкции, технологии изготовления и давления насоса и принимаемый равным 0,7–0,95;

A – расстояние между центрами шестерен, равное при одинаковых шестернях диаметру начальной окружности D ;

D_z – диаметр окружности головок зубьев;

b – ширина шестерен; n – частота вращения ротора, об/мин.

Коэффициент неравномерности подачи σ_Q определяется выражением

$$\sigma_Q = \frac{2,17}{z + 1,276}, \quad (8.11)$$

где α – угол зацепления; стандартный угол зацепления $\alpha = 20^\circ$ [14].

3. Коловратные насосы

Под коловратным насосом, согласно ГОСТ 17398-72, понимается зубчатый насос с рабочими органами в виде роторов, обеспечивающих только геометрическое замыкание рабочей камеры, а вращающий момент с ведущего ротора на ведомый передает шестеренная пара, расположенная вне корпуса насоса. Профили роторов показаны на рисунке 8.4, *а, б*. В шланговом насосе рабочим органом является упругий шланг, пережимаемый вращающимися роликами (рисунок 8.4, *в*).

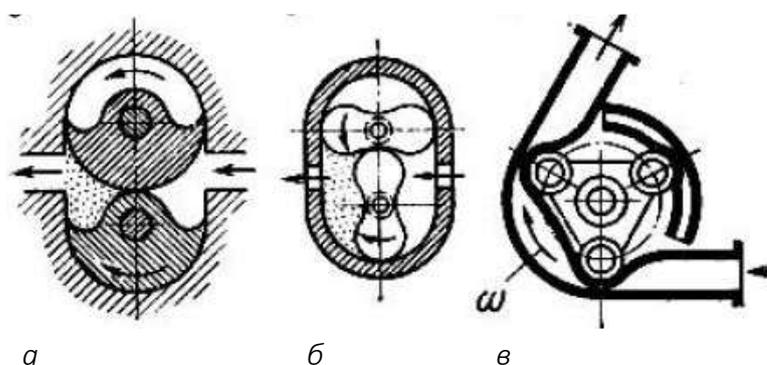


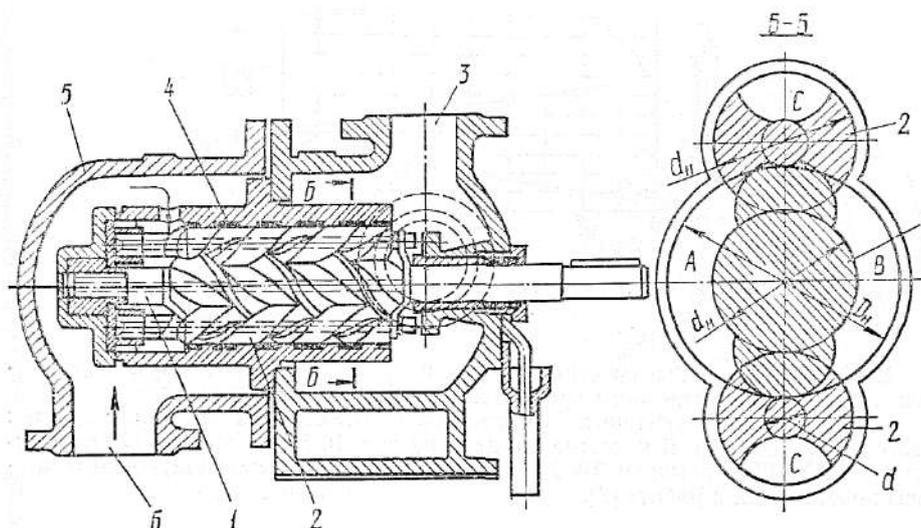
Рисунок 8.4. – Коловратный насос

4. Винтовые насосы

В зависимости от числа винтов различают одно-, двух-, трех- и многовинтовые насосы. Наибольшее распространение получили трехвинтовые насосы с циклоидальным зацеплением, обладающие рядом существенных достоинств: высоконапорностью, равномерностью подачи и бесшумностью работы.

На рисунке 8.5 приведена схема насоса, имеющего три двухзаходных винта, из которых средний 1 – ведущий и два других 2 – ведомые. При этом направление нарезки на ведущем и ведомых винтах противоположное. В корпусе 5 установлена обойма 4, залитая баббитом и сообщающаяся своими окнами с всасывающим патрубком 6. Винты, расположенные внутри обоймы с минимальными зазорами, при зацеплении образуют рабочие камеры, которые при вращении перемещаются вместе с жидкостью вдоль оси к напорному патрубку 3.

При таком конструктивном выполнении винты разгружены от радиальных сил давления, а возникающие осевые силы воспринимаются упорными подшипниками. Основную нагрузку несет ведущий винт, ведомые винты разгружены от моментов и выполняют лишь роль замыкателей (герметизаторов) рабочих камер.



1 – винт ведущий; 2 – винты ведомые; 3 – напорный патрубок;
4 – обойма, залитая баббитом; 5 – корпус; 6 – всасывающий патрубок

Рисунок 8.5. – Винтовой насос

Общее выражение для минутной подачи винтовых насосов:

– с односторонним подводом жидкости

$$Q = \eta_0 S t n; \quad (8.12)$$

– с двусторонним подводом жидкости

$$Q = \eta_0 2 S t n, \quad (8.13)$$

где S – площадь живого сечения насоса, равная разности площади поперечного сечения обоймы и площади поперечного сечения всех винтов;

t – шаг винта, м;

n – частота вращения винта, об/мин.

Трехвинтовые насосы способны развивать давления P до 10–20 МПа. Причем, чем выше развиваемое давление, тем для обеспечения нужной герметичности длиннее должны быть винты. Минимальная длина винтов $L = 1,25t$. В зависимости от давления длина винта трехвинтового насоса принимается в следующих пределах: при $P = 1,5–2,0$ МПа $L = (1,5–2) t$; при $P = 5–7,5$ МПа $L = (3–4)t$; при $P = 15–20$ МПа $L = (6–8)t$.

Характеристики винтовых насосов мало отличаются от характеристик шестеренных насосов.

5. Роторно-поступательные насосы

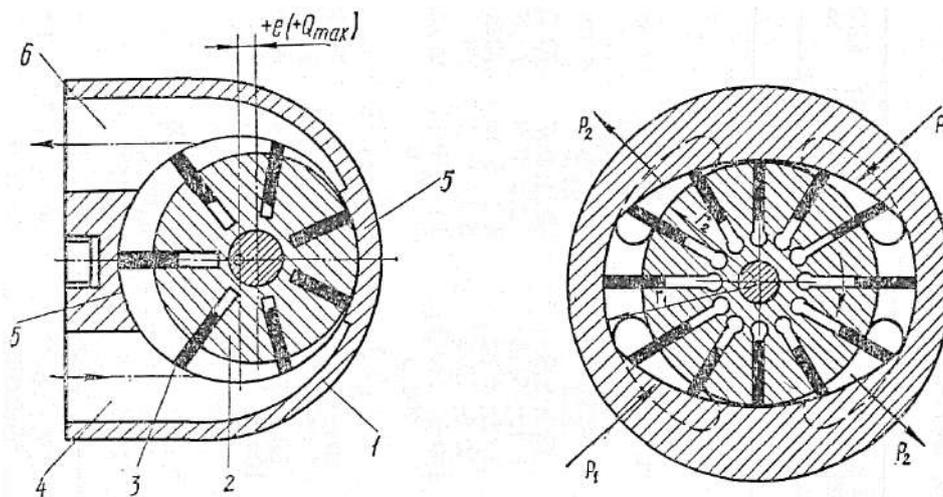
Шиберные насосы

Пластинчатый насос – разновидность шиберных, т.е. роторно-поступательных насосов с вытеснителями в виде шиберов – пластин. Пластинчатые насосы бывают одно-, дву- и многократного действия. Насосы однократного действия могут быть регулируемые и нерегулируемые. Насосы дву- и многократного действия нерегулируемые.

На рисунке 8.6 приведена простейшая схема пластинчатого насоса однократного действия.

В корпусе насоса – статоре 1, внутренняя поверхность которого является цилиндрической, эксцентрично расположен ротор 2, представляющий собой цилиндр с прорезями (пазами), выполненными либо радиально, либо под небольшим углом α к радиусу. В прорезях находятся прямоугольные пластины – вытеснители, которые при вращении ротора совершают относительно него возвратно-поступательное движение. Под действием центробежных сил или специальных устройств пластины своими внешними торцами прижимаются к внутренней поверхности статора и скользят по ней. При вращении ротора

в направлении часовой стрелки жидкость через окно, расположенное на периферии статора, поступает в насос из всасывающего патрубка 4 и через противоположное окно подается в нагнетательный патрубок 6 (окна на рисунке не показаны). Рабочие камеры в насосе ограничиваются двумя соседними пластинами и поверхностями статора и ротора. Уплотнение ротора и пластин с торцов осуществляется плавающим диском, который давлением жидкости прижимается к ротору. Для отделения всасывающей полости от нагнетательной в статоре имеются уплотнительные перемычки 5, размер которых должен быть несколько больше расстояния между краями двух соседних пластин.



1 – статор; 2 – ротор; 3 – вытеснитель; 4 – всасывающий патрубок;
5 – уплотнительные перемычки; 6 – нагнетательный патрубок

Рисунок 8.6. – Шиберный насос

Регулирование рабочего объема и реверс подачи пластинчатого насоса однократного действия осуществляются изменением величины и знака эксцентриситета, для чего необходим специальный механизм, смещающий центральную часть статора относительно ротора (на рисунке 8.6 насос установлен на максимальный эксцентриситет e , что соответствует максимальной подаче Q_{max}).

В пластинчатом насосе двукратного действия подача жидкости из каждой рабочей камеры за один оборот ротора производится дважды. Внутренняя поверхность статора в таком насосе имеет специальный профиль, сходный с эллиптическим, с двумя входными и двумя выходными окнами, расположенными диаметрально противоположно.

Возможность регулирования рабочего объема в насосе двукратного действия исключается. Число пластин z для наиболее равномерной подачи рекомендуется выбирать кратным четырем; чаще всего $z = 12$.

Подача пластинчатых насосов определяется следующими выражениями:

– для насоса однократного действия

$$Q = 2\eta_0 \left[2\pi r - e - \frac{\sigma z}{\cos \alpha} \right] b \cdot e n; \quad (8.14)$$

– для насоса двукратного действия

$$Q = 2\eta_0 \left[2\pi r_1^2 - r_2^2 - \frac{r_1 - r_2 z}{\cos \alpha} \right] b \cdot e n. \quad (8.15)$$

Здесь b – ширина пластин в осевом направлении;

δ – толщина одной пластины;

α – угол наклона пластин к радиусу в сторону вращения ротора (обычно $\alpha = 0-15^\circ$);

r – радиус внутренней поверхности статора;

e – величина эксцентриситета;

r_1 и r_2 – соответственно большая и малая полуоси внутренней поверхности статора;

η_0 – объемный КПД, принимаемый равным 0,75–0,98.

Насосы предназначаются для нагнетания рабочей жидкости (чистого минерального масла) в гидравлические системы металлорежущих станков, литейного и сварочного оборудования, прессов, автоматических линий и других стационарных машин, работающих в закрытых помещениях [15].

Роторно-поршневые насосы

Роторно-поступательный насос, в котором вытеснители имеют форму поршней (плунжеров, шаров), а рабочие камеры ограничиваются вытеснителями в цилиндрических полостях ротора, называется **роторно-поршневым**.

Роторно-поршневой насос, у которого ось вращения ротора параллельна осям рабочих камер и вытеснителей или составляет с ними угол менее 45° , называется **аксиальным**.

Аксиальные роторно-поршневые насосы бывают двух разновидностей: насосы с наклонным блоком и насосы с наклонным диском. У первых ось вращения ведущего вала и ось ротора пересекаются, образуя угол; у второй разновидности насосов оси ведущего вала и ротора совпадают.

Большое распространение, особенно в гидроприводах, получили насосы с наклонным блоком и с двойным несиловым карданом [15].

Аксиально-поршневые насосы выполняются с наклонной шайбой или наклонным блоком. На рисунке 8.7 изображен аксиально-поршневой насос

с наклонной шайбой 1, на которую опираются основания плунжеров (поршней) 2. Плунжеры вращаются вместе с блоком 3 и одновременно совершают возвратно-поступательные движения относительно него [15].

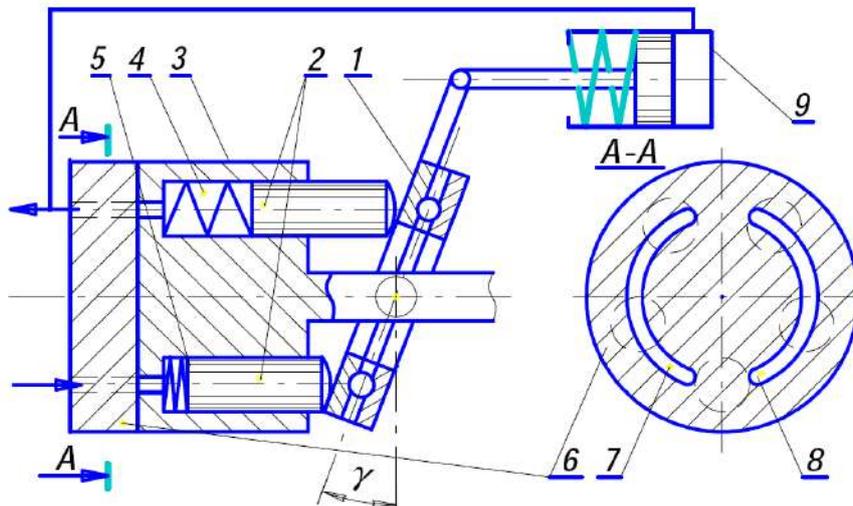


Рисунок 8.7. – Аксиально-роторно-поршневой насос

При этом рабочие камеры 4 и 5 меняют свой объем от минимальной величины (поз. 4, см. рисунок 8.7) до максимальной (поз. 5, см. рисунок 8.7) и обратно. Для соединения рабочих камер с трубопроводами служит неподвижный распределитель 6 с дугообразными окнами 7 и 8. Он устроен таким образом, что при увеличении объема рабочей камеры она соединяется с всасывающим трубопроводом через окно 7, а при уменьшении – с напорным через окно 8. Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком имеет аналогичную конструкцию, но у него относительно оси вращения наклонен блок, а не шайба [16].

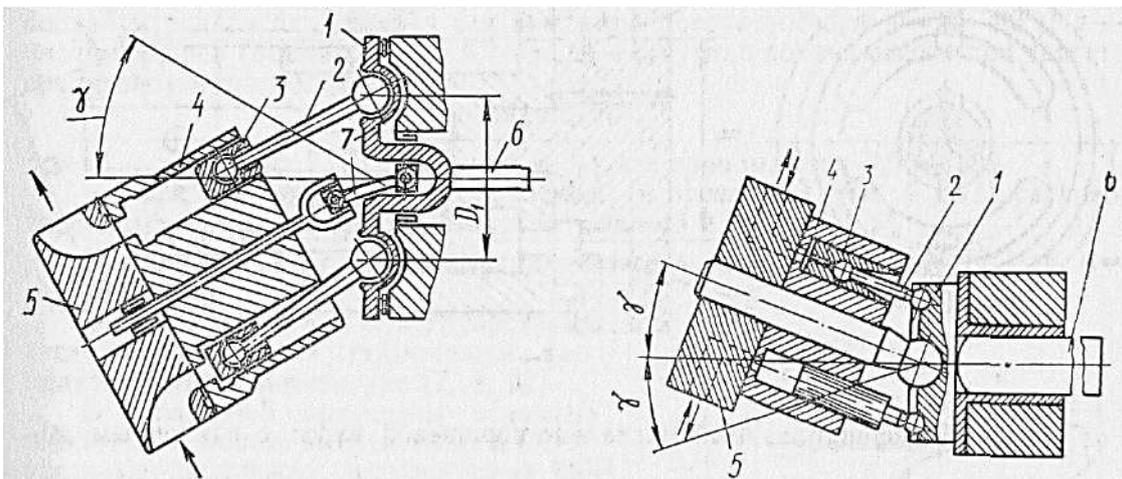
Аксиально-поршневой насос может быть регулируемым. При регулировании его рабочий объем изменяется за счет изменения угла γ наклона шайбы 1 (или блока).

Упорный диск 1, жестко связанный с валом 6, шарнирно связан со сферическими головками шатунов 2. Другие сферические головки этих шатунов шарнирно заделаны в поршнях 3, которые совершают возвратно-поступательное движение в блоке цилиндров (роторе) 4. Последний приводится во вращение от вала 6 через двойной кардан 7. Подводящий и отводящий трубопроводы присоединяются к неподвижному распределителю 5. При изменении наклона распределителя на угол γ относительно вала 6 изменяется ход каждого поршня, а, следовательно, и рабочий объем насоса.

В последнее время широко используются также аксиальные роторно-поршневые насосы (рисунок 8.8) с наклонным блоком бескарданного типа, в которых передача крутящего момента на ротор осуществляется шатунами, входящими внутрь поршней. Такая схема позволяет упростить конструкцию и уменьшить размеры ротора, а, следовательно, и его момент инерции, что улучшает динамику процесса разгона и торможения машины. Кинематика поршня при этом оказывается такой же, как и в приведенной выше схеме с несильным карданом.

Наиболее перспективными, особенно при работе с небольшими мощностями, являются насосы с наклонным диском. В простейшем насосе такого типа отсутствует как карданная, так и шатунная связь наклонного диска с блоком цилиндров.

Для всех аксиальных роторно-поршневых насосов характерно торцевое распределение жидкости, т.е. наличие устройства, обеспечивающего попеременное сообщение рабочих камер с полостями всасывания и нагнетания насоса, а также замыкание рабочих камер в промежуточные моменты. Изменение рабочего объема в регулируемых аксиальных роторно-поршневых насосах осуществляется изменением угла наклона γ блока цилиндров или диска, которое может выполняться вручную или автоматически в зависимости от давления насоса [15].



1 – упорный диск; 2 – шатун; 3- поршень; 4 – блок цилиндров (ротор);
5 – распределитель; 6 – вал; 7 – кардан

Рисунок 8.8. – Аксиальный роторно-поршневой насос

Рабочий объем насоса с наклонным блоком определяется приближенно формулой

$$V_0 = V_k z = \frac{\pi d^2}{4} D_1 \sin \gamma z. \quad (8.16)$$

Рабочий объем насоса с наклонным диском

$$V_0 = V_k z = \frac{\pi d^2}{4} D_1 \operatorname{tg} \gamma z, \quad (8.17)$$

где V_k – полезный объем рабочей камеры;

D – диаметр окружности, на которой в роторе расположены оси поршней;

D_1 – диаметр окружности, на которой в упорном диске расположены центры шарниров шатунов;

γ – угол наклона блока цилиндров или диска к оси вращения ротора (обычно $\gamma = 15\text{--}20^\circ$);

z – число поршней (обычно равное 5, 7 или 9). Минутная подача насоса при частоте вращения ротора в минуту n равна:

$$Q = \eta_0 V_0 n \quad (8.18)$$

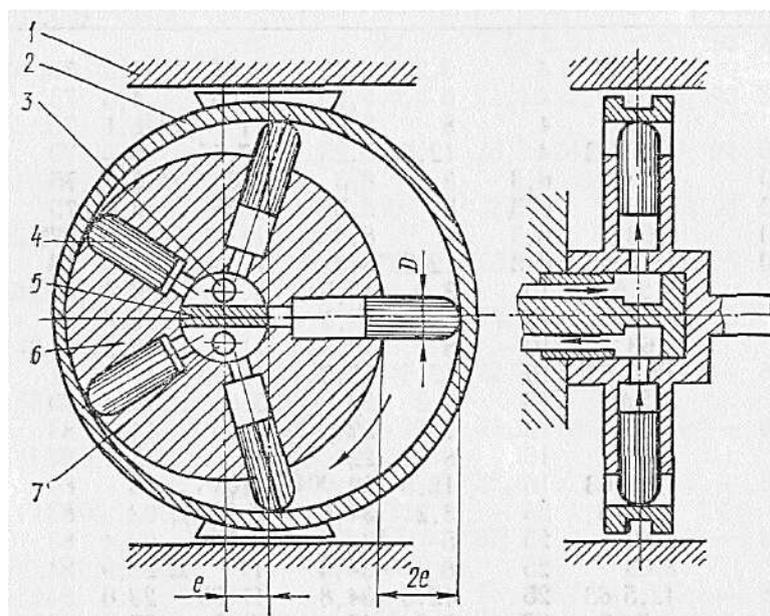
где η_0 – объемный КПД, значения которого принимаются 0,95–0,98.

Принята следующая система шифровки.

Для насосов первой группы: 2Г13-3 – аксиально-поршневой; при отсутствии индекса – с ручным механизмом управления; с цифрой 2 впереди – с электрогидравлическим управлением; цифра 5 обозначает подачу 100 л/мин; цифра 6 – подачу 200 л/мин; буква А указывает на наличие вспомогательного одинарного [15].

В **радиальных роторно-поршневых** насосах рабочие камеры расположены радиально по отношению к оси ротора. Принципиальная схема регулируемого радиального роторно-поршневого насоса приведена на рисунке 8.9.

Его основными элементами являются статор 1, цилиндрический блок-ротор 6, поршни (плунжеры) 4, выполняющие роль вытеснителей, статорное кольцо, или обойма, 2. Роль распределительного устройства выполняет пустотелая ось с уплотнительной перегородкой 5, на которой помещается вращающийся ротор. При вращении последнего в направлении, указанном стрелкой, рабочие камеры своими каналами поочередно соединяются с отверстием 3, через которое жидкость всасывается, и с отверстием 7, через которое происходит нагнетание жидкости.



1 – статор; 2 – статорное кольцо; 3 – всасывающее отверстие; 4 – вытеснители;
 5 – уплотнительная перегородка; 6 – цилиндрический блок-ротор;
 7 – нагнетательное отверстие

Рисунок 8.9. – Радиальный роторно-поршневой насос

При проходе рабочих камер насоса через нейтральное положение их каналы перекрываются уплотнительной перегородкой. Прижим головок поршней к внутренней поверхности обоймы происходит либо под действием центробежных сил, либо под давлением жидкости, нагнетаемой в полость всасывания вспомогательным насосом, либо с помощью специальных пружин. При перемещении поршней от центра рабочие камеры соединяются с полостью всасывания, а при ходе поршней к центру – с полостью нагнетания.

Обойму 2 можно перемещать относительно подвижной оси 5 ротора и тем самым менять эксцентриситет e , а следовательно, и рабочий объем насоса V .

Рабочий объем насоса равен

$$Q = \frac{zFen}{30} \eta_0, \quad (8.19)$$

где z – число поршней;

F – площадь поперечного сечения цилиндра, м^2 ;

e – эксцентриситет ротора, м ;

n – частота вращения ротора, об/мин ;

η_0 – объемный КПД.

Число рабочих камер в насосе r в одном ряду обычно 5, 7 и реже 9. Цилиндры насоса могут располагаться и в несколько рядов (обычно не более

трех), благодаря чему достигаются большая подача и большая ее равномерность. Кроме того, для увеличения подачи применяются насосы многократного действия, в которых статорное кольцо (обойма) имеет специальный профиль.

Рабочий объем многорядных насосов многократного действия в общем случае

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{4} 2ezim, \quad (8.20)$$

где i – кратность насоса;

m – число рядов.

Минутная подача насоса при частоте вращения n (об/мин) ротора

$$Q = \eta_0 V_0 n, \quad (8.21)$$

где η_0 – объемный КПД, равный 0,70–0,90.

Радиально-поршневые насосы могут быть регулируемы. Регулирование подачи, а также реверс осуществляются изменением величины и знака эксцентриситета e . Обычно величина e находится в пределах 3–10 мм.

Эти насосы имеют четыре модификации по управлению:

- НРР и НРРШ – насосы с ручным управлением неревверсивные (насосы НРРШ имеют встроенный шестеренный насос для питания вспомогательных механизмов гидросистемы);

- НРС и 2НРС – насосы со следящим гидравлическим управлением (НРС – неревверсивный, 2НРС – реверсивный);

- НРМ и НР4М – насосы с электрогидравлическим механизмом управления на две и четыре подачи, реверсивные; НРД – насосы с управлением по давлению, неревверсивные.

В качестве примера расшифровки марки насоса рассмотрим насос 2НРС 250Д/200: цифра 2 – реверсивный (при отсутствии цифры – неревверсивный); буквы НРС – радиально-поршневой насос со следящим гидравлическим управлением; 250 – рабочий объем, см³; Д – модернизированный; 200 – номинальное давление, кгс/см² [15].

Лекция 9 НАСОСЫ ДЛЯ ХИМИЧЕСКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ, ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ

Уже не раз обозначалось разнообразие перекачиваемых жидкостей. От этого по конструкции химические насосы очень разношерстны. Ярко выраженными считаются консольные и моноблочные.

В общих чертах насос химический центробежный (рисунок 9.1) состоит из тех же частей, что и любой другой:

- корпуса;
- рабочего колеса;
- вала;
- масляной камеры подшипников;
- смотрового отверстия.

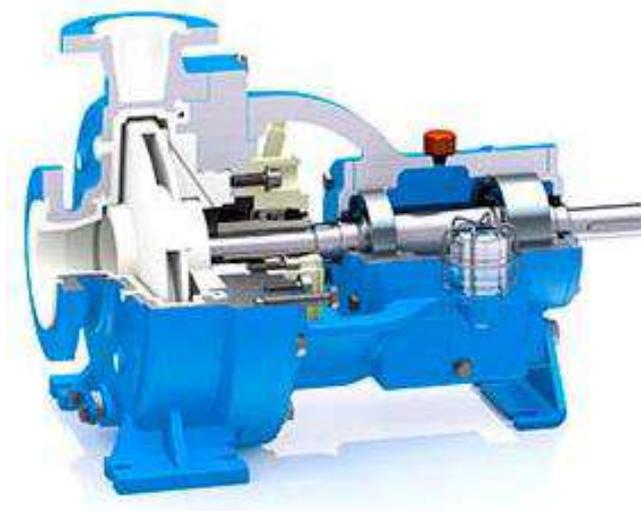


Рисунок 9.1. – Насос центробежный химический

Конструкция насосов для химических производств мало чем отличается от конструкции насосов общего назначения. Как правило, это одноступенчатый консольный насос с рабочим колесом низкой быстроходности. Насос такой стандартной конструкции способен перекачивать маловязкие жидкости, которые в свой состав могут включать твердые тела концентрацией до 0,1%.

Как и в первом случае с обычными насосами, моноблочные отличаются своей масштабностью, размерами и производительностью. Более того, они еще могут быть герметичными. Те в свою очередь делятся на насосы

химические центробежные и горизонтальные. Герметичность обеспечивают специальные магнитные муфты, которые находятся в составе ротора [17].

Существуют герметичные неметаллические насосы. Они предназначены для перегонки активных кислот и растворителей, температура которых может достигать 120° , что очень немало. В их изготовлении используются композитные материалы, характеризующиеся коррозионной стойкостью. Комплектующие детали имеют двойное полимерное покрытие, которое позволяет работать с высоким давлением [17]. Еще насосы для химической промышленности отличаются применением разнообразным материалов при изготовлении.

Типы химических насосов

Исходя из конструкции оборудования насосы для химической промышленности могут быть горизонтальными и вертикальными. Горизонтальные химические насосы в большинстве исполнений представляют собой консольные агрегаты и отличаются большой производительностью. Вертикальные химические насосы – это стационарные установки для резервуаров с опасными средами.

Консольный насос для химических жидкостей (рисунок 9.2). Такой агрегат выполняется на отдельной стойке. Корпус и крышка со стороны входа стяжными болтами прижимаются к чугунной опорной стойке. Консольно посаженное на вал рабочее колесо имеет закрытый импеллер со стороны покрывающего диска.

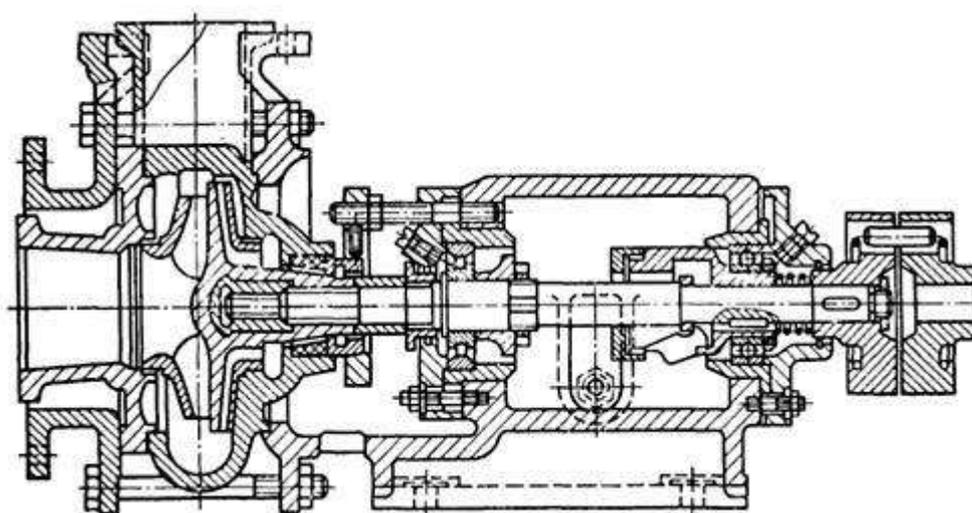


Рисунок 9.2. – Насос центробежный консольного типа химический
(в разрезе)

В качестве концевой уплотнения в насосе применено стояночное уплотнение, состоящее из конической втулки, уплотняющей вал при неработающем насосе, и импеллера, уплотняющего вал при работе агрегата. Ротор способен свободно перемещаться в осевом направлении в определенных пределах. Опорами ротора являются шариковый и роликовый подшипники [17].

Химический погружной и полупогружной насос. Серийно выпускаются двух типов: ХП (химический погружной насос) и ПХП (химический полупогружной насос).

Вертикальный погружной химический насос типа ХП выполняют с рабочими колесами одностороннего входа. Насосы изготавливаются одно-, двух- и трехступенчатыми. Базовой деталью является опорная стойка, смонтированная на крышке емкости, из которой откачивается жидкость.

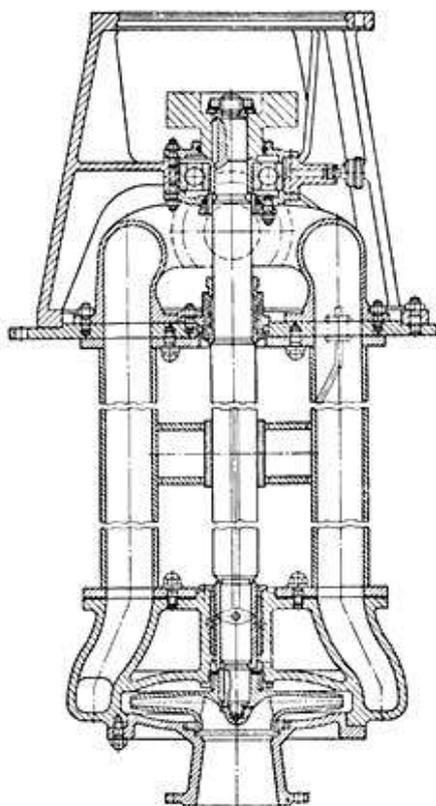


Рисунок 9.3. – Насос химический центробежный погружного типа

Корпус насоса погружается в жидкость на определенную глубину, минимальная величина которой определяется паспортными данными насоса. Корпус может быть выполнен в виде двух полуспиральных отводов или секционного типа с направляющими аппаратами.

По отводящим трубам жидкость подается на поверхность емкости. Обычно трубы объединяют в общий коллектор [17].

Химический полупогружной насос типа ПХП имеет выносные нижний и верхний подшипники, расположенные над поверхностью жидкости в емкости. Для предотвращения попадания паров перекачиваемой жидкости в подшипники в них выполнены специальные уплотнения.

Химический насос с магнитной муфтой. Химический насос с магнитной муфтой отличается только способом соединения проточной части и двигателя. Рабочее колесо в основном литое, без швов, а стакан уплотнителя с двойным антикоррозионным полимерным покрытием.



Рисунок 9.4. – Насос химический с магнитной муфтой

Магнитная муфта покрывается составом против коррозии. Такие насосы представляют из себя герметичные агрегаты и могут иметь общий или отдельные контуры циркуляции в насосе и двигателе.

Герметичный химический насос с магнитной муфтой, предназначенный для перекачивания сжиженных газов, обычно имеет колесо с повышенной всасывающей способностью. При перекачивании жидкостей с минусовой температурой вокруг статора электродвигателя выполняют либо змеевик, либо камеру для обогрева.

Такие насосы не допускают работу при неполном заполнении. Для контроля заполнения такого агрегата делают специальные сигнализаторы.

По типу применения

Еще одна классификация – это тип погружения. Здесь они бывают погружные и бочковые. Первая категория более активно используется в химической промышленности. Погружные насосы имеют конструкцию вертикального исполнения. Максимальная глубина погружения составляет 2 м, и это только с использованием специального удлинителя, в обычном случае – 1 м.

Бочковые насосы химические используются в резервуарах, бочках, емкостях, контейнерах, крепятся к их стенам и отличаются более упрощенной конструкцией. Также они характеризуются большим диапазоном производительности от 15 до 200 л/мин [17].

Материалы конструкции

Очень редко при изготовлении рабочей части насоса применяется чугун. Этот металл активно разрушается при воздействии различных химических составов и одновременно выделяет ионы железа. Кроме того, поддержание рабочего давления в чугунном корпусе затруднено.

В связи с этим используются следующие материалы:

- сталь, содержащая в составе исключительно хром, никель, медь, молибден;
- титан;
- железокремниевые сплав;
- полипропилен.

Стыковые соединения двигателя и рабочей части также выполняются из специальных материалов. Долговечность химического насоса обусловлена тем, что перекачиваемое вещество изолировано с помощью специального шланга внутри его. Такое решение позволяет полностью избавиться от соединительных уплотнений, а также в разы продлевает эксплуатационный срок. Выбор материала обуславливается свойствами перекачиваемой жидкости, требуемой долговечностью работы и др.

Работа насоса

Практически все, что может быть сказано про обыкновенный насос, применимо и к химическому. Такая же ситуация обстоит и с принципом работы. Все тот же электрический двигатель приводит в движение рабочее колесо, которое начинает закачивать жидкость. Разреженный воздух всасывает жидкость, но длительность всасывания намного большего из-за тяжелого состава смеси.

Виды жидкостей

Наука на сегодня произвела достаточное количество веществ, одновременно и опасных, и жизненно необходимых для человека. Консольные химические насосы способны перекачивать следующие жидкости:

- щелочи;
- кислоты;

- нефтепродукты;
- газы;
- взрывчатые вещества;
- радиоактивные вещества.

На самом деле этот список может быть еще больше, т.к. таблица Менделеева насчитывает большое количество элементов [17].

Выбор и установка насоса

Подбор химического насоса очень сложен. В первую очередь необходимо точно определиться с составом перекачиваемой жидкости. В зависимости от того, какую степень воздействия она имеет, важно правильно определить материал, из которого сделан насос для химических сред. В случае каких-либо ошибок это приведет к быстрому износу и поломке, и скорее всего, без возможности восстановления.

К расчету мощности необходимо подходить щепетильно. Большинство химических жидкостей имеют вязущее свойство. Следовательно, нагрузка, создаваемая на лопастях колеса, намного больше, если это вода. Исходя из этого, следует учитывать эту погрешность и выбирать насос с запасом мощности. В противном случае на выходе будет слабое давление, перегрузка двигателя и сгорание его обмотки.

Установка требует тщательной подготовки места. Чаще всего для этого оборудуются небольшие подсобные помещения. Нужно понимать, что химические реагенты опасны для здоровья, поэтому соблюдение техники безопасности превыше всего [17].

Промышленность не стоит на месте, в связи с этим возникает необходимость транспортировать едкие вещества, используемые на различных химических заводах, нефтеперерабатывающих предприятиях. Важность и значимость всего этого заставляет применять материалы высочайшего качества при изготовлении химических насосов. Такие химические насосы должны беспрепятственно справляться с любыми едкими веществами, поскольку выход из строя такого агрегата может остановить весь производственный процесс, а утечка химического вещества нанести непоправимый ущерб здоровью человека и окружающей среде [17].

ПРАКТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ 1

При гидравлических расчетах рассматривается несколько видов трубопроводов.

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

При ламинарном режиме вместо формул обычно удобнее воспользоваться зависимостью, называемой законом Пуазейля,

$$h_{TP} = \frac{128\nu l Q}{\pi g d^4}.$$

Формулу Дарси обычно выражают через расход и получают

$$h_{TP} = \lambda_{\tau} \frac{l}{d} \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4}.$$

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

$$\sum h = h_{TP} + \sum h_m = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4}.$$

Если в трубопроводе необходимо обеспечить расход жидкости Q , то потребный для этого напор $H_{номр}$, т.е. пьезометрическая высота в начальном сечении $\frac{p_1}{\rho g}$, определяется по формуле

$$\frac{p_1}{\rho g} = H_{номр} = H_{см} + \sum h,$$

где $\sum h$ – суммарные потери напора на сопротивление в трубопроводе;

$H_{см}$ – статический напор, включающий геометрическую высоту Δz , на которую необходимо поднять жидкость в процессе ее движения по трубопроводу, и пьезометрическую высоту в конечном сечении трубопровода

$\frac{p_2}{\rho g}$, т.е.

$$H_{см} = \Delta z + \frac{p_2}{\rho g}.$$

Обычно потери выражают через расход, и тогда формула принимает следующий вид:

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + kQ^m.$$

С достаточной степенью точности можно принять:

- для ламинарного режима течения

$$k = \frac{128\nu l_{\text{расч}}}{\pi g d^4}, m = 1;$$

- для турбулентного режима течения

$$k = \left(\lambda_m \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{8}{g \pi^2 d^4}, m = 2.$$

Если трубопровод состоит из **последовательно соединенных участков**, то справедливы равенства

$$\begin{cases} Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots = Q_n, \\ \sum h = \sum h_1 = \sum h_2 + \dots + \sum h_n. \end{cases}$$

При **параллельном соединении** n трубопроводов (n – количество разветвлений)

$$\begin{cases} Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n, \\ \sum h_1 = \sum h_2 = \dots = \sum h_n, \end{cases}$$

где Q – расход в точке разветвления.

Для того чтобы построить характеристику потребного напора сложного трубопровода, целесообразно:

- представить трубопровод в виде соединения простых участков;
- рассчитать и построить характеристики каждого простого участка трубопровода;
- провести графическое сложение характеристик параллельных участков;
- провести графическое сложение последовательных участков.

Если подача жидкости по трубопроводу осуществляется насосом с заданной характеристикой, то принцип расчета такого трубопровода заключается в совместном построении в координатах $H-Q$ линии потребного напора трубопровода и характеристики насоса. **Точка пересечения этих линий соответствует рабочему режиму.**

Понятие «гидромашины» включает в себя насосы и гидродвигатели. В насосе происходит преобразование энергии приводящего двигателя

в энергию потока жидкости, а гидродвигатель преобразует энергию потока жидкости в механическую работу.

По принципу действия гидромашины делят на **объемные** и **динамические**.

Объемными называют гидромашины, рабочий процесс которых основан на попеременном заполнении рабочих камер жидкостью и вытеснении ее из этих камер. Рабочая камера объемной гидромашины – ограниченное пространство внутри машины, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщается с входом и выходом.

В объемных насосах перемещение жидкости осуществляется путем вытеснения ее из рабочих камер вытеснителями, которые совершают поступательное (поршневые насосы), вращательное или сложное вращательно-поступательное движение (роторные насосы).

В данном разделе приводятся в основном задачи на расчет роторных насосов, наиболее широко используемых в машиностроении.

Подача объемного насоса определяется по формуле

$$Q = Vn\eta_0,$$

где V – рабочий объем гидромашины, равный расчетному объему жидкости, вытесненной за один оборот вала;

n – частота вращения вала;

η_0 – объемный КПД гидромашины.

Объемный КПД η_0 учитывает утечки и перетечки жидкости через зазоры. Режим течения жидкости в зазорах обычно ламинарный. Поэтому объемный КПД и, следовательно, подача насоса уменьшаются с увеличением давления по линейному закону. Момент на валу роторного насоса определяется по формуле

$$M = \frac{1}{2\pi} p_n V \frac{1}{\eta_m},$$

где p_n – давление, создаваемое на выходе из насоса;

η_m – механический КПД гидромашины, учитывающий потери на трение в ее деталях.

Основной разновидностью динамических насосов являются лопастные и, в частности, центробежные насосы. В центробежном насосе передача мощности от двигателя к жидкости происходит в процессе движения ее по межлопаточным каналам быстро вращающегося рабочего колеса из центральной его части к периферии.

Полный (общий) КПД центробежного насоса равен произведению трех частных КПД, а именно:

$$\eta = \eta_r \eta_o \eta_m,$$

или

$$\eta = \frac{Q\gamma H_n}{N_{номр}} = \frac{Qp_n}{M\omega},$$

где η_m – механический КПД насоса, учитывающий механические потери энергии в насосе;

$N_{номр}$ – мощность, потребляемая насосом.

Действительная характеристика получается из теоретической умножением ординат (напоров) на произведение $k_z \eta_r$. Однако обычно пользуются экспериментальными кривыми $H_n = f(Q)$, которые имеют вид плавно спадающих кривых. Кривая зависимости КПД насоса от подачи Q выходит из начала координат (при $Q = 0$), достигает максимума при некоторой оптимальной подаче и пересекает ось абсцисс при $H_n = 0$.

Для двух геометрически подобных центробежных насосов и для подобных режимов их работы справедливы следующие соотношения [1]:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1 D_1^3}{n_2 D_2^3};$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2 D_1^2}{n_2^2 D_2^2};$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3 D_1^5}{n_2^3 D_2^5};$$

где D – диаметр рабочих колес.

Приведенные формулы позволяют производить пересчет характеристик центробежных насосов с одной частоты n_1 и диаметра D_1 на другую частоту n_2 и другой диаметр D_2 . Для одного и того же насоса $D_1 = D_2$ и формулы упрощаются.

Гидравлический и объемный КПД насоса при сохранении подобия режимов его работы остаются приблизительно постоянными в силу автомодельности. Полный КПД насоса при этом в первом приближении можно считать также постоянным.

Когда абсолютное давление на входе в центробежный насос оказывается слишком низким, на входных элементах лопаток рабочего колеса возникает кавитация. При этом напор, создаваемый насосом, и его КПД резко падают.

Кавитационным запасом называют разность между полным напором жидкости во входном патрубке насоса и давлением насыщенных паров жидкости, т.е.

$$\Delta h_{\text{кав}} = \frac{p_v}{\rho g} + \frac{v_v^2}{2g} - \frac{p_{\text{н.п.}}}{\rho g},$$

где p_v и v_v – давление и скорость во входном патрубке насоса;

$p_{\text{н.п.}}$ – давление насыщенных паров жидкости при данной температуре.

Значение кавитационного запаса, при котором начинается кавитация в насосе, называют критическим, или минимально допустимым кавитационным запасом, и обозначают $\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}}$. Эта величина будет тем больше, чем больше подача насоса и частота вращения его колеса, и может быть найдена по формуле С.С. Руднева

$$\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}} = 10 \frac{(n^2 Q)^{2/3}}{C^{4/3}},$$

где $C = 800 \dots 1000$ – коэффициент для обычных насосов. Для насосов с повышенными кавитационными свойствами $C \leq 1300$.

Формула С.С. Руднева позволяет находить минимально допустимое абсолютное давление $p_{v\text{min}}$ перед входом в насос при заданных подаче Q и числе оборотов n или максимальную подачу Q_{max} при заданных давлении p_v и числе оборотов n , или n_{max} при заданных p_v и Q .

Задания для самостоятельной работы

Задание 1

Насос перекачивает воду с подачей Q , м³/мин (таблица 1). Диаметр всасывающего тракта d_1 , мм, нагнетательного – d_2 , мм. Манометр на всасывающем тракте показывает разрежение p_1 , мм рт. ст., на нагнетательном – избыточное давление p_2 , кгс/см². Расстояние по вертикали между манометрами 40 см. Пренебрегая потерями на трение и местные сопротивления, определить напор, развиваемый насосом.

Таблица 1. – Варианты задания

№	Q	d_1	d_2	p_1	p_2	№	Q	d_1	d_2	p_1	p_2
1	15,3	300	300	160	4,4	16	6,6	230	310	130	2,3
2	6,3	240	340	180	3,7	17	13,9	220	330	190	4,8
3	12,6	240	360	105	4,4	18	14,8	210	400	125	3,1
4	10,9	260	350	195	3,1	19	11,9	260	300	115	2,1
5	11,4	230	340	135	3,5	20	6,4	250	310	160	3,2
6	15,9	240	330	150	2,6	21	12,4	230	360	105	3,5
7	7,0	220	380	160	2,1	22	13,1	220	340	185	2,2
8	9,8	290	400	110	3,2	23	8,4	260	400	150	2,6
9	9,4	290	320	175	3,6	24	12,3	220	320	120	2,1
10	8,2	300	300	170	2,6	25	10,5	230	310	140	3,4
11	8,0	250	350	135	3,3	26	14,1	260	390	195	2,4
12	10,2	260	350	120	3,2	27	15,8	290	380	160	4,6
13	14,6	260	370	160	3,5	28	9,9	280	380	195	2,8
14	13,8	280	390	140	2,5	29	9,4	240	300	130	4,9
15	11,0	260	340	115	3,5	30	12,0	270	340	190	2,9

Задание 2

Требуемая производительность насоса Q , м³/ч (таблица 2), он перекачивает жидкость плотностью ρ , г/см³. Полный напор при этом составляет H , м. КПД насоса η , %. Насос присоединяется к электродвигателю через муфту. Какой мощности электродвигатель необходимо установить?

Таблица 2. – Варианты задания

№	Q	η	H	η	№	Q	η	H	η	№	Q	η	H	η
1	80	1,2	55	61	11	80	1,2	67	73	21	120	1,5	72	80
2	80	1,5	56	86	12	20	1,2	68	84	22	100	1,5	45	73
3	70	1,4	67	80	13	50	1,6	69	71	23	140	1,4	63	70
4	100	1,3	51	71	14	90	1,6	79	78	24	160	1,5	49	76
5	150	1,6	77	71	15	20	1,5	74	86	25	20	1,4	59	74
6	100	1,6	75	86	16	120	1,3	66	60	26	70	1,4	52	62
7	140	1,5	60	80	17	80	1,4	70	87	27	120	1,1	78	88
8	130	1,2	68	61	18	40	1,5	59	75	28	70	1,5	54	73
9	120	1,3	70	73	19	130	1,6	79	87	29	50	1,4	60	68
10	150	1,2	75	82	20	80	1,1	71	70	30	110	1,2	46	79

Задание 3

Насос подает воду из емкости с атмосферным давлением в установку с избыточным давлением p , МПа (таблица 3). Высота подъема $h_{под}$, м. При этом подача насоса Q , л/мин. Определить потребляемую мощность, а также подачу и мощность насоса при снижении давления в резервуаре до p' , МПа.

Характеристики насоса

Подача, м ³ /ч	0	6	12	18	24	30
Напор, м	37	38,2	36,6	34,3	31,7	27,9
КПД, %	–	63	82	76	61	40

Таблица 3. – Варианты задания

№	p	h _{под}	Q	p'	№	p	h _{под}	Q	p'	№	p	h _{под}	Q	p'
1	0,19	2,2	270	0,13	11	0,17	3	360	0,09	21	0,12	2	210	0,05
2	0,20	5,8	170	0,12	12	0,13	5,2	180	0,07	22	0,12	4	310	0,04
3	0,12	5,2	110	0,03	13	0,10	4,3	230	0,03	23	0,18	3,1	380	0,10
4	0,12	2,2	350	0,07	14	0,13	2,6	300	0,05	24	0,15	3,9	350	0,07
5	0,16	5,7	120	0,07	15	0,17	5,3	140	0,09	25	0,18	5,3	380	0,10
6	0,11	5,9	170	0,03	16	0,17	3,3	370	0,09	26	0,19	3,2	110	0,13
7	0,18	4,3	140	0,10	17	0,14	2,3	130	0,08	27	0,15	4,8	150	0,10
8	0,20	5,7	160	0,15	18	0,10	2,4	250	0,03	28	0,17	3,4	340	0,10
9	0,10	4,3	150	0,04	19	0,19	3,5	220	0,12	29	0,19	5,6	230	0,12
10	0,14	4,6	230	0,07	20	0,10	5,8	280	0,02	30	0,19	5	350	0,15

Задание 4

Насос с характеристиками, поднимает воду на высоту $h_{под}$, м (таблица 4).

Подача, м ³ /ч	0	10	20	30	40
Напор, м	24	25	24	20	15
КПД, %	–	60	82	76	40
Мощность, кВт	1	1,3	1,7	2,2	3,8

Водопровод длиной L , м, состоит из чугунных труб диаметром d , мм. Он содержит четыре чугунных колена (с поворотом на 90°), установленных через 500 м, приемный клапан с сеткой, обратный клапан, два полностью открытых пробочных крана, а также U -образные компенсаторы температурного расширения. Определить подачу и мощность насоса, работающего в этой сети.

Таблица 4. – Варианты задания

№	L	d	$h_{под}$	№	L	d	$h_{под}$	№	L	d	$h_{под}$
1	2040	115	12,0	11	1000	130	10,4	21	1000	115	11,0
2	2560	85	6,3	12	1280	90	9,5	22	2270	110	12,4
3	1790	80	6,5	13	1250	125	9,7	23	1690	155	11,8
4	620	95	11,0	14	2270	125	8,0	24	2440	110	7,9
5	1940	125	8,6	15	1470	95	7,2	25	850	105	8,6
6	1280	135	11,6	16	2070	125	8,6	26	1420	120	7,5
7	1910	110	9,1	17	2280	150	12,4	27	1540	110	7,6
8	990	120	10,1	18	2260	110	7,7	28	2500	140	9,8
9	1720	135	10,9	19	2050	120	11,6	29	810	120	12,1
10	1230	105	9,0	20	2410	105	6,2	30	720	120	12,8

Задание 5

Насос поднимает воду на $h_{под}$, м (таблица 5) и подает ее из резервуара с атмосферным давлением в установку с избыточным давлением p , МПа. При этом подача Q , м³/ч, скорость воды в трубопроводе v , м/с. Определить коэффициент сопротивления диафрагмы ξ , необходимый для снижения подачи до Q' , м³/ч, и мощность насоса при такой подаче.

Характеристики насоса следующие:

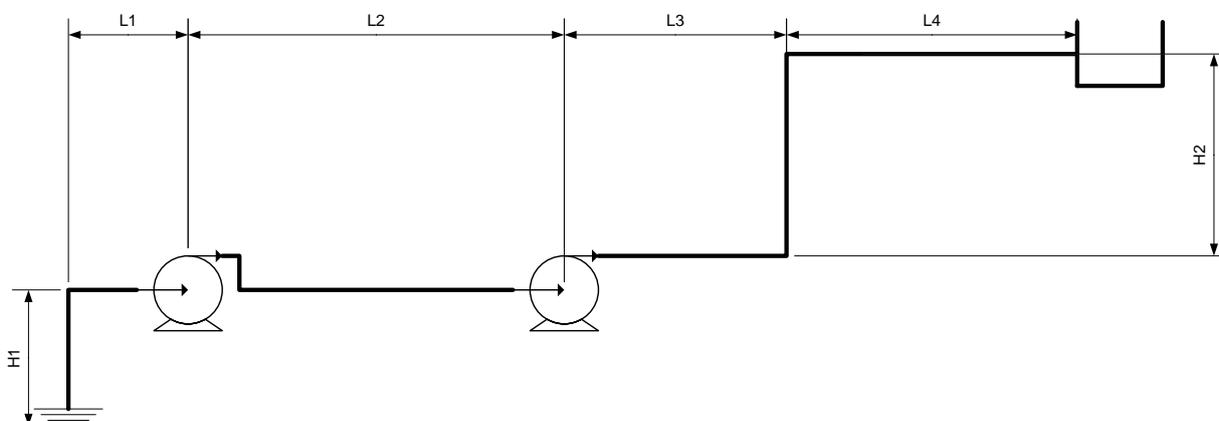
Подача, м ³ /ч	0	10	20	30	40	50
Напор, м	38	40,2	39,9	37,1	31,7	23,8
КПД, %	–	50	80	90	80	50

Таблица 5. – Варианты задания

№	$h_{под}$	P	Q	v	Q'	№	$h_{под}$	P	Q	v	Q'
1	5,9	0,18	39	5,5	21	16	6,0	0,15	42	8,0	28
2	5,4	0,20	36	8,0	26	17	7,3	0,12	30	8,7	15
3	8,0	0,28	26	10,2	8	18	5,8	0,16	27	7,8	16
4	4,4	0,12	31	12,2	14	19	6,8	0,12	39	6,8	26
5	7,7	0,10	45	9,9	31	20	5,2	0,20	43	12,4	25
6	4,7	0,22	30	5,2	14	21	5,3	0,13	39	5,5	25
7	6,5	0,12	45	7,9	29	22	5,9	0,16	40	15,7	21
8	5,4	0,16	32	5,6	17	23	5,1	0,24	39	11,3	28
9	4,5	0,14	44	9,7	27	24	7,2	0,25	34	5,9	24
10	7,4	0,16	40	7,0	29	25	4,5	0,15	35	6,1	17
11	5,5	0,11	31	6,9	13	26	5,0	0,17	30	11,8	20
12	6,1	0,17	35	13,8	24	27	6,1	0,19	38	8,4	27
13	7,8	0,12	34	19,2	24	28	7,2	0,12	43	24,3	27
14	6,7	0,19	30	5,2	12	29	4,7	0,16	44	24,9	28
15	4,6	0,24	37	5,2	22	30	6,2	0,12	34	13,4	18

Задание 6

Два насоса работают в сети (рисунок), предназначенной для подачи воды из одной открытой емкости в другую.



Диаметр трубопровода d , см (табл. 6), коэффициент трения $\lambda = 0,03$, сумма местных сопротивлений сети $\Sigma\xi = 20$. Символами H , м, обозначена высота; L , м, – длина горизонтали.

Характеристики каждого насоса следующие:

Подача, л/с	0	10	20	30	40	50
Напор, м	24	25,1	24,4	21,9	17,6	11,5
КПД, %	–	38	62	72	68	50

Рассчитать подачу, КПД и потребляемую мощность для каждого насоса.

Таблица 6. – Варианты задания

№	L_1	L_2	L_3	L_4	H_1	H_2	d
1	2	3	4	5	6	7	8
1	900	900	700	700	2,0	29,4	25
2	1400	1500	600	700	4,9	37,2	45
3	1500	1400	400	300	3,1	34,8	55
4	1400	700	600	700	9,1	22,2	30
5	1200	1400	700	500	6,1	15,0	20
6	700	1100	600	500	7,4	17,8	25
7	700	500	300	300	1,4	30,8	35
8	700	700	400	300	5,8	27,6	35
9	800	1200	400	500	4,5	31,0	50
10	500	1100	500	300	0,8	35,2	40
11	1400	600	400	700	9,3	26,0	55
12	500	900	700	400	3,8	30,8	35

Окончание таблицы 6

1	2	3	4	5	6	7	8
13	600	500	300	300	1,2	35,4	30
14	700	500	400	300	6,7	29,6	35
15	1100	1100	300	700	3,5	34,8	40
16	1400	900	500	600	7,7	14	20
17	700	500	600	400	5,3	27,2	30
18	900	1100	400	600	6,6	22,8	25
19	1500	1200	400	700	1,4	26	30
20	1200	900	400	400	14	20	50
21	1100	800	300	400	6,8	28	35
22	900	1000	700	600	5,7	15,4	25
23	1400	1300	600	700	2	33,6	40
24	900	1000	300	600	8	26,4	20
25	1400	1400	300	400	2	39,6	45
26	1300	900	500	300	3,6	31	40
27	1100	1000	700	400	9	29,4	50
28	1000	1200	500	500	9	23,0	20
29	1400	1400	700	500	1	35,8	40
30	900	700	500	300	1	34	20

Задание 7

Установка из двух последовательно установленных одинаковых насосов поднимает воду на высоту $h_{под}$, м, из одной открытой емкости в другую. При этом установилась подача Q , л/с (таблица 7). Характеристики каждого насоса представлены на рисунке.

Необходимо:

а) рассчитать мощность установки;

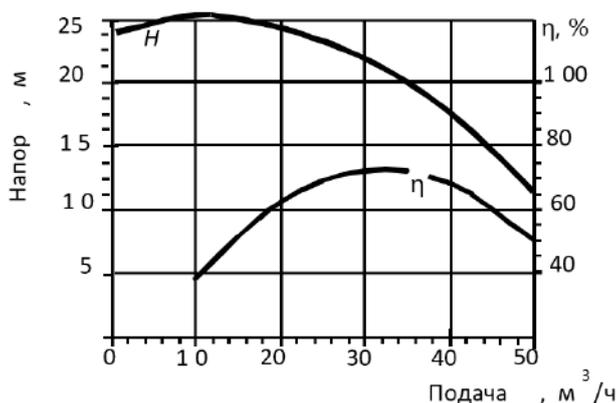


Рисунок. – Характеристики насоса

б) определить, как изменится подача в сети и мощность на валу первого насоса при отключении второго;

в) определить подачу в сети и суммарную мощность установки, если включение насосов будет заменено с последовательного на параллельное. Как в этом случае изменится мощность на валу первого насоса при отключении второго?

Таблица 7. – Варианты задания

№	$h_{под}$	Q	№	$h_{под}$	Q	№	$h_{под}$	Q	№	$h_{под}$	Q	№	$h_{под}$	Q
1	9,5	38	7	15,8	29	13	16,0	42	19	9,6	26	25	13,5	40
2	16,3	40	8	17,3	33	14	10,5	28	20	15,1	43	26	6,1	39
3	14,2	31	9	10,9	29	15	15,9	39	21	18,4	39	27	12,2	36
4	17,9	39	10	17,1	43	16	8,6	32	22	9,7	34	28	12,4	37
5	19,8	27	11	14,9	38	17	13,3	31	23	12,1	33	29	17,9	40
6	14,9	44	12	13,5	25	18	8,7	32	24	6,7	27	30	11,3	39

Модуль 2 КОМПРЕССОРЫ

ЛЕКЦИОННЫЙ КУРС

Лекция 10 ТРАНСПОРТИРОВАНИЕ ГАЗОВ

1. Классификация машин для транспорта газа.
2. Термодинамические основы процесса сжатия газа.
3. Теоретические процессы сжатия газов. Изотермический, адиабатический, политропический процесс.
4. КПД компрессоров.
5. Охлаждение газов в процессе сжатия.

1. Классификация машин для транспорта газа

Назначение, принцип действия и классификация компрессорных машин

Гидравлические машины, предназначенные для сжатия и перемещения газов, называются **компрессорными машинами**.

Большое число технологических процессов химических, газо- и нефтеперерабатывающих производств осуществляется с участием всевозможных газов, сжатых до значительных давлений. В качестве примеров можно назвать абсорбционные и адсорбционные процессы переработки природного газа, процессы органического синтеза в производстве синтетического спирта, аммиака, каучука, полимеров [18].

Применение компрессоров в промышленности идет в различных направлениях:

- сжатый газ является аккумулятором энергии, которая может расходоваться для привода в движение различных машин и механизмов (в пневматических молотах, для привода пневматического инструмента и исполнительных механизмов, пневматические тормоза, приборы и др.). В этих случаях компрессор обеспечивает получение энергоносителя (рабочего тела);
- компрессорные машины используются для перемещения газа по трубопроводам;

- в технологических производствах, связанных с процессами, протекающими в газовых средах, компрессоры должны создавать необходимое давление в системах и развивать подачу определенного количества газа, являющегося сырьем;

- компрессоры, служащие для отсасывания и нагнетания паров хладагентов, – холодильные компрессоры.

Помимо использования сжатого газа как агента технологических процессов он может являться аккумулятором энергии, которая может расходоваться для привода в движение различных машин и механизмов. Так, во взрывоопасных цехах химических и нефтехимических производств сжатый воздух используется для привода в движение грузоподъемные средства (краны, тельферы) и пневмоинструмент (пневмозубило, пневмошлифовальная машина и т.п.), а также для работы приборов системы контроля и автоматизации производственных процессов.

Компрессорные машины классифицируют следующим образом:

1) по **принципу действия**:

- лопастные;
- объемные.

В лопастных компрессорных машинах механическая энергия двигателя преобразуется в механическую энергию газа путем непрерывного силового воздействия лопастей рабочего колеса на газ в проточной камере, имеющей постоянное сообщение с входным и выходным патрубками. В эту группу компрессорных машин входят центробежные и осевые компрессоры и вентиляторы [19].

В объемных компрессорных машинах преобразование механической энергии двигателя в механическую энергию газа происходит путем периодического сжатия газа в камере, попеременно сообщаемой с входным и выходным патрубками. В эту группу компрессорных машин входят поршневые и ротационные компрессоры;

2) **в зависимости от давления нагнетания** [19]:

- низкого давления (избыточное давление до 0,1 ат) (вентиляторы);
- среднего давления (избыточное давление от 0,1 до 0,3 ат) (газодувки);
- высокого давления (избыточное давление от 3 ат. и выше);

3) по **способу установки компрессора**:

- стационарные;
- передвижные;

4) по характеристике сжимаемого газа:

- воздушные компрессорные (воздушные вентиляторы, воздуходувки, воздушные компрессоры);
- компрессорные машины (газовые вентиляторы, газодувки, газовые компрессоры, предназначенные для сжатия всех остальных газов, кроме кислорода).

Компрессоры, предназначенные для сжатия кислорода, а также сжатия воздуха с целью получения кислорода, называются кислородными.

Кислородные компрессоры выделяют в отдельную группу не потому, что процессы компримирования воздуха и кислорода имеют различия. Это вызвано необходимостью применения специальных материалов для некоторых узлов и специальной смазки рабочих органов.

Особую группу представляют компрессорные машины, предназначенные для всасывания газов из систем с целью создания разрежения. Подобные компрессоры называются вакуум-насосами;

5) по расположению рабочих органов (штоков, поршней, валов рабочих колес и др.) [19]:

- горизонтальные;
- вертикальные;
- наклонные.

В настоящее время применяются угловые поршневые компрессоры, которые имеют вертикальные и горизонтальные цилиндры, а также компрессоры со встречным движением поршней (оппозитные).

Компрессорные машины различаются по составу перекачиваемого газа, поскольку агрессивные и взрывоопасные газы требуют специальных материалов для изготовления некоторых узлов и специальных смазочных материалов;

6) по принципу действия рабочего органа. поршневые компрессоры, принцип действия которых основан на сжатии в замкнутом пространстве при уменьшении его объема; схема приведена на рисунке 10.1. Изменение объема происходит вследствие возвратно-поступательного движения поршня в цилиндре;

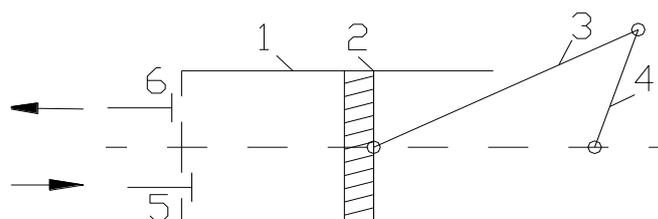


Рисунок 10.1. – Схема поршневого компрессора

– центробежные компрессоры, в которых давление газа создается за счет центробежных сил, возникающих во вращающемся газовом потоке. Особенностью центробежных компрессоров являются осевые компрессорные машины, принцип действия которых основан на сообщении частицам скорости, т.е. на повышении кинетической энергии потока [19];

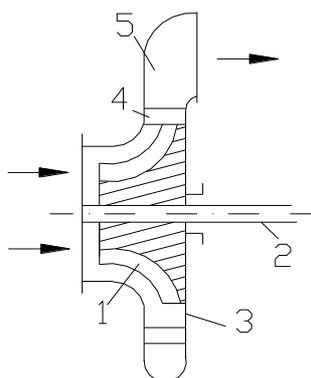


Рисунок 10.2. – Схема центробежного компрессора

– ротационные компрессоры, являющиеся разновидностью поршневых компрессоров. В ротационных компрессорах сжатие газа происходит в образующемся зазоре между корпусом (статором) компрессора и вращающимся ротором, который расположен эксцентрично по отношению к статору.

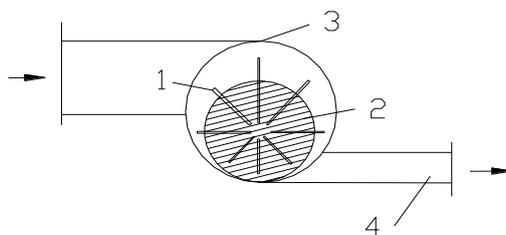


Рисунок 10.3. – Схема ротационного компрессора

2. Термодинамические основы процесса сжатия газа

Как известно из термодинамики, внутренняя энергия идеального газа U и его энтальпия i являются функцией лишь температуры [19]:

$$U = c_v T, \text{ [Дж/кг];}$$

$$i = c_p T = c_v T + pV = c_v T + RT, \text{ [Дж/кг].}$$

Следовательно, внутренняя энергия газа и его энтальпия при одной и той же температуре, но различных давлениях одинаковы. Работоспособность газа при большем давлении выше, чем при меньшем. Но если газ, расширяясь от большего давления к меньшему, произведет работу, температура его снизится и энтальпия упадет точно на величину отданной работы. Наоборот, если произвести изотермическое сжатие газа – вся израсходованная энергия будет отведена в виде тепла охлаждающей воды, теплоотдачи наружу.

Значит, работа H_c расходуемая компрессором для сжатия V м³ газа от начального давления p_1 до конечного p_2 равна

$$H_c = \int_{p_1}^{p_2} V dp, \quad (10.1)$$

т.к. $i = c_p T = u + pv$.

Откуда

$$di = c_p dT = du + pdv + vdp.$$

Следовательно,

$$du = c_p dT - pdv - vdp.$$

Подставляя это выражение в уравнение первого начала термодинамики $du = dq_c - pdv$ (приращение внутренней энергии газа равно сумме сообщенного газу тепла и механической работе сжатия) после интегрирования с учетом работы сжатия получим уравнение (10.1).

Таким образом, уравнение первого начала термодинамики можно представить в виде:

$$H_c = c_p (T_k - T_n) - q_c.$$

Для движущегося газа сообщенное тепло q_c равно сумме внешнего тепла ($-q$) и тепла всех гидравлических потерь ΔH :

$$q_c = -q + \Delta H$$

Учитывая этот факт, окончательно получаем:

$$H_c + \Delta H = c_p (T_k - T_n) + q \quad (10.2)$$

Уравнение (10.2) в явном виде не содержит членов, учитывающих кинетическую энергию, но оно справедливо при любом соотношении скоростей в начале и конце сжатия.

Уравнение первого начала термодинамики в форме (10.2) удобно при анализе процесса сжатия в $T-S$ диаграмме, где S – энтропия газа (из термодинамики: энтропия представляет собой некоторую функцию состояния тела,

При адиабатическом сжатии $q = 0$, следовательно, по формуле (10.3) $\Delta S = 0$, т.е. процесс идет без изменения энтропии ($S = \text{const}$). Поэтому процесс изображается вертикальной линией $1-2$, причем точка 1 характеризует состояние газа до сжатия и лежит на пересечении изобары p_1 и изотермы T_1 ; точка 2 отвечает состоянию газа после сжатия и лежит на изобаре, соответствующей давлению p_2 .

При изотермическом сжатии процесс протекает при $T = \text{const}$ и изображается горизонтальной линией $1-2'$, причем точка $2'$, характеризующая состояние газа после сжатия, лежит на изобаре p_2 . Количество отводимого тепла q , согласно формуле (10.3), составляет $T\Delta S$ и на рисунке 10.4 выражается площадью заштрихованного прямоугольника, $a-1-2'-b$, высота которого равна T_1 , а основание — изменению энтропии ΔS . В данном процессе энтропия уменьшается, т.е. величина ΔS отрицательна. Поэтому количество тепла будет также отрицательным, т.е. процесс сопровождается, как указывалось выше, отводом тепла. Та же площадь $a-1-2'-b$ выражает работу изотермического сжатия в тепловых единицах, а площадь $a-2-2'-b$ на рисунке 10.4 равна работе адиабатического сжатия [19].

3. Теоретические процессы сжатия газов.

Изотермический, адиабатический, политропический процесс

Политропические процессы сжатия. Из теоретических процессов сжатия наибольший интерес представляют политропические процессы, характеризующиеся таким подводом (отводом) тепла в процессе сжатия, при котором между давлением и плотностью существует степенная зависимость:

$$p = c\rho^m, \quad (10.4)$$

где c и m — постоянные, причем m называют показателем политропы.

Кроме того, считаем, что потери отсутствуют.

Определим работу, затрачиваемую при политропическом процессе сжатия. Используя известное общее выражение для напора

$$H_c = \int_{p_H}^{p_K} \frac{dp}{\rho}$$

и подставляя в него значение ρ из уравнения (10.4), после интегрирования получим:

$$H_{н.с.} = \frac{m}{m-1} R T_K - T_H. \quad (10.5)$$

Частными случаями политропических процессов являются изоэнтропический и изотермический процессы.

Изоэнтропический процесс сжатия – идеальный (предельный) процесс сжатия в компрессорах без охлаждения; чем меньше гидравлические потери в компрессоре, тем ближе реальный процесс к изоэнтропическому. В T - S -диаграмме изоэнтропический процесс сжатия изображается отрезком 1–2 вертикальной прямой (рисунок 10,5, а), а работа сжатия эквивалентна площади 1–2–3–4–1

Напор в изоэнтропическом процессе определяется также как и в политропическом процессе, только заменяется показатель политропы m на показатель изоэнтропы k .

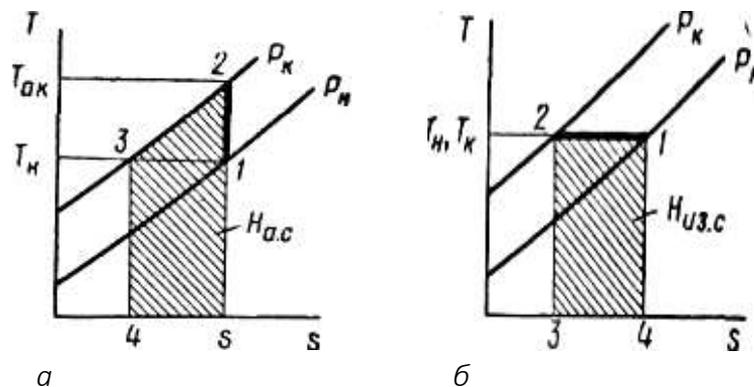


Рисунок 10.5. – Изоэнтропический (а) и изотермический (б) процессы сжатия в T - S диаграмме

Изотермический процесс сжатия также является частным случаем политропического процесса – при $m=1$, или при постоянной температуре газа.

Изотермический напор

$$H_{из.с} = z_p R T_n \ln \frac{p_k}{p_n}, \quad (10.6)$$

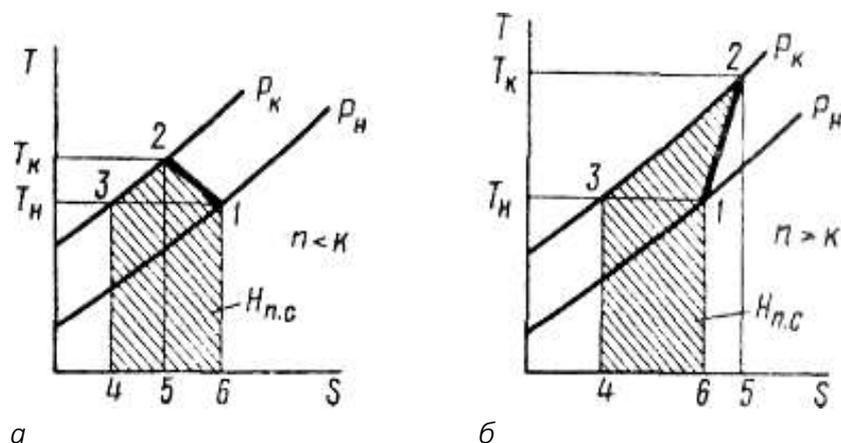
$$z_p = \frac{1}{\ln \frac{p_k}{p_n}} \int_{p_n}^{p_k} z \frac{dp}{p}.$$

Изотермический процесс сжатия является идеальным (предельным) для процессов сжатия с отводом тепла. В T - S -диаграмме он изображается отрезком 1–2 горизонтальной прямой (см. рисунок 10.5, б), а работа сжатия эквивалентна площади 1–2–3–4–1. Как следует из рисунка 10.5, изотермический процесс сжатия обладает интересной особенностью: вся работа, затраченная на сжатие, переходит в тепло, отводимое в процессе сжатия.

Из других особенностей изотермического сжатия нужно выделить следующие две: во-первых, энтальпия газа в конце процесса меньше, чем в любом другом процессе сжатия (если $m > 1$). Во-вторых, напор также меньше, чем в других процессах сжатия. Далее будет показано, что эти особенности определяют целесообразность охлаждения газа при сжатии в тех или иных случаях.

Адиабатический процесс сжатия (без теплообмена с окружающей средой, но с потерями в процессе сжатия) представляет особый практический интерес, поскольку действительные процессы сжатия в компрессорах без охлаждения практически можно рассматривать как адиабатические. В T - S -диаграмме адиабатический процесс сжатия выглядит аналогично политропическому и изображен на рисунке 10.6, б, но линию сжатия 1-2 рассматривают как политропу с переменным показателем m . Поэтому при проведении практических расчетов действительный процесс сжатия рассматривают как политропический, определяя показатель политропы по начальным и конечным параметрам газа [4]:

$$\frac{m}{m-1} = \frac{\lg \frac{p_k}{p_n}}{\lg \frac{T_k}{T_n}} \quad (10.7)$$



а – при отводе тепла; **б** – при подводе тепла

Рисунок 10.6. – Политропические процессы сжатия в T - S диаграмме

Таким образом, работа, затрачиваемая в компрессоре при адиабатическом сжатии, определяется по формуле

$$H_{ec} = c_p T_H \left[\left(\frac{p_k}{p_H} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} R T_H \left[\left(\frac{p_k}{p_H} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right], \quad (10.8)$$

где m – показатель эквивалентной политропы, определяется по (10.7).

4. Коэффициент полезного действия компрессоров

В отличие от насосов и вентиляторов, компрессоры нельзя характеризовать коэффициентом полезного действия в обычном понимании этого слова, т.е. как отношение полезного напора к затраченному. Это, на первый взгляд, странное обстоятельство объясняется тем, что невозможно выделить полезный напор в случае охлаждения газа в процессе сжатия. Действительно, из общего уравнения сохранения энергии

$$H_e = c_p T_k - T_H + \frac{c_k^2 - c_H^2}{2} + q$$

можно заключить, что часть подводимой работы «теряется» (уносится охлаждающей водой) в виде тепла q . Однако бесполезна ли эта «потеря»? На примере изотермического процесса сжатия мы уже видели, что это не так. При изотермическом сжатии вся подведенная работа переходит в тепло, уносимое охлаждающей водой, т.е. вся работа как бы теряется бесполезно. Однако напор H_e при изотермическом сжатии меньше, чем при любом другом процессе сжатия (для $m > 1$), если сравнить процессы при одинаковом отношении давлений. Другими словами, поскольку охлаждение приводит к уменьшению затраченного напора, то потерю тепла q нельзя считать бесполезной. Поэтому нельзя выделить и полезный напор.

По указанной причине все так называемые КПД компрессоров не являются, строго говоря, КПД, а служат только для оценки степени приближения реального процесса сжатия к какому-либо теоретическому процессу.

Под **коэффициентом полезного действия ступени** компрессора понимают отношение

$$\eta_x = \frac{H_x}{H_e} \quad (10.9)$$

где H_e – работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг газа (с учетом дисковых потерь и утечек);

H_x – работа, принятая в качестве полезной.

Обычно под H_x подразумевают изоэнтروпический или политропический напор и в соответствии с этим КПД называют изоэнтропический или политропическим:

$$\eta_a = \frac{H_a}{H_e}, \quad \eta_n = \frac{H_n}{H_e}.$$

Практическое применение нашел изоэнтропический КПД.

КПД компрессора с учетом всех потерь:

$$\eta_x = \frac{G_x H_x}{1000 N_e}, \quad (10.10)$$

где G_x – расход газа через выходной патрубок компрессора;

N_e – потребляемая компрессором мощность.

В неохлаждаемых компрессорах под H_x подразумевают изоэнтропическую работу, а в охлаждаемых – изотермическую.

5. Охлаждение газа в процессе сжатия

Сжатие газа до высокого давления за одну ступень затруднено из-за чрезмерного повышения температуры в конце сжатия. В лопастных компрессорах ограничением по давлению, создаваемому одной ступенью, является также прочность материала рабочего колеса. Поэтому следует применять, возможно, более интенсивное охлаждение газа в процессе его сжатия и производить сжатие в последовательно соединенных ступенях, осуществляя промежуточное охлаждение газа в холодильниках, включенных в поток между ступенями.

Применение ступенчатого сжатия с промежуточным охлаждением газа дает большую экономию энергии, расходуемой на привод компрессора.

В современных компрессорах применяют следующие способы охлаждения компримируемого газа:

- внутреннее;
- выносное;
- комбинированное.

При внутреннем охлаждении холодная вода подается в специально выполненную полость в отливке корпуса.

При выносном охлаждении между отдельными ступенями сжатия устанавливаются кожухотрубчатые теплообменники.

Комбинированное охлаждение предусматривает как внутреннее, так и выносное охлаждение. Этот способ эффективнее и наиболее широко

применим. В некоторых конструкциях компрессоров используется охлаждение впрыском воды в поток газа. При этом теплота газа частично расходуется на испарение охлаждающей воды. Однако увлажнение газа во многих случаях недопустимо.

Минимум затрат энергии в ступенчатом компрессорном процессе имеет место при равенстве степеней повышения давления во всех ступенях. Поэтому оптимальная степень сжатия одной ступени

$$\varepsilon = \left(\frac{p_k}{p_n} \right)^{\frac{1}{z}},$$

где ε – отношение давлений газа на выходе и входе одной ступени;
 p_k и p_n – конечное и начальное давление компрессора;
 z – число ступеней сжатия.

На практике, однако, ступени высокого давления имеют несколько меньшую степень сжатия, чем ступени низкого давления.

В лопатных компрессорах степень сжатия состоит из совокупности венцов рабочих и направляющих лопастей, и количество ступеней может быть большим (до 40). В этом случае ступени разбивают на секции, и холодильники устанавливают между секциями. В пределах секции ступени не охлаждают.

Лекция 11

ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

1. Устройство и принцип действия поршневого компрессора.
2. Классификация поршневых компрессоров
3. Характеристики поршневого компрессора.

1. Устройство и принцип действия поршневого компрессора

Для малорасходных газопроводов и компрессорных станций, как правило, применяют поршневые компрессоры с приводом от двигателей внутреннего сгорания, топливом для которых служит транспортируемый (закачиваемый) газ. Они являются сравнительно тихоходными машинами с частой вращения $n = 300\text{--}375$ об/мин, достоинство которых – возможность получения большой степени сжатия и изменения внешних характеристик, а недостаток – малые единичная мощность и производительность, большая металлоемкость [4].

Поршневые компрессоры по числу ступеней сжатия делятся на одно-, двух- и многоступенчатые, а по характеру действия – на компрессоры простого (одинарного) и двойного действия.

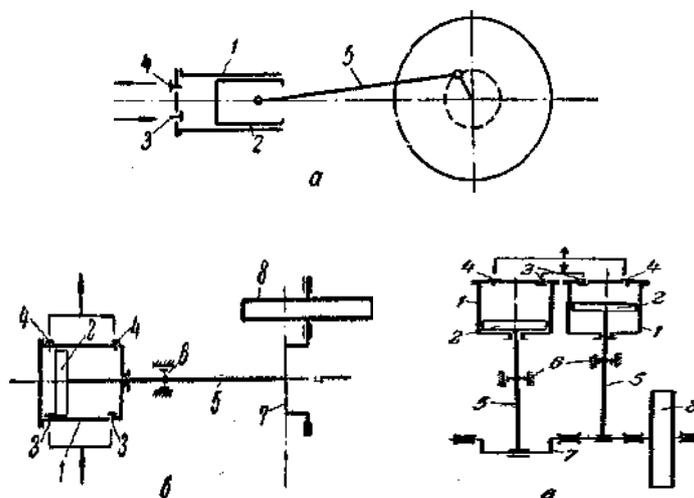
Одноступенчатые компрессоры изготавливаются горизонтальными и вертикальными; горизонтальные компрессоры являются большей частью машинами двойного действия, а вертикальные – простого действия.

Одноступенчатый компрессор простого действия (рисунок 11.1, а) имеет цилиндр 1, который с одной стороны открыт, с другой – закрыт крышкой, в которой расположены всасывающий и нагнетательный клапаны 3 и 4. Поршень 2 соединен непосредственно с шатуном 5. Такие компрессоры отличаются простотой устройства – они не имеют сальника и ползуна (крейцкопфа).

В **одноступенчатых компрессорах двойного действия** (рисунок 11.1, б) газ в цилиндре 1 сжимается по обе стороны поршня 2; поэтому цилиндр снабжен двумя всасывающими клапанами 3 и двумя нагнетательными клапанами 4. Устройство компрессоров двойного действия сложнее, но зато, при равном весе и равной занимаемой площади, они дают вдвое большую производительность, чем компрессоры простого действия.

Для охлаждения сжатого газа цилиндр, а иногда и крышки компрессоров снабжают водяными рубашками. На коренной вал компрессора насажен маховик 8.

Для увеличения производительности одноступенчатых компрессоров простого и двойного действия они изготавливаются многоцилиндровыми. В двухцилиндровом компрессоре простого действия (рисунок 11.1, в) поршни работают параллельно, привод осуществляется от одного коленчатого вала с кривошипами, сдвинутыми друг относительно друга на угол 90 или 180°. Для сжатия газа до избыточного давления выше 4–5 атм (максимум 7 атм) применяют многоступенчатые компрессоры с двумя и более ступенями, причем газ охлаждается в холодильниках между ступенями сжатия.



а – одноцилиндровый простого действия; *б* – одноцилиндровый двойного действия; *в* – двухцилиндровый простого действия;
 1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – всасывающий клапан; 4 – нагнетательный клапан; 5 – шатун;
 6 – крейцкопф; 7 – кривошип; 8 – маховик

Рисунок 11.1. – Одноступенчатые поршневые компрессоры

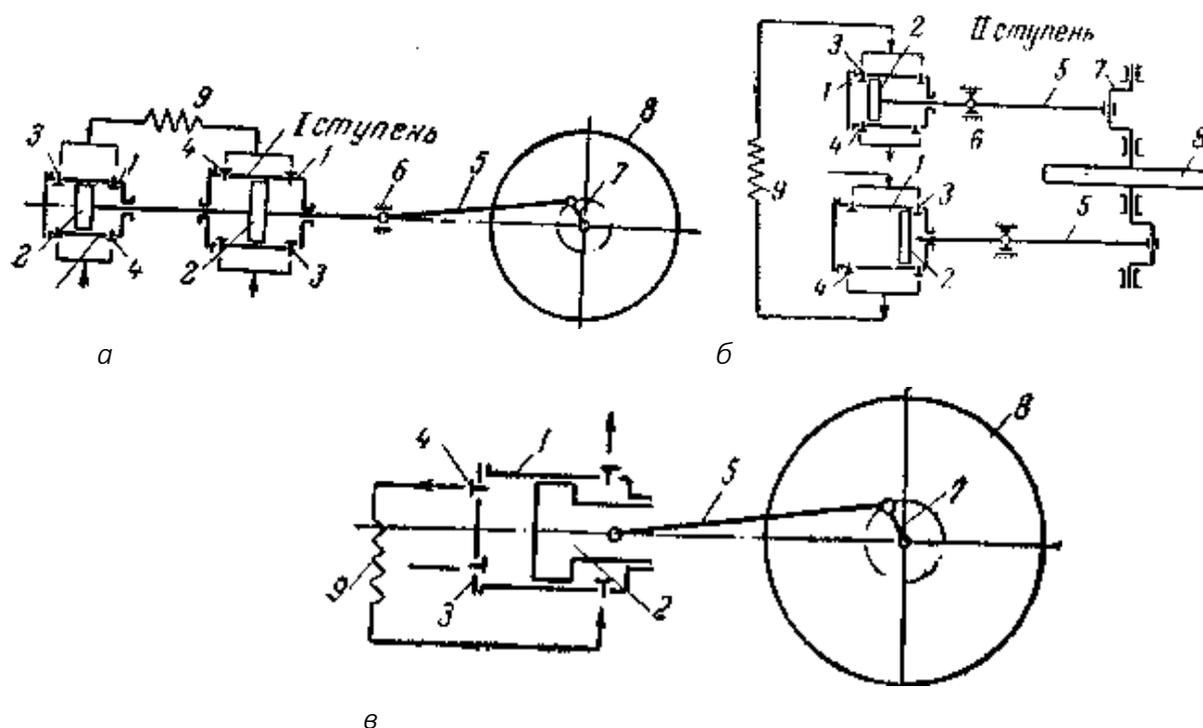
Многоступенчатые компрессоры изготавливают с последовательным расположением цилиндров (по одной оси) – системы тандем (рисунок 11.2, *а*), или с параллельным расположением цилиндров – системы компаунд (рисунок 11.2, *б*).

Двухступенчатые горизонтальные компрессоры часто изготавливают одноцилиндровыми со ступенчатым или дифференциальным поршнем (рисунок 11.2, *в*). Газ первоначально сжимается в цилиндре 1 одной стороной поршня 2, затем охлаждается в промежуточном холодильнике 9, из которого снова поступает в цилиндр, но с другой стороны поршня, и сжимается до заданного конечного давления.

Горизонтальные компрессоры являются тихоходными ($n = 80\text{--}300$ об/мин). Они соединяются двигателем ременной передачей. Вертикальные компрессоры быстроходные ($n = 300\text{--}350$ об/мин и более) и соединяются с двигателем либо непосредственно, либо через ременную, в частности клиноременную, передачу.

Многоступенчатые горизонтальные компрессоры часто приводятся в действие тихоходным электродвигателем, ротор которого насажен на вал компрессора и служит одновременно маховиком.

Соединение компрессора с двигателем в один агрегат дает возможность значительно уменьшить площадь, занимаемую машиной, причем для большей компактности цилиндры компрессора иногда располагают V-образно, под углом друг к другу.



a – системы тандем; *б* – системы компаунд; *в* – с дифференциальным поршнем; *г* – с V-образным расположением цилиндров; 1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – всасывающий клапан; 4 – нагнетательный клапан; 5 – шатун; 6 – кресткопф; 7 – коренной вал; 8 – маховик; 9 – промежуточный холодильник

Рисунок 11.2. – Многоступенчатые поршневые компрессоры:

Сжатый газ из поршневых компрессоров направляется к местам потребления через газосборник (ресивер), служащий буфером для смягчения толчков газа, неравномерно нагнетаемого компрессором, и колебаний давления газа при неравномерном потреблении. В газосборнике газ очищается от масла и влаги.

2. Классификация поршневых компрессоров

Поршневые компрессоры – машины объемного действия, в которых изменение объема осуществляется поршнем, совершающим прямолинейное возвратно-поступательное движение.

Поршневые компрессоры разделяют:

- по числу ступеней сжатия – на одно-, двух- и многоступенчатые;
- по кратности подачи – на одинарные и двойного действия;
- по типу кривошипно-шатунного механизма – крейцкопфные и бескрейцкопфные;
- по числу цилиндров – на одно-, двух- и многоцилиндровые;
- по расположению осей цилиндров – на горизонтальные, вертикальные, угловые.

В зависимости от расположения цилиндров по отношению к оси вала горизонтальные компрессоры могут быть односторонними (цилиндры расположены по одну сторону вала) и оппозитными (цилиндры расположены по обе стороны вала) (рисунок 11.3) [20].

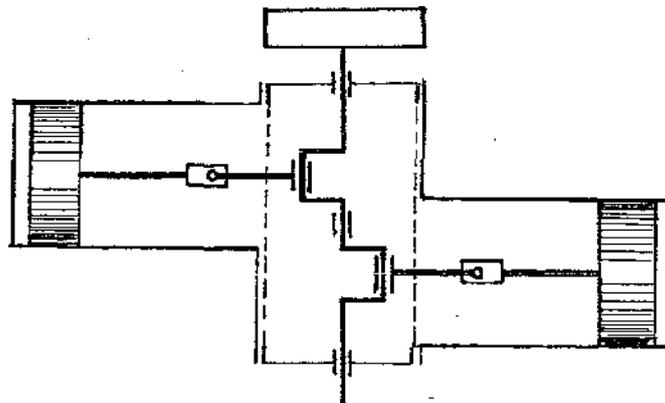


Рисунок 11.3. – Схема оппозитного компрессора

В зависимости от конструкции механизма движения разработаны нормализованные базы компрессоров. База – это совокупность сборочных единиц, составляющих кривошипно-шатунный механизм. Основными параметрами, характеризующими базу, является максимальная поршневая сила, ход поршня и частота вращения вала [20].

Базы с горизонтальным расположением оси коленчатого вала стандартизированы по типу (V-, W-образные, оппозитные) и параметрам: номинальной поршневой силе, ходу поршня (от 55 до 320 мм), номинальной частоте вращения вала (от 1500 до 375 об/мин), числу (от 2 до 8) и расположению рядов друг относительно друга.

Вертикальные поршневые компрессоры занимают меньшую площадь, чем горизонтальные, а фундамент, воспринимающий вертикальные нагрузки, имеет меньшую массу.

Угловые поршневые компрессоры получили значительное распространение благодаря ряду преимуществ перед горизонтальными и вертикальными машинами: они лучше уравновешены (поэтому требуют менее массивный фундамент), компактны и имеют меньшую массу.

В зависимости от расположения цилиндров по отношению к оси вала угловые компрессоры могут быть прямоугольными, V-образными и W-образными [20].

3. Характеристика поршневого компрессора

При испытании компрессора снимается индикаторная диаграмма. На рисунке 11.4, а показана теоретическая p - V -диаграмма одноступенчатого компрессора простого действия.

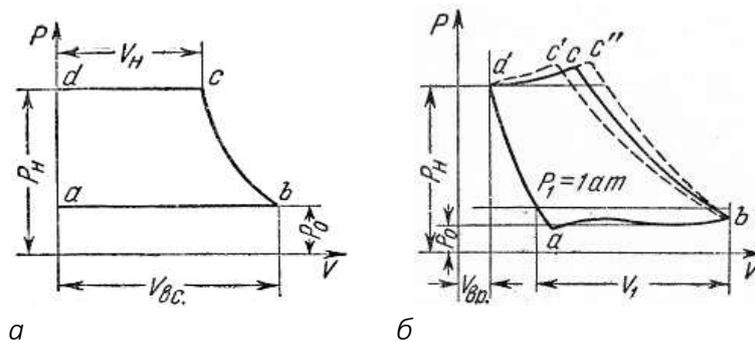
Зависимость между давлением рабочего тела в цилиндре поршневого компрессора и занимаемым им в данный момент объемом может быть получена экспериментально с помощью прибора, называемого индикатором, а потому называется **индикаторной диаграммой**.

На диаграмме показаны: ab – линия всасывания, bc – линия сжатия, cd – линия нагнетания. В теоретическом процессе поршень компрессора в крайних (мертвых) положениях (точки b и d) вплотную подходит к крышке цилиндра, и всасывание начинается сразу же по окончании нагнетания. Вид кривой bc на диаграмме зависит от процесса сжатия газа.

Рабочий процесс в реальном компрессоре (рисунок 11.4, б) значительно отличается от теоретического. Между поршнем в мертвом положении и крышкой цилиндра всегда остается некоторый свободный объем, так называемое **вредное пространство**. Наличие вредного пространства приводит к тому, что после нагнетания в цилиндре остается некоторое количество сжатого газа, при обратном ходе поршня оставшийся газ начнет расширяться, и всасывание начнется лишь после того, как давление оставшегося газа снизится до давления всасывания.

Величина вредного пространства выражается долей хода поршня и представлена на диаграмме отрезком $V_{вр}$.

Практически сжатие газа протекает по политропе bc , характеризующей реальный процесс с частичным отводом тепла. На рисунке 11.4, б пунктиром показаны теоретические процессы сжатия по изотерме (линия bc') и по адиабате (линия bc'').



а – теоретическая; **б** – рабочего процесса в компрессоре

Рисунок 11.4. – Индикаторные диаграммы

Как известно, площадь диаграммы выражает работу, совершаемую в процессе сжатия газа. Легко видеть, что эта работа будет наименьшей при изотермическом сжатии и наибольшей – при адиабатическом. При охлаждении газа в компрессоре через рубашку процесс сжатия приближается к изотермическому, причем соответственно снижается расход энергии на сжатие газа.

Производительность поршневого компрессора. Теоретическая производительность поршневого компрессора равна объему, описанному поршнем в единицу времени, и определяется также, как и производительность поршневых насосов.

Таким образом, если пренебречь площадью сечения штока, фактическая производительность компрессора составит

$$Q = \lambda z F s n, \quad (11.1)$$

где Z – число всасывающих сторон поршня (для компрессоров простого действия $z = 1$);

F – площадь сечения поршня, m^2 ;

λ – коэффициент подачи,

$$\lambda = \lambda_0 \left(1,01 - 0,02 \frac{p_2}{p_1} \right), \quad (11.2)$$

где $\lambda_0 = 1 - c \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]$ – объемный КПД; определяет влияние вредного

пространства компрессора;

c – величина вредного пространства, выражаемая отношением объема вредного пространства к объему, описанному поршнем ($c = 0,03 - 0,08$);

$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$ – степень сжатия газа;

m – показатель политропы ($m = 1, 2-1, 4$).

Для многоцилиндровых компрессоров величину Q , полученную по формуле (11.1), следует умножить на число цилиндров. Для многоступенчатых компрессоров F – площадь сечения поршня первой ступени (низкого давления).

Лекция 12

ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

1. Многоступенчатое сжатие.
2. Детали поршневых компрессоров.
3. Регулирование и обслуживание поршневых компрессоров.

1. Многоступенчатое сжатие

Существование предела одноступенчатого сжатия обуславливает применение многоступенчатого сжатия. Помимо необходимости повышения объемного коэффициента есть еще одно важное обстоятельство, требующее применения многоступенчатого сжатия. При сжатии газа его температура повышается. При высокой температуре может начаться разложение масла и изнашивание трущихся поверхностей. В случае достижения температуры вспышки смазочного масла возможно воспламенение и взрыв компрессора. Поэтому допустимая температура газа в компрессоре для воздуха принимается равной 453 К, что ниже температуры вспышки смазочного масла.

В многоступенчатом компрессоре газ после сжатия в первой ступени направляется в промежуточный холодильник, из которого поступает во вторую ступень. После сжатия во второй ступени газ также направляется в промежуточный холодильник, из которого поступает в третью ступень, и т.д.

Многоступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением дает возможность приблизить процесс к изотермному с минимальной затрачиваемой работой и исключает возможность повышения температуры сжимаемого газа до значения, недопустимого с точки зрения безопасности эксплуатации компрессора. Количество ступеней, необходимых для достижения требуемой степени сжатия, принимают согласно таблице 11.1.

Таблица 11.1. – Число ступеней компрессора

Число ступеней	Степень сжатия	Число ступеней	Степень сжатия
1	До 6	5	150–1000
2	4–30	6	200–1300
3	12–150	7	450–1500
4	35–400		

2. Детали поршневых компрессоров

Основные группы деталей поршневого компрессора: цилиндровая, механизма движения и вспомогательное оборудование. В цилиндровую группу входят узлы цилиндра, поршня и уплотнения; в группу механизма движения – картер, коренной вал, крейцкопфы, шатуны; в группу вспомогательного оборудования – узел смазки, фильтры, холодильники, влагомаслоотделители, ресиверы, системы регулирования и защиты.

Основные несущие части компрессора (рама и станина) служат базой для монтажа его деталей. Они связывают кривошипно-шатунный механизм и поршневые группы, поэтому должны обладать достаточной прочностью, жесткостью, устойчивостью. В большинстве случаев станины компрессоров выполняют в виде чугунных отливок. Для компрессоров средней и большой производительности используют также сварные станины и рамы. Для крепления станины к фундаменту обычно используют анкерные болты [12].

Цилиндры поршневых компрессоров бывают различной конструкции в зависимости от давления, производительности, схемы и назначения компрессора. Цилиндры на давление до 5 МПа отливают из чугуна, на 5–15 МПа – из стали методом литья, а на давление выше 15 МПа выполняют из поковок углеродистой и легированной стали. Рабочая поверхность цилиндров образуется запрессованной чугунной втулкой. Цилиндры могут оснащаться охлаждающей водяной рубашкой.

Клапанные механизмы служат для управления процессами всасывания и нагнетания. Поршневые компрессоры оснащаются самодействующими пластинчатыми клапанами, которые открываются и закрываются под действием разности давлений. Пластинчатые клапаны в зависимости от формы пластин бывают кольцевые и полосовые. Обычный кольцевой клапан состоит из седла, к поясам которого прижимаются пружинами кольцевые пластины. Пружины располагают в специальных гнездах ограничителя подъема, который скрепляют с седлом при помощи шпильки и корончатой гайки.

Поршень служит для изменения объема рабочей камеры, преобразования механической работы в энергию давления газа. Он является подвижной деталью компрессора, плотно перекрывающей поперечное сечение цилиндра и совершающей возвратно-поступательное движение в направлении его оси.

Существует три основных вида поршней: тронковые, дисковые и дифференциальные [12]. Тронковые поршни соединяют непосредственно с шатуном при помощи поршневого пальца. Цилиндрическая поверхность таких поршней состоит из верхнего пояса и юбки. В верхнем поясе установлены уплотнительные поршневые кольца, в юбке – маслоъемные кольца

Тронковые поршни применяют обычно в безкрейцкопфных компрессорах одностороннего действия.

Дисковые поршни имеют относительно небольшую длину и применяются в ступенях низкого давления двухстороннего действия. В большинстве случаев дисковые поршни выполняют скользящими по всей несущей поверхности, которую заливают баббитом. В некоторых конструкциях несущая поверхность выполнена в виде бронзовой наплавки. Чтобы в оппозитных компрессорах силы инерции частей, движущихся возвратно-поступательно, были уравновешены, массы поршней в расположенных напротив рядах должны быть одинаковы [12].

Дифференциальные поршни изготавливают цельными и составными. Они представляют собой комбинацию нескольких поршней разных диаметров, объединенных в одну деталь. Дифференциальные поршни применяются в компрессорах с несколькими ступенями в одном ряду [12].

Поршневые кольца предназначены для уплотнения зазора между поверхностями поршня и цилиндра, а также для отвода теплоты от поршня к стенкам цилиндра. Работающее кольцо прижато наружной поверхностью к поверхности цилиндра давлением сжимаемого газа и частично силами упругости кольца или находящийся под кольцом пружины-эспандера. Боковая поверхность кольца прижимается к поверхности канавки поршня силой трения и давлением газа. Поршневые кольца изготавливают с прорезью (замком), и в свободном состоянии они имеют наружный диаметр больший, чем диаметр цилиндра. Замки могут быть прямые, косые, внахлестку, герметичные. Основным материалом для колец: чугуна, текстолита, композиции на основе фторопласта и графита.

Коленчатый вал компрессора состоит из концевых цапф, коренных шеек и колен. Каждое колено имеет две щеки и одну шатунную шейку. Через щеки и шейки сделаны сверления для прохода смазки на поверхность шатунной шейки. Коленчатые валы оппозитных компрессоров могут иметь от двух до десяти колен. Коренные шейки вала опираются на коренные подшипники. Поверхность шеек термически обработана. Валы передают механическую энергию от привода на кривошипно-шатунный механизм компрессора.

Шатуны предназначены для соединения вала с крейцкопфом или поршнем и превращения вращательного движения в возвратно-поступательное. Шатун состоит из стержня, кривошипной и крейцкопфной головок. В компрессорах с кривошипным валом головка шатуна неразъемная, а в компрессорах с коленчатым валом разъемная. В шатунах с разъемной головкой обе части головки соединяются шатунными болтами. Шатунные болты изготавливают из углеродной или хромоникелевой стали. Поверхность болтов тщательно обрабатывают и на части стержня болта притирают к поверхности отверстия под болт. Это необходимо для обеспечения

надежности соединения, т.к. разрыв шатунных болтов влечет за собой разрушение компрессора.

Крейцкопфы представляют собой деталь, скользящую в направляющих, жестко связанную со штоком и шарнирно с шатуном. Крейцкопф передает продольные усилия на шток, а поперечные на направляющие. Применяемые в настоящее время крейцкопфы подразделяются на два типа: закрытые и открытые. У закрытого типа головка шатуна расположена внутри ползуна. Крейцкопф открытого типа используют в сочетании с вильчатым шатуном. Смазочный материал к трущимся поверхностям передается через направляющие, а к подшипнику – через отверстие в корпусе и пальце. Для компрессоров небольшой производительности крейцкопфы выполняют из чугуна цельными.

Шток передает усилие от крейцкопфа на поршень. Один конец штока ввинчивается в крейцкопф, а на другом закрепляется поршень. Для изготовления штоков используют высококачественные стали [12].

Для опоры валов компрессоров малой и средней производительности служат подшипники качения. Подшипники скольжения применяют главным образом в компрессорах большой производительности. В вертикальных компрессорах вкладыш подшипника состоит из двух частей. В горизонтальных компрессорах подшипники воспринимают вертикальные и горизонтальные нагрузки, поэтому их вкладыши могут иметь и большее число частей. Коренные подшипники оппозитных компрессоров выполняют с вкладышами из двух частей с горизонтальным разъемом.

Сальники предназначены для герметизации зазора в том месте, где через корпус проходит шток. Широкое применение в поршневых компрессорах получили сальники с твердой набивкой, которые выполняются с плоскими или коническими (разрезными или неразрезными) металлическими кольцами. В большинстве их конструкций основное усилие, необходимое для работы уплотнения, создается за счет давления сжимаемого газа. Характерной особенностью самоуплотняющихся сальников с разрезными кольцами является то, что их можно использовать при значительном износе и прогибе штока. В качестве материала для уплотняющих элементов применяют чугун, бронзу, баббит, а в последнее время все шире используют пластмассы (фторопласт и др.), резину и металлокерамику. Сальники, работающие без смазывания, изготавливают из материалов на основе графита и фторопласта. В компрессорах, сжимающих токсичные и взрывоопасные газы, сальники промывают маслом или продувают инертным газом или воздухом. Это повышает герметичность сальника, способствует охлаждению его и штока.

3. Регулирование и обслуживание поршневых компрессоров

Регулирование компрессоров производится для изменения их производительности в соответствии с потреблением (расходом) сжатого газа при постоянном давлении сжатия.

Регулирование при переменном числе оборотов легко осуществимо только и компрессорах с паровым приводом и производится путем изменения числа оборотов вала паровой машины.

В компрессорах с электроприводом регулирование производится при постоянном числе оборотов различными способами.

Регулирование пропусками при всасывании осуществляют путем автоматического открытия всасывающих клапанов во время хода нагнетания, если давление газа в газосборнике чрезмерно увеличивается. При этом газ не сжимается, а выталкивается обратно во всасывающую трубу, и компрессор работает с пропуском подачи. Регулятор давления выключает приспособление, отжимающее клапан, когда давление в газосборнике снижается до заданной величины.

Регулирование изменением величины вредного пространства осуществляют путем разделения пустотелой крышки цилиндра на отсеки, каждый из которых соединяется с цилиндром через особый клапан. Клапаны открываются последовательно, вручную или автоматически с помощью регулятора давления. При этом объем вредного пространства увеличивается, а производительность снижается. Такой способ регулирования проще предыдущего при большом числе всасывающих клапанов.

Регулирование дросселированием возможно в одноступенчатых компрессорах путем установки клапана на всасывающей трубе. При чрезмерном давлении газа в газосборнике клапан опускается и перекрывает всасывающую трубу. Такой способ регулирования связан с увеличением степени сжатия газа и, следовательно, увеличением расхода энергии. Он наименее экономичен, т.к. сопряжен с потерей энергии на сжатие перепускаемого газа.

При пуске компрессора подают смазку на трущиеся части, открывают запорный вентиль на нагнетательном трубопроводе и подают охлаждающую воду в рубашку компрессора, после чего включают двигатель.

При остановке машины все операции проводят в обратном порядке: останавливают двигатель, прекращают подачу охлаждающей воды и смазки, после чего закрывают вентиль на нагнетательном трубопроводе.

Лекция 13

МАШИНЫ ДЛЯ ТРАНСПОРТА ГАЗОВ

1. Центробежные вентиляторы.
2. Центробежные компрессоры
3. Осевые компрессоры.
4. Ротационные компрессоры.
5. Вакуум-насосы.
6. Сравнение и выбор компрессорных машин.

1. Центробежные вентиляторы

К центробежным компрессорам относят:

- вентиляторы;
- турбогазодувки;
- турбокомпрессоры.

Центробежные вентиляторы делятся на вентиляторы:

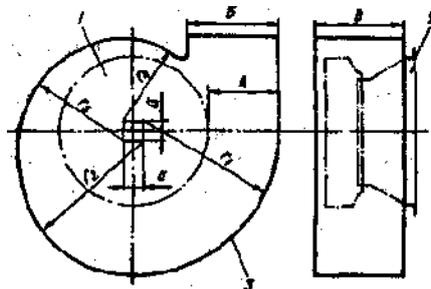
- низкого ($P < 100$ мм вод. ст.);
- среднего ($P = 100\text{--}300$ мм вод. ст.);
- высокого ($P = 300\text{--}1000$ мм вод. ст.) давления.

Центробежными вентиляторами называют лопастные компрессорные машины, имеющие степень повышения давления 1,15. Характерным признаком центробежного вентилятора является повышение давления газа за счет центробежной силы, возникающей при его вращении вместе с рабочим колесом. Центробежные вентиляторы широко используются в промышленности для вентиляции помещений, отсасывания вредных веществ в технологических процессах. В теплоэнергетических установках центробежные вентиляторы применяются для подачи воздуха в топочные камеры котлов, перемещения топливных смесей в системах пылеприготовления, отсасывания дымовых газов и транспортирования их по дымовым трубам в атмосферу [21].

Входной патрубок служит для подвода, поступающего в вентилятор газа к рабочему колесу. Входные патрубки имеют осесимметричную форму: цилиндрическую, коническую, тороидальную, комбинированную. Рабочее колесо осуществляет передачу энергии от привода к газу, перемещаемому вентилятором. Оно обычно состоит из переднего и заднего дисков, между которыми с одинаковым шагом установлены лопатки (рисунок 13.1).

Рационально сконструированный вентилятор характеризуется возможно меньшими массой, металлоемкостью и габаритами, высокой экономичностью и надежностью, а также технологичностью конструкции и наименьшими

возможными эксплуатационными расходами. Особые требования предъявляются к конструкции корпуса и рабочего колеса.



1 – рабочее колесо; 2 – входной патрубок; 3 – спиральный отвод

Рисунок 13.1. – Аэродинамическая схема центробежного вентилятора

Рабочее колесо должно быть тщательно отбалансировано. Прочность и жесткость колеса зависят от конструкции и материала, из которого оно выполнено. С увеличением ширины колеса прочность и жесткость его снижаются. Конструктивно могут быть барабанными (окружная скорость до 30–40 м/с), кольцевыми (окружная скорость допускается до 60 м/с), коническими бездисковыми, одно- и многодисковыми.

Жесткость и прочность рабочего колеса во многом определяются способом соединения лопаток с дисками. Наибольшее распространение получили клепаные колеса, которые более трудоемки при изготовлении, но отличаются большой прочностью. Соединение на шипах менее трудоемко при изготовлении. Величина зазора между входным патрубком и передним диском колеса, как уже было отмечено, оказывает существенное влияние на КПД вентилятора. С увеличением зазора количество воздуха, перетекающего через него со стороны нагнетания на сторону всасывания, возрастает и подача вентилятора уменьшается.

Вентиляторы изготавливают одно- и двустороннего всасывания правого и левого вращения. Если смотреть со стороны входа воздуха, то вентилятор, рабочее колесо которого вращается по часовой стрелке, называется вентилятором правого вращения, против часовой стрелки — левого вращения. На вентилятор двустороннего всасывания следует смотреть со стороны всасывания, свободной от привода.

Вентиляторы соединяются с электродвигателями одним из следующих способов:

– рабочее колесо вентилятора закреплено непосредственно на валу электродвигателя;

- с помощью эластичной муфты;
- клиноременной передачей с постоянным передаточным отношением;
- регулируемой бесступенчатой передачей через гидравлические или индукторные (электрические) муфты скольжения [21].

Единая общепринятая классификация радиальных вентиляторов до сих пор не разработана. Однако вентиляторы можно классифицировать по отдельным признакам: назначению, создаваемому давлению, быстроходности, компоновке и т. д.

Радиальные вентиляторы, применяемые практически во всех отраслях народного хозяйства, можно разделить на две большие группы: вентиляторы общего назначения и вентиляторы специального назначения.

Вентиляторы общего назначения предназначены для перемещения воздуха и других газовых смесей, агрессивность которых по отношению к углеродистым сталям обыкновенного качества не выше агрессивности воздуха с температурой, до 80 °С, не содержащих пыли и других твердых примесей в количестве более 100 мг/м³, а также липких веществ и волокнистых материалов. Для вентиляторов двухстороннего всасывания с расположением ременной передачи в перемещаемой среде температура перемещаемой среды не должна превышать 60 °С. Вентиляторы применяют в системах вентиляции и воздушного отопления производственных, общественных и жилых зданий, а также для других санитарно-технических и производственных целей. Серийно выпускают вентиляторы номеров от 2,5 до 20.

Иногда с целью увеличения срока службы лопаток рабочего колеса, их поверхности навариваются износостойкими твердыми сплавами. С этой же целью обечайка спирального корпуса может быть покрыта внутри броневыми плитами.

В конструкциях коррозионностойких вентиляторов, предназначенных для перемещения агрессивных смесей, применяются материалы, стойкие к этим смесям (нержавеющая сталь, титановые сплавы, винипласт, полипропилен), либо их проточная часть напыляется антикоррозионными покрытиями. Такими материалами являются нержавеющая сталь марки 12Х18Н10Т и титановый сплав ВТ 1-0.

Область применения вентиляторов из нержавеющей стали резко ограничена их недостаточно высокими антикоррозионными свойствами. Для ряда агрессивных сред срок службы этих вентиляторов составляет 4–6 мес., а иногда и меньше.

Вентиляторы специального назначения применяются для работы в системах пневмотранспорта; для перемещения среды, содержащей агрессивные вещества, газов с высокой температурой, газопаровоздушных взрывоопасных смесей и т.д. Эти вентиляторы, в свою очередь, можно разделить на пылевые коррозионностойкие, искрозащищенные, тягодутьевые, малогабаритные, судовые, шахтные, мельничные и т.д.

Вентиляторы, предназначенные для перемещения воздуха с различными механическими примесями, называются пылевыми. В обозначении этих вентиляторов добавлена буква П [21].

Пылевые вентиляторы типа ЦП7-40 предназначены для перемещения невзрывоопасных неабразивных пылегазовоздушных смесей, агрессивность которых по отношению к углеродистой стали обыкновенного качества не выше агрессивности воздуха, с температурой не выше 80 °С, не содержащих липких веществ и волокнистых материалов и содержанием механических примесей в перемещаемой среде до 1 кг/м³.

Пылевые вентиляторы применяются для удаления древесных стружек, металлической пыли от станков, а также в системах пневмотранспорта зерна и для других целей. Чтобы транспортируемые материалы не застревали в рабочем колесе и корпусе, число лопаток меры защиты от искрообразования как при нормальной работе, так и при возможном кратковременном трении рабочего колеса о корпус вентилятора. Эти вентиляторы разработаны на основе алюминиевых сплавов с антистатическим пластмассовым покрытием. Вид покрытия – графитонаполненный полиэтилен или графитонаполненный пентапласт, – выбирается в зависимости от характеристики перемещаемых сред, т.е. от их способности противостоять их коррозионному воздействию.

Вентиляторы из алюминиевых сплавов выполняются по конструктивному исполнению 1 (ГОСТ 5976-73 с изм.) и комплектуются взрывозащищенными электродвигателями. В соответствии с техническими условиями они предназначены для перемещения некоторых газопаровоздушных взрывоопасных смесей, не вызывающих ускоренной коррозии материалов и покрытий проточной части вентиляторов, не содержащих взрывчатых веществ, взрывоопасной пыли, окислов железа, добавочного кислорода, липких веществ и волокнистых материалов, с запыленностью не более 100 мг/м³ и температурой не выше 80 °С. Температура окружающей среды от –40 до 40 °С (до 45 °С для тропического исполнения).

Вентиляторы из алюминиевых сплавов нельзя применять для перемещения газопаровоздушных смесей от технологических установок, в которых

взрывоопасные вещества нагреваются выше температуры их самовоспламенения или находятся под избыточным давлением. Их также не разрешается использовать в качестве химически стойких вентиляторов. Технические данные и область применения таких вентиляторов более подробно представлены в соответствующих технических условиях. В ТУ 22-4942-81 приведен перечень смесей, для перемещения которых предназначены эти вентиляторы.

Вентиляторы из титанового сплава могут использоваться во всех средах, где происходит пассивация поверхности в результате образования окислов, гидридов и сульфоокисных соединений титана. Такие вентиляторы нельзя применять в газоздушных средах, содержащих пары фтористоводородной и плавиковой кислот, фтора и брома, а также сухие хлор и йод. Однако следует отметить, что решить проблему борьбы с коррозией титановые вентиляторы не могут, т.к. промышленность выпускает их в ограниченном количестве [21].

Принципиально новые возможности открываются в связи с применением технологии напыления порошковых полимерных материалов в электростатическом поле. При этом нет необходимости в изменении технологии изготовления вентиляторов. Достаточно на заключительном технологическом этапе заменить процесс их окраски жидкими лакокрасочными материалами процессом напыления полимерных порошков.

Перемещение взрывоопасных газовых смесей вентиляторами общего назначения недопустимо, т.к. при трении деталей рабочего колеса о корпус возможно появление искр, способных поджигать эти смеси. Следовательно, для перемещения таких смесей должны применяться вентиляторы, изготовленные из материалов, которые при трении или соударении подвижных частей с неподвижными исключали бы возможность появления искр.

Вентиляторы из разнородных металлов нельзя применять для перемещения парогазоздушных смесей, содержащих добавочный кислород, а также для перемещения смесей от технологических установок, в которых взрывоопасные вещества нагреваются выше температуры их самовоспламенения или находятся под избыточным давлением. Для перемещения смесей, взрывающихся от удара, вентиляторы применять нельзя. (В этих случаях используют эжекторы.)

В зависимости от применения различают два типа тягодутьевых вентиляторов: дымососы и дутьевые.

Дымососы применяют для отсасывания дымовых газов с температурой до 200 °С из топок пылеугольных котлоагрегатов. Поскольку газы содержат

твердые частицы золы, вызывающие значительный износ деталей дымососа, лопатки рабочего колеса выполняют утолщенными, а внутреннюю поверхность обечайки корпуса покрывают броневыми листами. Ходовая часть дымососов имеет охлаждающий элемент в виде термомуфты или змеевика охлаждения масла в узле подшипников. Поэтому корпуса подшипников ходовой части дымососов изготавливают в виде литых или сварных коробок, внутри которых находится масло, охлаждаемое проточной водой, циркулирующей по змеевику.

Дутьевые вентиляторы предназначены для подачи воздуха в топочные камеры котлоагрегатов тепловых электростанций или крупных промышленных котельных. Вентиляторы высокого давления создают полное давление свыше 3000 Па.

Рабочие колеса вентиляторов, создающих давление до 1000 Па, как правило, имеют лопатки, загнутые назад, – так они более эффективны. Полное давление более 10 000 Па могут создавать лишь вентиляторы малой быстроходности с узкими рабочими колесами, напоминающими компрессорные. Их окружная скорость при соответствующем конструктивном исполнении может достигать 200 м/с. Такие вентиляторы находят применение в системах с небольшими расходами воздуха и значительным сопротивлением [21].

По быстроходности вентиляторы делят на вентиляторы большой ($n_s > 60$), средней ($n_s = 30–60$) и малой ($n_s < 30$) быстроходности.

Вентиляторы большой быстроходности имеют широкие рабочие колеса с небольшим числом загнутых назад лопаток. Максимальный КПД может достигать 0,9.

Вентиляторы малой быстроходности имеют небольшие диаметры входа, довольно узкие рабочие колеса, небольшую ширину и раскрытие спирального корпуса. Лопатки колеса могут быть загнуты вперед и назад. КПД этих вентиляторов не превышает 0,8.

В зависимости от компоновки вентиляторы могут быть разделены на переносные, полустационарные и стационарные.

Переносные вентиляторы изготавливаются с односторонним входом и имеют цельную конструкцию (ходовая часть, корпус, а иногда и электродвигатель монтируются на общей жесткой стойке). Простота монтажа и демонтажа таких вентиляторов является существенным их преимуществом перед другими вентиляторами. К недостаткам переносных вентиляторов следует отнести отсутствие у них устройств для регулирования, что снижает их эксплуатационные качества. Кроме того, для осмотра и ремонта рабочего

колеса эти вентиляторы нужно отсоединить от сети. Такую компоновку имеют обычно вентиляторы общего назначения.

Полустационарные вентиляторы делают с одно- и двухсторонним всасыванием. Ходовая часть и электродвигатель этих вентиляторов монтируются на общей раме. Корпус присоединяется к раме или устанавливается непосредственно на фундаменте с расположением выходного отверстия в любом нужном направлении. Регулирование подачи осуществляется с помощью направляющего аппарата. Для привода могут быть использованы многоскоростные электродвигатели.

Характерной особенностью конструкции полустационарных вентиляторов является то, что их осмотр и ремонт производятся без отсоединения от сети. Эти вентиляторы применяются для главного и шурфового проветривания шахт и рудников, в качестве дымососов и дутьевых вентиляторов, а также для общепромышленного назначения.

Стационарными выполняются крупные шахтные и рудничные вентиляторы и дымососы ТЭЦ и наиболее крупные вентиляторы общего назначения.

Конструктивная особенность стационарных вентиляторов состоит в том, что корпус, ходовая часть, стойка и электродвигатель взаимно связаны только фундаментом. Регулирование осуществляется осевыми или упрощенными направляющими аппаратами. Корпус стационарного вентилятора устанавливается только в одном определенном положении. При свободном выходе воздушного потока в атмосферу к выходному отверстию вентилятора присоединяют диффузор. Стационарные вентиляторы менее металлоемки, но монтаж их более сложен и требует больших первоначальных затрат. Такие установки определяются только при большом сроке их службы. Осмотр и ремонт их осуществляются без отсоединения от сети [21].

2. Центробежные компрессоры

В центробежных компрессорах (турбокомпрессорах) давление газа повышается при непрерывном его движении через проточную часть машины в результате работы, которую совершают лопатки рабочего колеса компрессора. Центробежные компрессоры применяются для сжатия газов до давления 0,8 МПа. По сравнению с поршневыми, центробежные компрессоры имеют ряд преимуществ. Вследствие отсутствия возвратно-поступательного движения частей они не требуют тяжелого фундамента; ротор их вращается с постоянной угловой скоростью, а движущиеся детали соприкасаются с неподвижными деталями только в подшипниках, что позволяет использовать

более дешевые быстроходные двигатели. Центробежные компрессоры более компактны. Основным недостатком центробежных компрессоров по сравнению с поршневыми заключается в том, что степень повышения давления в одной ступени компрессора степень сжатия невелика и составляет не более 1,2 [27].

Для получения высокой степени сжатия газа используют несколько ступеней компрессора. Конструктивно это обеспечивается установкой на одном валу нескольких рабочих колес, располагаемых в одном корпусе. В этом случае газ поступает в следующую ступень по каналам, образованным лопатками направляющего аппарата.

Общая степень сжатия центробежного компрессора определяется степенью сжатия его отдельных ступеней и определяется отношением давления p_2 на выходе из компрессора к давлению p_1 на входе. При сжатии легких газов до значительных давлений требуется большое число ступеней. Поэтому для обеспечения требуемой жесткости вала необходимо иметь многокорпусную машину. Центробежные компрессоры, как правило, представляют собой многоступенчатую машину (рисунок 13.2) [21].

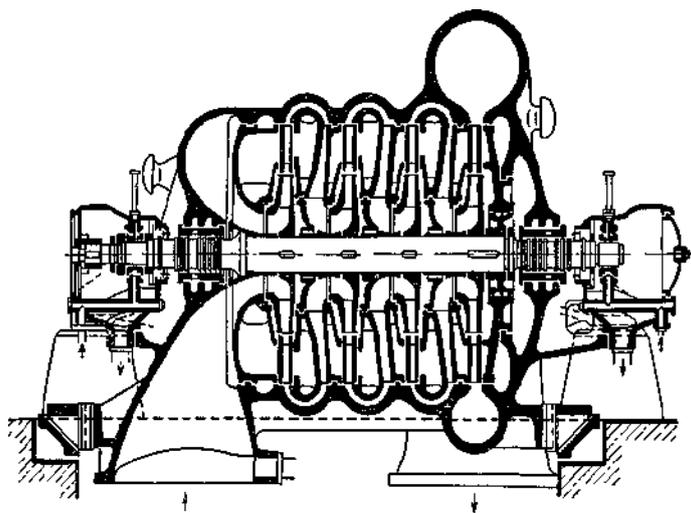
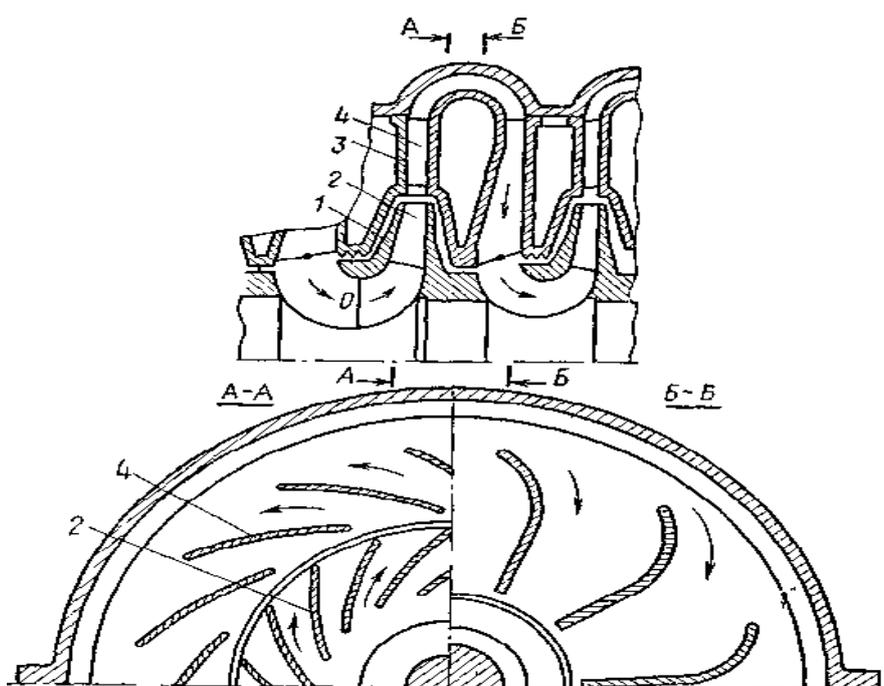


Рисунок 13.2. – Схема четырехступенчатого турбокомпрессора

Основными элементами центробежного компрессора (рисунок 13.3) являются: подводящее устройство, рабочее колесо 1 с лопастями 2 и диффузор (кольцевой отвод) 3. Газ, находящийся в рабочем колесе между лопастями, при вращении рабочего колеса получает энергию от лопастей и вращается вместе с ними. При этом возникают центробежные силы, под их действием газ выбрасывается из колеса в диффузор, в котором скорость его снижается, а давление увеличивается. Для повышения эффективности

работы диффузора по превращению кинетической энергии в потенциальную предназначены лопатки 4, упорядочивающие движение газа. Из диффузора газ, пройдя направляющий аппарат 5, поступает на прием следующей ступени компрессора. Под действием центробежных сил газ в рабочем колесе движется от центра к периферии, поэтому в зонах, расположенных у оси вращения, давление снижается и происходит всасывание газа [27].



1 – рабочее колесо; 2 – лопатки; 3 – кольцевой отвод;
4 – диффузорные лопатки холодильника

Рисунок 13.3. – Схема ступени центробежного компрессора

Известно, что при сжатии газ нагревается, поэтому при использовании многоступенчатых компрессоров необходимо решить проблему охлаждения. Существуют два способа охлаждения: внутренний и внешний. При внешнем охлаждении газ, прежде чем попадает в следующую ступень, проходит через холодильник, а при внутреннем охлаждении корпус холодильника имеет «рубашку», через которую прокачивается охлаждающая вода. Обычно корпус холодильника представляет собой органически связанную с кожухом турбокомпрессора часть конструкции [21].

Большинство современных машин имеет внешнее охлаждение. Промежуточные холодильники присоединяются либо к нижней части корпуса компрессора (рисунок 13.4), либо к обеим частям корпуса. Охлаждаемый газ протекает в межтрубном пространстве холодильника, а в трубах протекает охлаждающая вода.

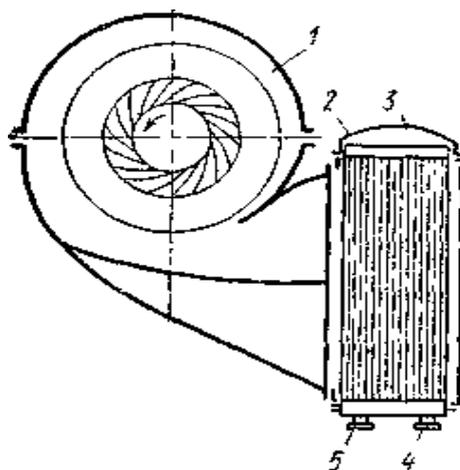


Рисунок 13.4. – Схема подключения промежуточного холодильника к нижней части корпуса компрессора

При присоединении холодильника к нижней части корпуса газ из компрессора по улитке 1 попадает в холодильник 2. Пройдя трубный пучок 3, газ направляется в следующую ступень. Охлаждающая вода подводится в трубный пучок через патрубок 4 и отводится через патрубок 5. К достоинствам такой компоновки относится удобство монтажа и обслуживания; к недостаткам – низкий КПД холодильника. Повысить КПД можно присоединением холодильника к обеим частям корпуса.

По сравнению с внутренним охлаждением компрессоров основным преимуществом внешнего охлаждения является более интенсивное охлаждение газа, т.к. площадь поверхности охлаждения промежуточного холодильника значительно больше, чем у водяной рубашки.

Наиболее простыми по конструкции являются одноступенчатые центробежные компрессоры, на которых холодильники не монтируются [21].

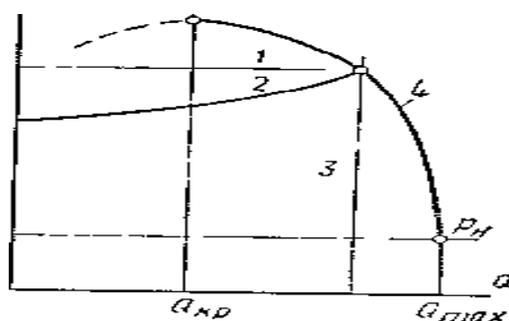
Часто центробежные компрессоры с внешним охлаждением используют для сжатия воздуха для пневматического оборудования и инструментов. Давление нагнетания в этих машинах составляет 0,6–0,9 МПа.

При эксплуатации центробежных компрессоров часто возникает необходимость изменения их подачи в весьма широких пределах. Помимо этих требований необходимо обеспечивать также определенную зависимость между давлением и подачей. Так, например, для работы пневматических инструментов необходимо поддерживать в сети определенное давление независимо от изменения подачи. Для компрессоров, нагнетающих воздух в доменные печи, требуется поддержание заданной подачи при изменении давления, которое зависит от сопротивления слоя шихты в печи, толщина которого изменяется в зависимости от хода технологического процесса [27].

Регулирование центробежного компрессора по существу является изменением положения рабочей точки. Это изменение можно осуществлять изменением либо характеристики компрессора, либо характеристики сети.

Наиболее распространенными способами регулирования работы компрессоров являются: изменение частоты вращения ротора, изменение проточной части и дросселирование [27].

Если посмотреть на напорную характеристику 4 центробежного компрессора (рисунок 13.5), то можно увидеть, что с уменьшением подач и происходит постепенное сжатие газа до давления $p_{кр}$. Дальнейшее уменьшение подачи приводит к уменьшению давления. Теоретически оно должно падать вдоль пунктирной линии. На практике этого не происходит. Как только давление достигает значения $p_{кр}$, периодически происходит возврат газа из области нагнетания область всасывания, сопровождающийся интенсивными ударами, частота которых зависит от давления сжатия, плотности газов, емкости сети и т.д. Это явление называется **помпажем в компрессоре**. Точка на характеристике, в которой начинается помпаж, называется **границей помпажа**. При большом сжатии газа при помпаже возникают такие удары, что эксплуатация турбокомпрессора становится невозможной [21].



1 — для $p = \text{const}$; 2 — для $p = f(Q)$; 3 — для $Q = \text{const}$

Рисунок 13.5. — Напорная характеристика центробежного компрессора и линии регулирования

При отборе потребителем небольших количеств газа, когда подача компрессора меньше критической и лежит в помпажной зоне, необходимо применять антипомпажное регулирование, сущность которого состоит в следующем. Если требуемая подача компрессора Q_i меньше $Q_{кр}$, то компрессор настраивают на подачу Q_2 , которая больше $Q_{кр}$ и лежит в устойчивой зоне. Разность расхода, равная $Q_2 - Q_1$, перепускается из линии нагнетания в линию всасывания или выбрасывается в атмосферу. Антипомпажное регулирование осуществляется только в автоматическом режиме специальными

антипомпажными регуляторами. Основное отличие регулирования турбокомпрессоров от регулирования поршневых компрессоров заключается в том, что изменение давления, под влиянием которого должен переставляться регулятор, сравнительно невелико. Поэтому в большинстве случаев приходится прибегать к вспомогательным устройствам. Обычно такими вспомогательными устройствами являются либо масляные сервомоторы, либо мультипликаторы, когда регулирование связано с изменением подачи [27].

Случаю, когда компрессор должен обеспечивать постоянное давление независимо от расхода, будет отвечать характеристика, соответствующая на рисунке 13.5 прямой 1; а случаю, когда расход при изменяющемся давлении постояен, – прямая 3.

Помимо отмеченных основных случаев возможен и третий, когда требуется регулирование давления нагнетания в зависимости от подачи. В этом случае для поддержания определенного давления у потребителя необходимо регулировать давление газа за компрессором. Требуемая характеристика компрессора соответствует кривой 2. На практике выбор способа регулирования зависит от конструкции компрессора и типа привода. Если компрессор имеет привод с регулируемой частотой вращения, то это позволяет регулировать частоту вращения ротора компрессора. При повышении частоты вращения ротора конечное давление и мощность увеличиваются, при ее уменьшении давление и мощность снижаются. Регулирование изменением частоты вращения ротора является наиболее точным и экономичным [27].

Для центробежных компрессоров, имеющих в качестве привода асинхронный двигатель, чаще всего применяют регулирование дросселированием газа на всасывании. При этом способе регулирования с помощью дроссельной заслонки снижается давление всасывания в компрессор, в результате чего достигается снижение давления нагнетания до требуемого значения. Давление во всасывающем трубопроводе перед дроссельной заслонкой остается постоянным [21].

Регулирование изменениями в проточной части центробежного компрессора заключается в установке перед входом газа в рабочее колесо лопаток, снабженных механизмом поворота, и повороте лопаток диффузора. Этот способ регулирования основан на том, что если поток газа направляющими лопатками перед входом в рабочее колесо предварительно поворачивается в направлении вращения колеса, то степень сжатия будет ниже, чем при радиальном входе, и наоборот. Этот способ не получил до настоящего времени широкого распространения из-за значительного усложнения конструкции компрессора [27].

3. Осевые компрессоры

Корпус осевого вентилятора (рисунок 13.6) выполнен в виде короткого цилиндрического патрубка, в котором вращается рабочее колесо. Воздух движется прямооток, т.е. вдоль оси вала. Вследствие прямоточного движения газа и обтекаемой формы лопаток КПД осевых вентиляторов значительно выше, чем для центробежных. Осевые вентиляторы могут работать с реверсированием, т.е. изменением направления потока воздуха на обратное [27].

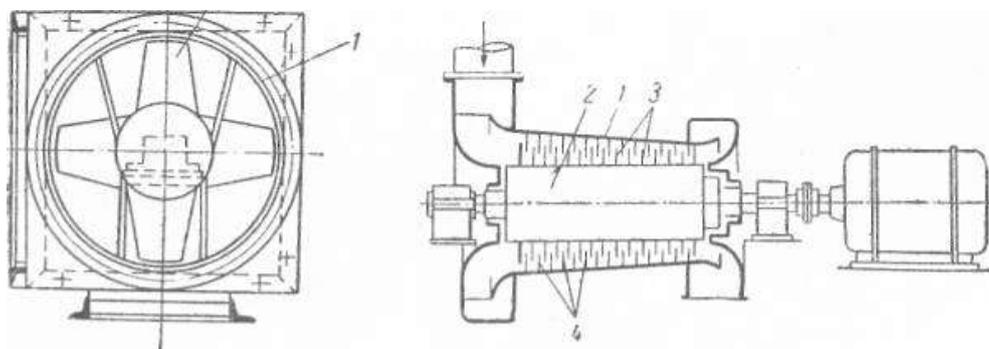


Рисунок 13.6. – Осевой вентилятор и компрессор

Осевой компрессор (см. рисунок 13.6) представляет собой по существу многоступенчатый осевой вентилятор. В корпусе 1 вращается цилиндрический ротор 2 с рабочими лопатками 3. Рабочие лопатки вращаются между закрепленными в корпусе неподвижными лопатками 4, которые служат направляющим аппаратом для газа при переходе его от одной ступени рабочих лопаток к другой. Зазор между лопатками и корпусом незначителен (до 0,5 мм) [27].

В осевых компрессорах достигается высокий КПД и конечное избыточное давление газа до 6 атм. Эти компрессоры имеют непосредственный привод от быстроходных газовых турбин [21].

4. Ротационные компрессоры

Ротационные компрессоры занимают промежуточное положение между поршневыми и центробежными. При производительности менее $1,5 \text{ м}^3/\text{с}$, когда необходимо получить сжатый газ, не загрязненный маслом, применяют ротационные (в частности, винтовые) компрессоры. Лучшие маслозаполненные винтовые компрессоры большой производительности (до $1 \text{ м}^3/\text{с}$)

при давлении нагнетания $P = 0,9$ МПа потребляют менее 200 кВт/ч; при производительности $0,2-1,0$ м³/с винтовые компрессоры сухого сжатия, а также маслозаполненные уступают поршневым компрессорам по удельной потребляемой мощности. Поэтому при такой производительности применяют в основном поршневые компрессоры [28].

Рассмотрим несколько наиболее распространенных типов ротационных компрессоров, к которым можно отнести: пластинчатые, водокольцевые, восьмерочные и винтовые.

Пластинчатые компрессоры получили достаточно широкое распространение в различных областях промышленности. Схема ротационного пластинчатого компрессора представлена на рисунке 13.7.

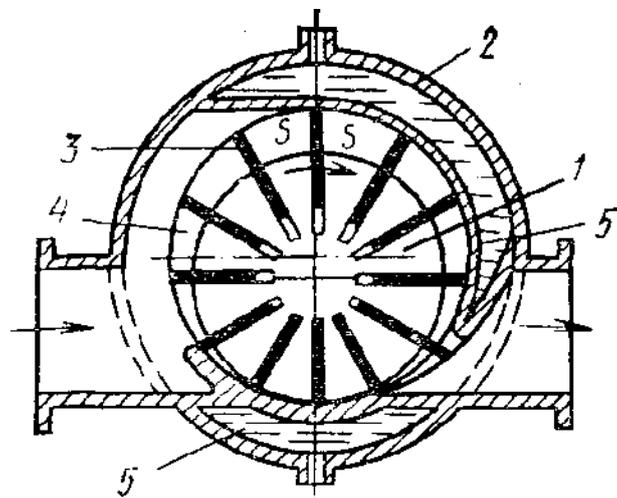


Рисунок 13.7. – Схема пластинчатого компрессора

Он состоит из ротора 1, вставленного эксцентрично внутрь корпуса (статора) 2, вследствие чего вокруг ротора образуется серповидное пространство $S-S$. В роторе выполнены радиальные прорези, в которые свободно вставляются стальные пластины (шиберы) 3. При вращении ротора пластины под действием центробежной силы инерции выходят из прорезей и скользят своей внешней кромкой по внутренней поверхности корпуса. Серповидное пространство при этом делится на замкнутые объемы 4, в которых газ переносится из области всасывания в область нагнетания. Такая схема компрессора обладает хорошей динамической уравновешенностью и позволяет сообщить ротору высокую частоту вращения и соединить машину непосредственно с электродвигателем с частотой вращения до 1500 об/мин. Поскольку при работе компрессора выделяется большое количество теплоты, при степенях сжатия выше 1,5 корпус компрессора изготавливают с высокой

рубашкой охлаждения 5. Степень сжатия таких компрессоров достигает 5–6. При необходимости получения большей степени сжатия устанавливают два компрессора последовательно с промежуточным холодильником между ними [21].

Пластинчатые компрессоры могут быть использованы для получения вакуума. В этом случае они называются вакуум-насосами. Работая в качестве вакуум-насоса, компрессор может давать разрежение до 95%, а при последовательной установке двух компрессоров вакуум достигает 99%.

Если ротор диаметром D имеет Z пластин толщиной δ , то при эксцентриситете e и частоте вращения ротора n получаем подачу компрессора в виде

$$L = \lambda_0 (\pi D - \delta z) l e n / 60,$$

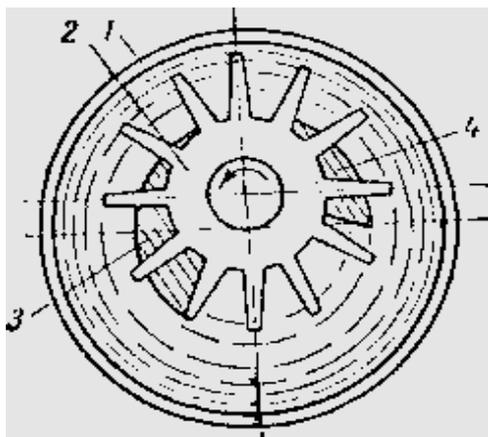
где λ_0 – коэффициент подачи, лежащий в пределах 0,5–0,8 и зависящий от степени сжатия компрессора.

Из приведенного следует, что подача пластического компрессора зависит от частоты вращения привода. Значит, один из методов регулирования подачи компрессоров – изменение частоты вращения. Однако, нижний предел регулирования частоты вращения составляет около 50% номинала. Это связано с уменьшением центробежной силы инерции, под действием которой происходит выход пластин из пазов, а также негерметичностью прилегания пластин к ротору. Предел повышения частоты вращения определяется износом пластин и нагревом компрессора. Изменение подачи компрессора может достигаться перепуском сжатого газа во всасывающий трубопровод и периодическими остановками компрессора [28].

Пластинчатые компрессоры находят широкое применение в качестве дутьевых машин в кузнечных и термических цехах, как компрессионные агрегаты холодильных установок и при сжатии газов в технологических процессах химических производств.

Водокольцевые компрессоры также достаточно широко используются в различных отраслях промышленности, где необходимо подавать воздух или технический газ. Сравнительно простое устройство и безотказность в работе обусловили применение этих машин во многих областях производства вместо поршневых и ротационных со скользящими пластинами [28].

Достоинством водокольцевых компрессоров является отсутствие клапанов и распределительных механизмов, поэтому они пригодны для сжатия запыленных газов. Рассмотрим принцип работы водокольцевого компрессора. Рабочее колесо А с лопатками, неподвижными относительно колеса, вставлено в корпус В (рисунок 13.8) с некоторым эксцентриситетом [21].



1 – корпус; 2 – ротор;
3 – всасывающее и 4 – нагнетательное отверстия

Рисунок 13.8. – Схема водокольцевого ротационного компрессора

При вращении рабочего колеса жидкостное кольцо образует свободную поверхность C , которая точно касается втулки колеса. Рабочие пространства $1-4$ возрастают, в результате чего через отверстие E происходит всасывание газа. Во второй половине рабочего объема пространства $5-8$ уменьшаются, происходит сжатие газа и выталкивание его через нагнетательное отверстие F . Роль корпуса в таком компрессоре выполняет жидкостное кольцо, в которое погружаются лопатки вращающегося ротора.

Если ротор имеет Z лопаток толщиной δ высотой h и длиной l при частоте вращения n , об/мин, то при отсутствии потерь через зазоры и гидравлических сопротивлений объем поступающего в компрессор газа, будет равен:

$$V = [\pi(D_2^2 - D_1^2) / 4 - Z\delta h] l n / 60.$$

Действительное количество газа, подаваемое компрессором, будет меньше вследствие того, что сжатие газа в рабочем объеме осуществляется жидкостным кольцом. Когда происходит сжатие, давление с одной стороны жидкостного кольца будет больше, а толщина кольца в этой части – меньше. При этом давление столба жидкости на стенку корпуса (плюс давление газа на внутреннюю часть кольца) уравнивается с другой его стороны большей толщиной вращающегося жидкостного кольца. Поэтому кольцо жидкости не является телом вращения: там, где газ всасывается, оно толще.

Для сравнения расхода энергии в различных ротационных компрессорах на рисунке 13.9 приведены мощностные характеристики, полученные при создании вакуума для пластинчатого компрессора (кривая 1) и вакуумнасоса (кривая 2) [21].

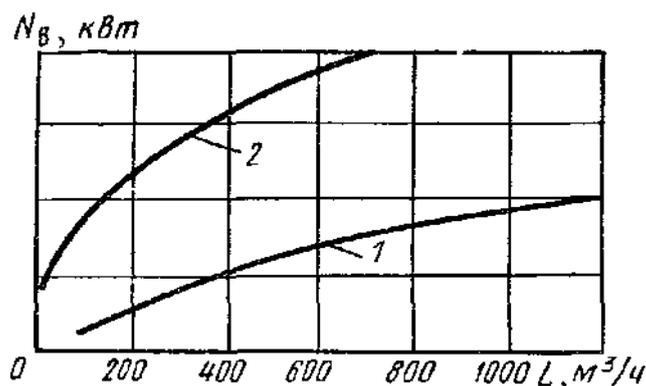


Рисунок 13.9. – Сравнительные мощностные характеристики для пластинчатого (1) и водокольцевого (2) компрессоров

Водокольцевые машины работают как компрессоры довольно редко и рассчитываются на сравнительно невысокие давления около 10^5 Па. Основное назначение этих машин – создание вакуума. Одноступенчатые водокольцевые компрессоры (вакуум-насосы) создают разрежение до 98%.

Подача компрессора и создаваемое им разрежение зависят от качества выполнения и величины зазоров между торцовыми поверхностями колеса и корпуса, где расположены всасывающие и нагнетательные отверстия. Для улучшения коэффициента подачи процесс всасывания целесообразно растягивать во времени. С этой целью размер всасывающего отверстия удлиняют почти на половину окружности. Процесс нагнетания, наоборот, следует укорачивать по сравнению с процессом всасывания в зависимости от давления нагнетания.

Водяное кольцо в процессе работы нагревается, поэтому необходима замена воды. В некоторых установках свежая вода к нагнетателю подводится путем присоединения его к водопроводу, а отработавшая вода отводится в канализацию. Расход охлаждающей воды на 1 кВт мощности на валу машины примерно равен 5–7 л/мин.

На рисунке 13.10 приведена характеристика водокольцевого вакуум-насоса, на которой в зависимости от вакуума нанесены кривые подачи, мощности, КПД и полного изотермического КПД [21].

Если насос с жидкостным кольцом тщательно изготовлен и применены соответствующие жидкости, то создаваемый им вакуум может быть настолько высоким, что насос становится пригодным для получения разрежения в электро- и радиолампах, ртутных выпрямителях и т.п.

Одноступенчатые вакуум-насосы с масляным кольцом, размещенные в масляной герметичности закрытой ванне, развивают вакуум до 99,98%. Два насоса, соединенных последовательно, создают вакуум до 99,999%.

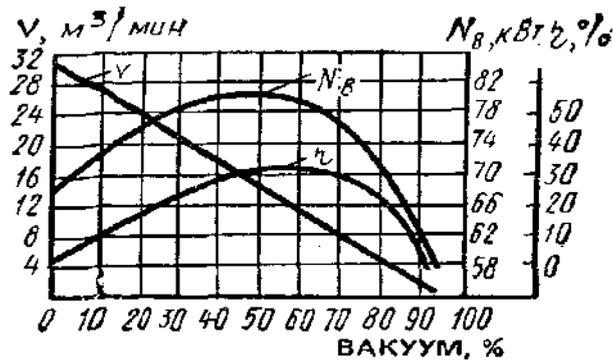


Рисунок 13.10. – Характеристика водокольцевого компрессора

К машинам с восьмерочными роторами относится компрессор, изображенный на рисунке 13.11. Он состоит из корпуса 1 эллиптической формы, снабженного всасывающим 3 и нагнетательным 6 патрубками. В корпусе симметрично горизонтальной оси расположены два ротора 5, имеющие форму восьмерок. Роторы жестко связаны с валами и вращаются с равными угловыми скоростями, но в противоположные стороны [21].

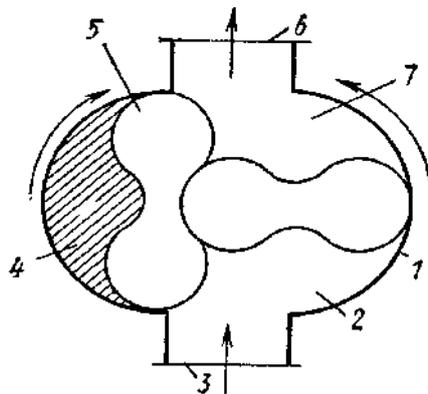


Рисунок 13.11. – Схема восьмерочного компрессора

Положение восьмерок (см. рисунок 3.11) соответствует моменту всасывания газа в полость 2 между правым ротором и стенкой корпуса. Всасывание прекратится в тот момент, когда правый ротор займет вертикальное положение. Левый ротор в это время расположится перпендикулярно правому, т.е. примет горизонтальное положение. При дальнейшем вращении правого ротора по стрелке полость 2 сообщается с нагнетательным пространством 7 и полостью 4 между левым ротором и стенкой корпуса. Тогда сжатый газ из пространства 7 переходит в полость 4, сжимая находящийся там газ, только что поданный левым ротором, и повышая его давление. Когда же левый ротор, вращаясь по часовой стрелке, займет вертикальное положение,

начнется выталкивание сжатого газа. Таким образом, когда в полости 2 идет всасывание газа, в нагнетательном пространстве 7 и полости 4 происходит сжатие газа и его выталкивание [28].

Теоретическая диаграмма процесса, происходящего в этом компрессоре, изображена на рисунке 13.12. На диаграмме: ab – линия всасывания; cd – линия нагнетания; bc – линия выравнивания давления, повышение которого предполагается мгновенным; bc – линия сжатия газа в случае работы поршневого компрессора; da – линия падения давления после выталкивания газа.

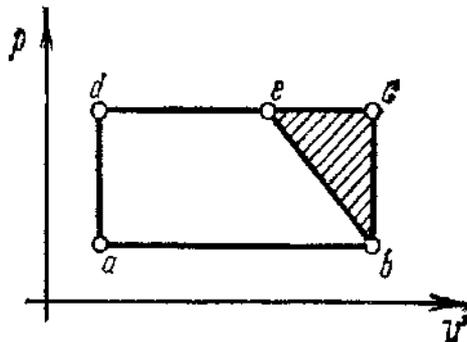


Рисунок 13.12. – Теоретическая диаграмма восьмерочного компрессора

Сравнивая диаграммы поршневого компрессора и рассмотренной машины, видим, что заштрихованная часть является работой, которая теряется при сжатии в восьмерочном компрессоре. На диаграмме площадь $abcd$ представляет собой работу, необходимую для сжатия газа, вошедшего во всасывающую полость, а площадь $abcd$ – работу, требуемую для сжатия всего газа, находящегося в полости сжатия.

Компрессоры восьмерочного типа с давлением нагнетания 4×10^5 Па применяются для питания сталеплавильных конвертеров, для продувки двигателей внутреннего сгорания и т.п. Машины с более низким давлением около 10^4 Па служат для подачи воздуха в вагранки и для пневмотранспорта [21].

Теоретический объем газа, засасываемый за один оборот, определяется по формуле

$$V_T = 4F_0l,$$

где F_0 – площадь $abcd$ между ротором и корпусом;

l – длина ротора. Объем, описываемый роторами за один оборот, равен четырехкратному рабочему объему. Действительный объем всасываемого газа с учетом объемного КПД равен:

$$V_d = 4F_0l\lambda_0 n / 60,$$

где λ_0 – объемный КПД; n – частота вращения привода, об/мин.

Винтовая компрессионная машина имеет два ротора 1 (рисунок 13.13) с параллельными осями, вращающихся с небольшими зазорами в корпусе 2 и связанных между собой парой шестерен 3.

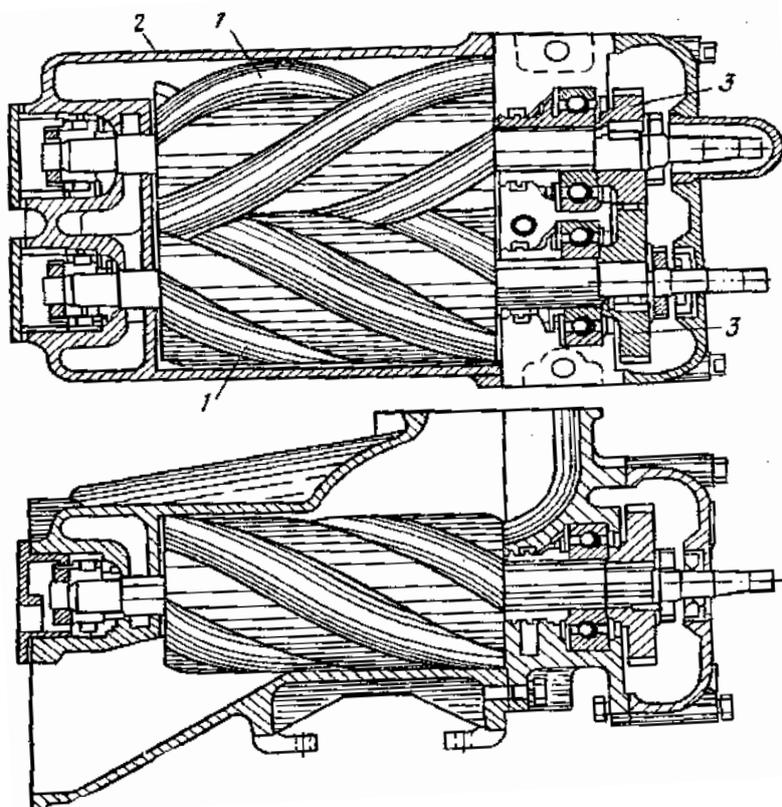


Рисунок 13.13. – Разрез винтового компрессора

Роторы винтового компрессора представляют собой цилиндрические шестерни с малым числом винтовых зубьев. Зацепление зубьев циклоидальное точечное, при этом у одного из роторов зубья лежат целиком вне начальной окружности и имеют выпуклый профиль, а у другого — внутри начальной окружности и имеют вогнутый профиль (рисунок 13.14) [21].

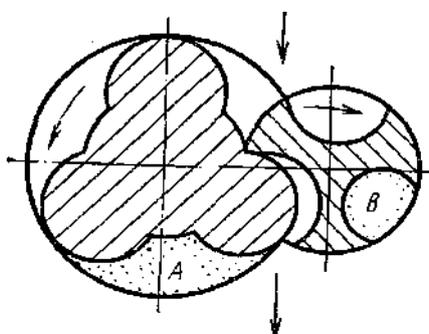


Рисунок 13.14. – Рабочие пространства в винтовом компрессоре

Подвод и отвод газа производится через окна на двух противоположных углах корпуса, так что газ проходит через компрессор в диагональном направлении. При вращении роторов газ в полостях А и В, ограниченных поверхностями роторов и корпуса и линией соприкосновения роторов, перемещается в осевом направлении со стороны всасывания к стороне нагнетания. Сначала эти полости сообщаются с всасывающим окном и заполняются газом. Затем это окно закрывается и линия соприкосновения роторов, отделяющая замкнутую в полостях А и В порцию газа от следующей всасываемой порции, перемещается в осевом направлении к нагнетательному отверстию, которое в определенный момент открывается и в котором происходит выталкивание газа.

Винтовые компрессоры работают с частотой вращения 1000–10 000 об/мин. Благодаря большой частоте вращения эти компрессоры получаются сравнительно легкими и компактными. Подача винтовых компрессоров лежит в пределах 0,5–300 м³/мин. При избыточных давлениях выше 2×10⁵ Па винтовые компрессоры имеют КПД больше КПД машин других типов. На давление 7×10⁵ Па и выше компрессоры выполняются двухступенчатыми.

Винтовые компрессоры аналогичны центробежным машинам, они также не загрязняют сжимаемого газа смазочным маслом (смазка роторов отсутствует) и работают вполне устойчиво. Винтовые компрессоры находят широкое применение в различных областях техники, особенно там, где необходимо иметь компактную установку с большой подачей.

5. Вакуум-насосы

Отличительной особенностью вакуум-насосов является высокая степень сжатия газа. В вакуум-насосе, который создает разрежение, равное 90% (остаточное давление $p_1 = 0,1$ атм) и сжимает газ до давления $p_2 = 1,1$ атм, степень сжатия составляет $\frac{p_2}{p_1} = \frac{1,1}{0,1} = 11$ [21].

Повышение степени сжатия связано со снижением объемного КПД и производительности насоса. Для повышения объемного КПД вакуум-насосы изготавливают с возможно меньшим вредным пространством.

Поршневые вакуум-насосы отличаются от поршневых компрессоров двойного действия только устройством органов распределения. Вместо клапанов эти насосы имеют золотник, при помощи которого производится попеременно всасывание и выпуск газа. При золотниковом распределении

объем вредного пространства незначителен и отсутствуют потери давления, связанные с открытием клапанов.

Мокрые вакуум-насосы поршневого типа, отсасывающие жидкость вместе с газом, изготавливают с клапанным распределением. Такие вакуум-насосы работают с меньшим числом оборотов и имеют большее, чем сухие вакуум-насосы, вредное пространство, вследствие чего создаваемое мокрыми вакуум-насосами разрежение меньше.

Работа адиабатического сжатия в поршневых вакуум-насосах максимальна при остаточном давлении $p_1 = 0,324$ атм, если принять приближенно давление сжатия $p_2 = 1$ атм. Поэтому двигатель для поршневых вакуум-насосов выбирают исходя из наибольшей потребляемой мощности, соответствующей указанному выше значению p_1 .

Водокольцевые вакуум-насосы широко распространены в химической промышленности. По устройству они не отличаются от водокольцевых ротационных компрессоров.

Пароструйные вакуум-насосы аналогичны струйным насосам. Вакуум, создаваемый одноступенчатым струйным насосом, не превышает 90%. Для достижения более глубокого вакуума применяют многоступенчатые пароструйные вакуум-насосы, состоящие из нескольких последовательно соединенных пароструйных насосов, между которыми установлены конденсаторы. После каждой ступени производится конденсация пара из парогазовой смеси путем смешения ее с охлаждающей водой. Таким путем устраняется расход энергии на сжатие отработанного пара каждой предыдущей ступени в следующей.

6. Сравнение и выбор компрессорных машин

Поршневые компрессоры, по сравнению с центробежными, имеют недостатки, присущие всем поршневым машинам [21]:

- тихоходность;
- громоздкость, большой вес;
- необходимость установки на массивных фундаментах.

Однако изготовление центробежных компрессоров, рассчитанных на небольшую производительность и высокое давление, связано с значительными трудностями. Поэтому при избыточном давлении более 10 атм, а также при меньшем давлении и производительности до $100 \text{ м}^3/\text{мин}$ применяют почти исключительно поршневые компрессоры. Наибольшее распространение

приобретают вертикальные поршневые компрессоры, которые более быстроходны, компактны и обладают большим КПД, чем горизонтальные поршневые компрессоры.

Центробежные компрессоры (турбогазодувки и турбокомпрессоры) применяют при умеренных давлениях $p_{изб.} = 10\text{--}12$ атм и не более 30 атм для большой производительности, превышающей $50\text{--}100$ м³/мин.

Ротационные компрессоры, по сравнению с поршневыми, обладают теми же преимуществами, что и центробежные, отличаясь еще большей компактностью и меньшим весом. КПД ротационных компрессоров выше, чем для турбокомпрессоров. Ротационные компрессоры применяют при средней производительности (до 100 м³/мин) и избыточным давлением до 10 атм.

Большой компактностью и производительностью, а также высоким КПД отличаются осевые компрессоры, но создаваемое ими избыточное давление не превышает 6 атм.

Выбор вакуум-насосов связан с глубиной создаваемого ими вакуума. Мокрые поршневые вакуум-насосы дают разрежение, равное 80–85%. Разрежение до 90–95% создают сухие поршневые и водокольцевые вакуум-насосы, причем последним присущи все преимущества центробежных машин перед поршневыми, но они имеют низкий КПД. Для создания глубокого вакуума (95–99,8%) применяют многоступенчатые пароструйные вакуум-насосы [21].

ПРАКТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ 2

Процессы в компрессорах

Пример 2.1

Компрессор всасывает $100 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха при давлении $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ и температуре $t_1 = 27^\circ\text{C}$. Конечное давление воздуха составляет $p_2 = 0,8 \text{ МПа}$. Найти теоретическую мощность двигателя привода компрессора и расход охлаждающей воды, если температура ее повышается на 13°C . Расчет произвести для изотермического, адиабатного и политропного сжатий. Показатель политропы $n = 1,2$, теплоемкость воды $C = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг}^\circ\text{C})$.

Решение:

1. Изотермическое сжатие.

Работа компрессора

$$L_0 = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = 0,1 \cdot 10^6 \cdot 100 \cdot \ln \frac{0,8}{0,1} = 20,8 \text{ МДж/ч.}$$

Теоретическая мощность двигателя

$$N = \frac{L_0}{1000 \cdot 3600} = \frac{20,8 \cdot 10^6}{1000 \cdot 3600} = 5,8 \text{ кВт.}$$

Теплоту, отводимую с охлажденной водой, находим из равенства $Q = L_0 = 20,8 \text{ МДж}$. Следовательно, расход охлаждающей воды

$$M = \frac{20,8 \cdot 10^6}{13 \cdot 4,19} = 382 \text{ кг/ч.}$$

2. Адиабатное сжатие.

Работа компрессора

$$L_0 = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{1,4}{0,4} \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 100 \left(8^{\frac{0,4}{1,4}} - 1 \right) = 28,4 \text{ МДж/ч.}$$

Теоретическая мощность двигателя

$$N = \frac{28,4 \cdot 10^6}{3600 \cdot 1000} = 7,9 \text{ кВт.}$$

3. Политропное сжатие.

Работа компрессора

$$L_0 = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1,2}{0,2} \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 100 \left(8^{\frac{0,2}{1,2}} - 1 \right) = 24,8 \text{ МДж.}$$

Мощность двигателя

$$N = \frac{24,8 \cdot 10^6}{3600 \cdot 1000} = 6,9 \text{ кВт.}$$

Количество теплоты, отводимой от воздуха [22], находим по уравнению

$$Q = M_g C_g \frac{n-k}{n-1} T_2 - T_1,$$

здесь $C_g = 0,723 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{°C)}$ – массовая изохорная теплоемкость.

Массовый расход воздуха

$$M_g = \frac{p_1 V_1}{RT_1} = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 100}{287 \cdot 300} = 116 \text{ кг/ч.}$$

Температура воздуха в конце сжатия

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 300 \left(8^{\frac{0,2}{1,2}} \right) = 424 \text{ К.}$$

Таким образом, $Q = -116 \cdot 0,723 \cdot \frac{0,2}{0,2} \cdot 124 = -10400 \text{ кДж/ч.}$

$$\text{Расход охлаждающей воды } M = \frac{10400}{13 \cdot 4,19} = 190 \text{ кг/ч.}$$

Пример 2.2

Воздух при давлении $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ и температуре $t_1 = 20 \text{ °C}$ должен быть сжат по адиабате до давления $p_2 = 0,8 \text{ МПа}$. Определить температуру в конце сжатия, теоретическую работу компрессора и величину объемного КПД:

- 1) для одноступенчатого компрессора;
- 2) для двухступенчатого компрессора с промежуточным холодильником, в котором воздух охлаждается до начальной температуры. Относительная величина вредного пространства $a = 8\%$. Полученные результаты сравнить между собой.

Решение:

1. Одноступенчатое сжатие.

Температура в конце сжатия

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 293 \cdot \left(\frac{0,8}{0,1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 530 \text{ К} = 257 \text{ °C.}$$

Теоретическая работа компрессора

$$l_0 = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{1,4}{0,4} 287 \cdot 293 \cdot \left(8^{\frac{0,4}{1,4}} - 1 \right) = 238410 \text{ Дж/кг.}$$

Объемный КПД компрессора

$$\eta = 1 - a \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] = 1 - 0,08 \left(8^{\frac{1}{1,4}} - 1 \right) = 0,73.$$

2. Двухступенчатое сжатие.

$$\text{Степень сжатия в каждой ступени } x = \sqrt{\frac{0,8}{0,1}} = 2,84.$$

Температура в конце сжатия в каждой ступени

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 293 \cdot 2,84^{\frac{0,4}{1,4}} = 396 \text{ K} = 123 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Теоретическая работа компрессора в обеих ступенях

$$l_0 = 2 \cdot \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = 2 \cdot \frac{1,4}{0,4} \cdot 287 \cdot 293 \cdot \left(2,84^{\frac{0,4}{1,4}} - 1 \right) =$$

$$= 206 \text{ 000 Дж / кг.}$$

Объемный КПД компрессора

$$\eta = 1 - 0,08 \cdot \left(2,84^{\frac{1}{1,4}} - 1 \right) = 0,912.$$

Сравнение результатов расчетов показывает, что при двухступенчатом сжатии меньше температура воздуха в конце сжатия и теоретические затраты работы и выше объемный КПД компрессора.

Пример 2.3

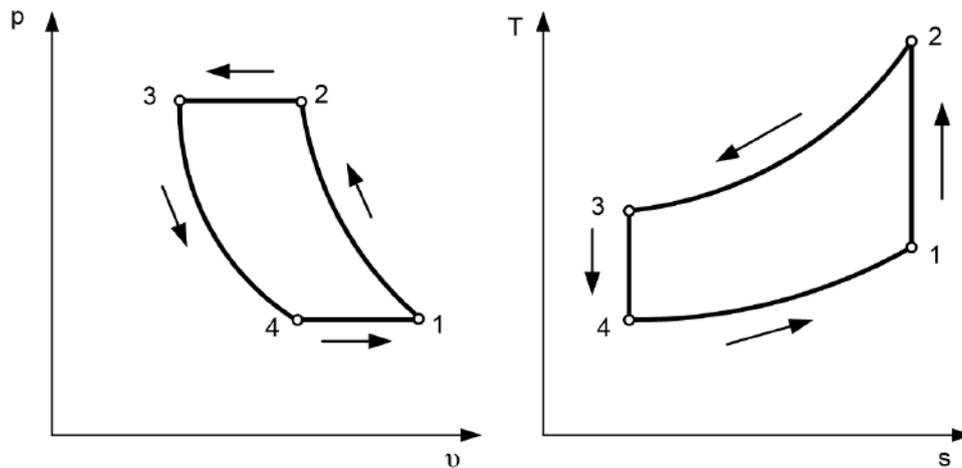
В компрессор воздушной холодильной установки поступает воздух из холодильной камеры с давлением $p_1 = 0,1$ МПа и температурой $t_1 = -10$ °С. Адиабатно сжатый в камере воздух до давления $p_2 = 0,5$ МПа направляется в охладитель, где он при $p = \text{const}$ снижает свою температуру до $t_3 = +10$ °С. Отсюда воздух поступает в расширительный цилиндр, где расширяется по адиабате до первоначального давления, после чего возвращается в холодильную камеру. Отнимая теплоту от охлаждаемых тел, воздух нагревается до температуры $t_1 = -10$ °С и вновь поступает в компрессор. Определить температуру воздуха, поступающего в холодильную камеру, теоретическую работу, затрачиваемую в цикле, холодопроизводительность воздуха и холодильный коэффициент для данной установки и для установки, работающей по циклу Карно для того же интервала температур.

Решение:

Изобразим рассматриваемый цикл холодильной установки в диаграммах $p\vartheta$ и TS .

Температуру воздуха T_4 , поступающего в холодильную камеру, определяем из соотношения параметров адиабатного процесса 3–4 [22]:

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 283 \cdot \left(\frac{0,1}{0,5} \right)^{0,286} = 179 \text{ К}.$$



Температуру сжатого воздуха T_2 , выходящего из компрессора, определим из соотношения параметров адиабатного процесса 1–2:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 263 \cdot \left(\frac{0,5}{0,1} \right)^{0,286} = 416 \text{ К}.$$

Работа, затраченная в цикле, равна разности работ затраченной в компрессоре и полученной в расширительном цилиндре [22].

Работа, затраченная в компрессоре,

$$l_k = C_{pm} \cdot T_2 - T_1 = 1,012 \cdot 416 - 263 = 154,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Работа, полученная в расширительном цилиндре,

$$l_{p.c.} = C_{pm} \cdot T_3 - T_4 = 1,012 \cdot 283 - 179 = 105,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Следовательно, работа цикла

$$l_o = l_k - l_{p.c.} = 154,8 - 105,2 = 49,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная холодопроизводительность воздуха [22]:

$$q_o = C_{pm} \cdot T_1 - T_4 = 1,012 \cdot 263 - 179 = 85 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Холодильный коэффициент установки

$$\varepsilon = \frac{q_o}{l_o} = \frac{85}{49,6} = 1,71.$$

Холодильный коэффициент установки, работающей по циклу Карно для того же интервала температур [22],

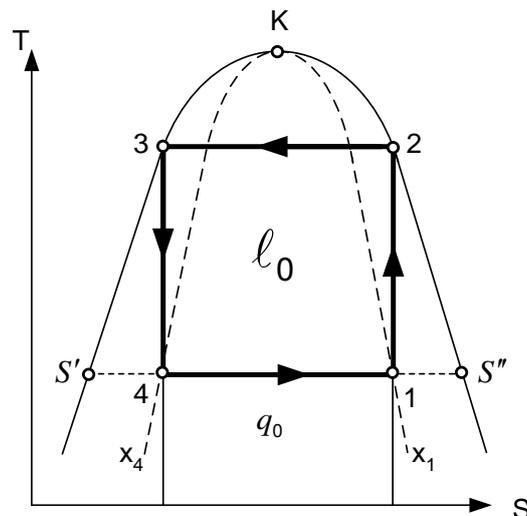
$$\varepsilon_k = \frac{T_1}{T_3 - T_1} = \frac{263}{283 - 263} = 13,15.$$

Пример 2.4

Определить холодильный коэффициент паровой аммиачной установки (с дросселем) по известной температуре влажного пара NH_3 на входе в компрессор $t_1 = -20^\circ\text{C}$ и температуре сухого насыщенного пара NH_3 за компрессором $t_2 = 15^\circ\text{C}$. По заданной холодопроизводительности $Q = 220$ кВт определить массовый расход аммиака и теоретическую мощность привода компрессора. Изобразить цикл в TS -диаграмме.

Решение:

Цикл паровой аммиачной установки в TS -диаграмме:



- 1–2 – адиабатное сжатие в компрессоре и превращение в сухой пар;
- 2–3 – охлаждение в конденсаторе и превращение в жидкость;
- 3–4 – адиабатное расширение в дросселе и превращение во влажный пар с x_4 ;
- 4–1 – отбор теплоты от охлаждаемого объекта, испарение и повышение степени сухости от x_4 до x_1 .

Холодопроизводительность аммиака, т.е. количество теплоты, поглощаемой 1 кг аммиака от охлаждаемого объекта,

$$q_o = i_1 - i_4 = r \cdot x_1 - x_4,$$

где $r = 1328,5$ кДж/кг – скрытая теплота парообразования аммиака при $t = -20^\circ\text{C}$.

Значения степеней сухости x_1 и x_4 найдем аналитически, используя постоянство энтропии в обратимом адиабатном процессе.

Для процесса 1–2:

$$s_1 = s_2 = s_1' + s_1'' - s_1' \cdot x_1,$$

где из таблицы для насыщенного пара NH_3 $s_1' = 3,841 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}^\circ\text{С}}$ – энтропия кипящего аммиака при $t = -20^\circ\text{С}$;

$s_1'' = 9,090 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}^\circ\text{С}}$ – энтропия сухого насыщенного пара аммиака при $t = -20^\circ\text{С}$;

$s_2'' = 8,624 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}^\circ\text{С}}$ – энтальпия сухого насыщенного пара аммиака при $t = +15^\circ\text{С}$.

$$\text{Тогда } x_1 = \frac{s_2'' - s_1'}{s_1'' - s_1'} = \frac{8,624 - 3,841}{9,090 - 3,841} = 0,911.$$

Для процесса 3–4:

$$s_4 = s_3 = s_1' + s_1'' - s_1' \cdot x_4,$$

где из таблицы $s_3' = 4,435 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}^\circ\text{С}}$ – энтропия кипящего аммиака при $t = +15^\circ\text{С}$.

$$\text{Тогда } x_4 = \frac{s_3' - s_1'}{s_1'' - s_1'} = \frac{4,435 - 3,841}{9,090 - 3,841} = 0,113.$$

$$\text{Следовательно, } q_o = 1328,5 \cdot 0,911 - 0,113 = 1060 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Тепловая нагрузка конденсатора, т.е. количество теплоты, отводимой с охлаждающей водой,

$$q = i_2 - i_3 = r_2,$$

где $r_2 = 1207,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ – скрытая теплота парообразования NH_3 при $t = 15^\circ\text{С}$.

$$\text{Следовательно, } q = r_2 = 1207,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Работа, затраченная в цикле,

$$l_o = q - q_o = 1207,1 - 1060 = 147,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{q_o}{l_o} = \frac{1060}{147,1} = 7,2.$$

Расход аммиака:

$$M = \frac{Q}{q_o} = \frac{220}{1060} = 0,21 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Теоретическая мощность привода компрессора:

$$N = M \cdot l_o = 0,21 \cdot 147,1 = 30,9 \text{ кВт}.$$

Задания для самостоятельной работы

Задание 8

Определить максимально возможное избыточное давление воздуха (в кгс/см²), которое может создавать одноступенчатый поршневой компрессор: а) определяемое наличием мертвого пространства; б) определяемое условием невоспламенения смазки. Воздух, поступающий для сжатия, взят при условиях окружающей среды (760 мм рт. ст. и 25 °С), относительный объем мертвого пространства компрессора, a , %, температура воспламенения смазки t °С (таблица 8), показатель политропы сжатия 1,35.

Таблица 8. – Варианты задания

№	a	t	№	a	t	№	a	t	№	a	t	№	a	t
1	6	260	7	4	250	13	3	310	19	6	270	25	5	330
2	4	300	8	5	260	14	2	300	20	3	270	26	2	310
3	5	330	9	4	340	15	6	300	21	7	310	27	6	260
4	4	260	10	6	310	16	6	250	22	9	330	28	6	340
5	5	330	11	8	270	17	3	270	23	3	260	29	8	260
6	6	260	12	5	240	18	8	290	24	4	300	30	3	320

Задание 9

Сравнить работу сжатия 1 м³ воздуха от нормальных условий (760 мм рт. ст. и 0 °С) до избыточного давления p МПа (таблица 9): а) в одноступенчатом поршневом компрессоре; б) двухступенчатом поршневом компрессоре с промежуточным охлаждением; в) трехступенчатом поршневом компрессоре с промежуточным охлаждением. Показатель политропы сжатия 1,2.

Таблица 9. – Варианты задания

№	p	№	p	№	p	№	p	№	p	№	p
1	0,90	6	0,64	11	1,00	16	0,70	21	0,84	26	1,06
2	0,72	7	0,76	12	1,10	17	0,86	22	0,94	27	1,18
3	1,14	8	0,88	13	1,16	18	0,80	23	0,96	28	0,60
4	0,62	9	0,82	14	1,12	19	1,04	24	0,74	29	0,78
5	0,68	10	0,66	15	0,92	20	1,08	25	1,02	30	0,98

Задание 10

Определить потребляемую одноступенчатым центробежным компрессором мощность и температуру воздуха после компрессора при сжатии воздуха от давления 736 мм рт. ст. и температуры t_0 °С, до абсолютного давления 4, 6 и 8 кгс/см². Подача компрессора Q м³/мин, адиабатный КПД компрессора η_a (таблица 10), механический КПД – 0,98, показатель политропы сжатия 1,6.

Построить графическую зависимость температуры воздуха на выходе от температуры воздуха на входе и степени повышения давления.

Таблица 10. – Варианты задания

№	Q	η_a	t_0	№	Q	η_a	t_0	№	Q	η_a	t_0
1	530	79	25	7	280	83	9	13	140	80	4
2	460	66	13	8	330	75	6	14	430	72	16
3	570	82	6	9	430	74	8	15	290	69	3
4	190	80	13	10	570	66	23	16	120	67	22
5	230	72	17	11	500	70	20	17	530	76	3
6	580	71	5	12	520	80	29	18	360	68	26

Окончание таблицы 10

№	Q	η_a	t_0	№	Q	η_a	t_0
19	240	73	13	25	180	72	8
20	310	67	5	26	590	74	29
21	210	68	24	27	370	77	7
22	290	73	18	28	240	83	20
23	490	71	11	29	150	71	23
24	600	72	30	30	340	78	27

Модуль 3

ГИДРОПРИВОД И ПНЕВМОПРИВОД

ЛЕКЦИОННЫЙ КУРС

Лекция 14

ГИДРОПРИВОДЫ И ГИДРОПЕРЕДАЧИ

1. Общие понятия и определения.
2. Классификация гидроприводов.
3. Достоинства и недостатки гидроприводов.
4. Принципиальные схемы гидроприводов.
5. Рабочие жидкости объемных гидроприводов.

1. Общие понятия и определения

Под **гидроприводом** понимают совокупность устройств – гидромашин и гидроаппаратов, предназначенных для передачи механической энергии и преобразования движения при помощи жидкости. По принципу действия гидромашин гидроприводы делятся на объемные и гидродинамические [23].

Гидродинамический привод (передача) состоит из лопастных гидромашин — насосного и турбинного колес, предельно сближенных друг с другом и расположенных соосно.

Гидропривод, содержащий объемные гидромашин, называется **объемным**. Принцип действия простейшего объемного гидропривода основан на практической сжимаемости капельной жидкости и передаче давления по закону Паскаля. Этот принцип наглядно можно иллюстрировать схемой объемного гидропривода, представленной на рисунке 14.1 [23].

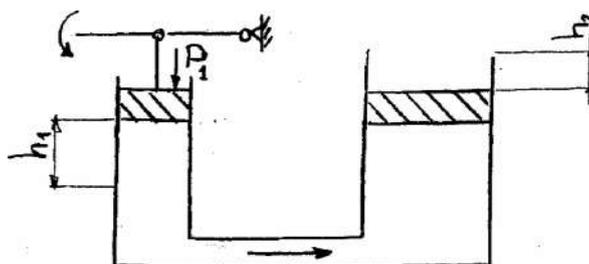


Рисунок 14.1. – Схема гидропривода

Цилиндры 1 и 2 заполнены жидкостью и соединены трубопроводом. Поршень цилиндра 1 под действием силы P_1 перемещается вниз, вытесняя жидкость из цилиндра 1 в цилиндр 2. Если пренебречь потерями давления в системе, то, по закону Паскаля, давление в цилиндрах 1 и 2 будет одинаковым:

$$p = \frac{P_1}{S_1} = \frac{P_2}{S_2},$$

где S_1 и S_2 – площади поршней цилиндров 1 и 2.

Учитывая практическую несжимаемость жидкости, можно записать $h_1 \cdot S_1 = h_2 S_2$ или $v_1 \cdot S = v_2 \cdot S_2$.

Мощность, затрачиваемая на перемещение поршня в цилиндре 1, выражается соотношением $N = P_1 \cdot v_1 = p S_1 \cdot v_1$.

Величина $S_1 \cdot v_1$ является расходом жидкости Q , поэтому условие передачи энергии можно представить в виде $P_1 \cdot v_1 = pQ = P_2 v_2$, где pQ – мощность потока жидкости; $P_2 v_2$ – мощность, развиваемая поршнем цилиндра 2, т.е. работа выходного звена системы, отнесенная к единице времени.

В состав объемного гидропривода входят источник энергии, объемный гидродвигатель (исполнительный механизм), гидроаппаратура (устройства управления) и вспомогательные устройства (кондиционеры и др.).

2. Классификация гидроприводов

По виду источника энергии гидроприводы делят на три типа.

– **насосный гидропривод** — гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель объемным насосом, входящим в состав этого привода. Насосный гидропривод наиболее широко используется во всех отраслях машиностроения [23].

В зависимости от характера циркуляции рабочей жидкости, насосные гидроприводы бывают с **замкнутой циркуляцией**, в которых жидкость от гидродвигателя поступает во всасывающую гидролинию насоса, и с **разомкнутой циркуляцией**, в которых жидкость от гидродвигателя поступает в гидробак.

Наряду с понятием насосный гидропривод в практике широко применяется также понятие **объемная гидропередача** – часть насосного привода, предназначенная для передачи движения от приводящего двигателя к машинам и механизмам.

В качестве приводящего двигателя в насосном гидроприводе могут использоваться электродвигатели, турбины, дизели, карбюраторные двигатели внутреннего сгорания и т.п. В связи с этим, если в понятие насосного гидропривода включают также приводящий двигатель, то в зависимости от типа этого двигателя различают: электрогидропривод, турбогидропривод, дизель-гидропривод, мотогидропривод и т.п [23];

– **аккумуляторный гидропривод** – гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель от предварительно заряженного гидроаккумулятора. Такие гидроприводы используются в системах с кратковременным рабочим циклом;

– **магистральный гидропривод** – гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель от гидромагистрали. Поток рабочей жидкости в гидромагистрали создается насосной станцией, питающей несколько гидроприводов (централизованная система питания).

По характеру движения выходного звена различают объемные гидроприводы:

а) **поступательного движения** — с поступательным движением выходного звена гидродвигателя;

б) **поворотного движения** — с поворотным движением выходного звена гидродвигателя на угол менее 360° ;

в) **вращательного движения** — с вращательным движением выходного звена гидродвигателя.

Если в объемном гидроприводе отсутствуют устройства для изменения скорости выходного звена гидродвигателя, то такие гидроприводы являются **нерегулируемыми**.

Гидроприводы, в которых скорость выходного звена гидродвигателя может изменяться по заданному закону, называются **регулируемыми**. По способу регулирования скорости гидроприводы делят на следующие два типа:

– с **дрессельным регулированием**, в которых регулирование скорости осуществляется путем дросселирования потока рабочей жидкости и отвода части потока, минуя гидродвигатель;

– с **объемным регулированием**, в которых регулирование скорости осуществляется за счет изменения рабочих объемов насоса или гидродвигателя или обеих гидромашин одновременно.

Если в гидроприводе регулирование скорости осуществляется одновременно двумя рассмотренными способами, то он называется **гидроприводом с объемно-дрессельным регулированием**.

В некоторых случаях в насосном гидроприводе регулирование осуществляется за счет изменения скорости приводного двигателя (электродви-

гателя, дизельного двигателя и т.п.). Такие гидроприводы называются **гидроприводом с регулированием приводящим двигателем**.

Регулирование скорости может осуществляться вручную – **гидропривод с ручным регулированием**; автоматически – **гидропривод с автоматическим регулированием**; по заданной программе – **программный гидропривод**.

Если в гидроприводе скорость выходного звена поддерживается постоянной при изменении внешних воздействий, то такой гидропривод называется **стабилизированным**.

Особое место среди регулируемых гидроприводов занимает **следающий гидропривод**, в котором скорость движения выходного звена изменяется по определенному закону в зависимости от задающего воздействия, величина и характер которого заранее неизвестны [23].

3. Достоинства и недостатки гидроприводов

Регулируемые гидроприводы в настоящее время широко применяются в качестве приводов станков, дорожных и строительных машин, прокатных станов, прессового и литейного оборудования, транспортных и сельскохозяйственных машин и т.п. Такое повсеместное использование гидроприводов объясняется их достоинствами, к которым следует отнести:

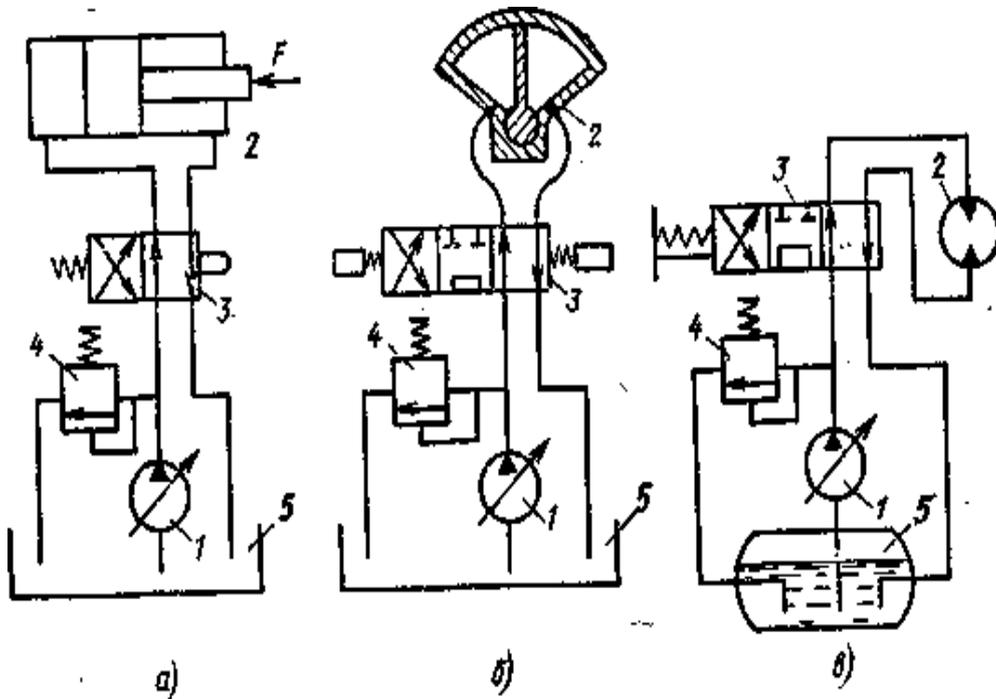
- а) возможность создания больших передаточных чисел и бесступенчатого регулирования скорости и усилий в широком диапазоне;
- б) высокую удельную мощность – малый вес, приходящийся на единицу передаваемой мощности и составляющий не более 2–3 Н на 1 кВт;
- в) малую инерционность, обеспечивающую быструю смену режимов работы (пуск, реверс, останов); момент инерции подвижных частей гидродвигателей в 5–6 раз меньше момента инерции подвижных частей электромашин той же мощности;
- г) возможность простого и надежного предохранения гидропривода и машины от перегрузок при условии заданного силового режима работы.

Недостатки гидроприводов:

- а) транспортировка энергии связана с потерями, значительно превышающими потери в электропередачах;
- б) влияние эксплуатационных условий (температуры) на характеристики гидропривода;
- в) снижение КПД за счет внутренних и наружных утечек рабочей жидкости, которые увеличиваются по мере выработки технического ресурса.

4. Принципиальные схемы гидроприводов

На рисунке 14.2 приведены три принципиальные схемы, соответствующие трем классам гидроприводов, которые различаются характером движения выходного звена.



а – поступательного движения; *б* – поворотного движения; *в* – вращательного движения;

1 – регулируемый насос; 2 – гидродвигатель (на схеме *а* им является гидроцилиндр; на схеме *б* – поворотный гидродвигатель; на схеме *в* – гидромотор), 3 – гидрораспределитель (на схеме *а* – двухпозиционный с управлением от кулачка и с пружинным возвратом; на схеме *б* – трехпозиционный с управлением от электромагнитов; на схеме *в* – трехпозиционный с ручным управлением); 4 – предохранительный клапан; 5 – бак

Рисунок 14.2. – Схемы гидроприводов

Насос засасывает жидкость из бака и нагнетает ее в гидродвигатель через распределитель. Из гидродвигателя жидкость движется через другой канал распределителя и сливается в бак. Предохранительный клапан отрегулирован на предельно допустимое давление и предохраняет систему гидропривода с приводящим двигателем от перегрузок.

Для улучшения условий всасывания жидкости из бака и предотвращения кавитации в насосе в гидроприводе вращательного движения (см. рисунок 14.2, *в*) применен бак с наддувом, т.е. с давлением газа над поверхностью жидкости выше атмосферного [24].

Изменение направления движения выходного звена гидродвигателя (реверсирование) осуществляется изменением позиции распределителя, а регулирование скорости этого движения – увеличением или уменьшением рабочего объема насоса [24].

Разрыв циркуляции происходит в баке, при этом исключается возможность реверсирования гидродвигателей путем изменения направления подачи насоса (реверса подачи). Для этой цели обязательно применение распределителей [24].

5. Рабочие жидкости объемных гидроприводов

Рабочие жидкости объемных гидроприводов должны:

- иметь хорошие смазывающие свойства по отношению к материалам трущихся пар и уплотнений, малое изменение вязкости в диапазоне рабочих температур, высокий объемный модуль упругости, малую упругость паров и высокую температуру кипения;
- быть нейтральными к материалам гидравлических агрегатов и защитным покрытиям;
- обладать высокой механической стойкостью, стабильностью характеристик в процессе хранения и эксплуатации;
- быть пожаробезопасными;
- нетоксичными;
- иметь хорошие диэлектрические свойства.

В наибольшей степени этим требованиям удовлетворяют минеральные масла и синтетические жидкости на кремнийорганической основе (силиконовые), которые и применяются в настоящее время в качестве рабочих жидкостей объемных гидроприводов, используемых в общем машиностроении. В гидроприводах, работающих в условиях низких температур, например, в гидроприводах автомобилей и тракторов, эксплуатирующихся в условиях Крайнего Севера и Сибири, обычно применяют морозостойкие рабочие жидкости, у которых температура застывания ниже (-60°C) [25].

Лекция 15

ГИДРОПРИВОДЫ И ГИДРОПЕРЕДАЧИ

1. Рабочие жидкости объемных гидроприводов.
2. Элементы объемного гидропривода.
3. Гидроаппаратура

1. Элементы объемного гидропривода

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

- гидроцилиндры – объемные гидродвигатели с поступательным движением выходного звена;
- поворотные гидродвигатели – объемные гидродвигатели с ограниченным углом поворота выходного звена;
- гидромоторы – объемные гидродвигатели с вращательным движением выходного звена.

Гидроцилиндры являются простейшими гидродвигателями, которые применяются в качестве исполнительных механизмов гидроприводов различных машин и механизмов с поступательным движением выходного звена. По принципу действия и конструкции гидроцилиндры достаточно разнообразны, и применение того или иного типа гидроцилиндра диктуется конкретными условиями работы, назначением и конструкцией той машины, в которой он используется. Ниже рассмотрены основные типы гидроцилиндров, применяемых в машиностроении [25].

В **гидроцилиндрах одностороннего действия** движение выходного звена под действием потока рабочей жидкости осуществляется только в одном направлении. Движение в обратном направлении происходит под действием внешних сил, например, под действием веса поднимаемого груза или пружины. Такие гидроцилиндры применяются в основном в грузоподъемных машинах. По конструкции гидроцилиндры одностороннего действия бывают [25]:

а) **поршневые**, в которых выходным звеном является поршень со штоком, перемещающиеся относительно корпуса. Рабочая камера образована внутренней поверхностью корпуса и поршнем. Герметичность обеспечивается уплотнениями [25];

б) **плунжерные**, в которых выходным звеном является плунжер. Они наиболее просты по конструкции и технологии изготовления, поскольку

внутренняя поверхность корпуса не подлежит точной обработке, а обрабатываются только поверхность плунжера и часть корпуса (букса), по которой происходит герметизация рабочей камеры уплотнением [25];

в) **телескопические**, в которых выходным звеном являются несколько концентрически расположенных поршней или плунжеров, перемещающихся относительно друг друга. Общий ход выходного звена равен сумме ходов каждого поршня или плунжера относительно соседнего. Применяются телескопические гидроцилиндры в случаях, когда при небольшой длине корпуса необходимо получить большой ход выходного звена. Выдвижение начинается с поршня большего диаметра. Затем, когда поршень доходит до упора, относительно него начинает перемещаться поршень [25].

В **гидроцилиндрах двустороннего действия** движение выходного звена в обоих направлениях осуществляется под действием потока рабочей жидкости. Такие гидроцилиндры наиболее широко применяются в гидроприводах станков и различных строительных машин. Они выполняются в двух вариантах [25]:

– **поршневой гидроцилиндр с односторонним штоком**, в котором шток находится только с одной стороны поршня;

– **поршневой гидроцилиндр с двусторонним штоком**, в котором шток расположен по обе стороны поршня.

Гидромотор – это объемный гидродвигатель с вращательным движением ведомого звена. В машиностроении в качестве гидромоторов обычно используют объемные роторные гидромашины, у которых рабочие органы, вытесняемые жидкостью, совершают вращательное и возвратно-поступательное движение, а рабочие камеры перемещаются из напорной полости в полость слива. Такие гидромоторы представляют те же роторные насосы, обращенные в гидродвигатели. В некоторых случаях применяют так называемые **безроторные гидромоторы**, в которых ротор неподвижен, а вытесняемые рабочие органы совершают возвратно-поступательное или возвратно-поступательное и качательное движения [25].

В зависимости от возможности регулирования рабочего объема гидромоторы делятся на **нерегулируемые** и **регулируемые**. Если выходное звено гидромотора может вращаться только в одну сторону, то такой гидромотор называется **неревверсивным**. Гидромотор, у которого выходное звено вращается в обе стороны, называется **реверсивным**. В зависимости от способа реверсирования бывают гидромоторы [25]:

а) с **постоянным направлением потока**, в которых изменение направления вращения выходного звена осуществляется при постоянном направлении потока рабочей жидкости [25];

б) с **реверсивным направлением потока**, в которых изменение направления вращения осуществляется за счет изменения направления потока рабочей жидкости [25].

Если каждая рабочая камера гидромотора совершает один рабочий цикл за один оборот выходного звена, то это гидромоторы **однократного действия** [25].

Гидромоторы, у которых каждая рабочая камера совершает за один оборот выходного звена два или более рабочих циклов, называются **гидромоторами многократного действия** [25].

В зависимости от назначения гидропривода вращательного движения в нем применяются либо гидромоторы, имеющие большую частоту вращения, но небольшой крутящий момент на выходном звене (низкомоментные гидромоторы), либо гидромоторы, имеющие большой крутящий момент при небольшой частоте вращения (высокомоментные гидромоторы). В качестве низкомоментных наиболее широко используют аксиально-поршневые гидромоторы, у которых оси поршней параллельны оси блока цилиндров или составляют с ней углы не более 45° . Благодаря такому расположению поршней ротор гидромотора имеет небольшие диаметр и момент инерции, что позволяет получить большую частоту вращения, высокую удельную мощность и хорошие динамические свойства. Аксиально-поршневые гидромоторы (как и аксиально-поршневые насосы) по конструкции бывают: с наклонным блоком, в которых движение выходного звена осуществляется благодаря наличию угла α между осью блока цилиндров и осью выходного звена, и с наклонным диском, в которых движение выходного звена осуществляется благодаря связи или контакту поршней с плоским торцом диска, наклоненного к оси блока цилиндров [25].

2. Гидроаппаратура

Гидроаппаратом называется устройство, предназначенное для изменения параметров потока рабочей жидкости (давления, расхода, направления движения) или поддержания их заданного значения. Основным элементом всех гидроаппаратов является **запорно-регулирующий орган** – подвижный элемент, при перемещении которого частично или полностью перекрывается проходное сечение гидроаппарата. В зависимости от конструкции запорно-регулирующего органа гидроаппараты бывают [25]:

- **золотниковые** – запорно-регулирующим органом является золотник;
- **крановые** – запорно-регулирующий орган выполнен в виде крана;
- **клапанные** – запорно-регулирующий орган выполнен в виде клапана.

Если гидроаппарат изменяет параметры потока рабочей жидкости путем частичного открытия или частичного закрытия проходного сечения, то он является **регулирующим**. Если гидроаппарат изменяет направление потока путем полного открытия или полного закрытия проходного сечения, то он является **направляющим**. Гидроаппараты, в которых степень открытия проходного сечения (положение запорно-регулирующего органа или силовое воздействие на него) может быть изменена в процессе работы воздействием извне, называются **регулируемыми**. Если изменить указанные параметры можно только в нерабочем состоянии, то такие гидроаппараты называются **настраиваемыми** [25].

По принципу действия гидроаппараты делятся на **гидроклапаны** и **гидроаппараты неклапанного действия** — гидродроссели и гидрораспределители. Различие между ними заключается в том, что в гидроклапанах размер проходного сечения (положение запорно-регулирующего органа) зависит от напора рабочей жидкости, проходящей через гидроклапан, а у гидроаппаратов неклапанного действия не зависит [23].

Гидродроссель – это регулирующий гидроаппарат неклапанного действия, представляющий специальное местное гидравлическое сопротивление, предназначенное для снижения давления (энергии) в потоке рабочей жидкости, проходящей через него [25].

Основной характеристикой гидродросселя является зависимость расхода Q от перепада давлений в подводимом и отводимом потоках [26]:

$$Q = f(\Delta p).$$

По характеру приведенной функции дроссели делятся на линейные и нелинейные.

В **линейных дросселях**, или дросселях вязкостного сопротивления, потери давления определяются в основном трением жидкости в канале. В дросселях такого типа устанавливается ламинарный режим течения рабочей жидкости и перепад давления практически прямо пропорционален скорости течения в первой степени. Расход через линейный дроссель с каналами круглого сечения определяется по закону Пуазейля [26].

На рисунке 15.1 представлена схема регулируемого линейного дросселя, в котором дросселирующий канал выполнен в виде винтовой нарезки на цилиндрической поверхности пробки 1. Жидкость подводится к отверстию А и, пройдя через канал, поступает к отверстию Б. Регулирование величины Dp осуществляется за счет перемещения пробки 1

относительно корпуса 2 с помощью рукоятки 3, благодаря чему изменяется длина канала, соединяющего отверстия А и Б. Основным недостатком линейных дросселей, ограничивающим сферу их применения, является нестабильность характеристики дросселя при изменении температуры рабочей жидкости, обусловленной зависимостью вязкости рабочей жидкости от температуры [23].

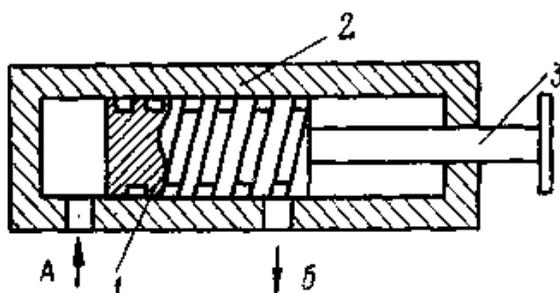


Рисунок 15.1. – Линейный дроссель

В **нелинейных дросселях** потери давления связаны с отрывом потока и вихреобразованием. Частным случаем нелинейного дросселя является **квадратичный дроссель**, потери давления в котором прямо пропорциональны квадрату скорости (расхода). Потери на трение в квадратичных дросселях практически отсутствуют, благодаря чему расход через дроссель не зависит от вязкости жидкости, и, следовательно, характеристика дросселя остается стабильной в широком диапазоне эксплуатационных температур. Это преимущество квадратичных дросселей определило их широкое использование в гидравлических системах. Простейший квадратичный дроссель представляет отверстие с острой кромкой, толщина которой 0,2–0,5 мм (рисунок 15.2)[26].

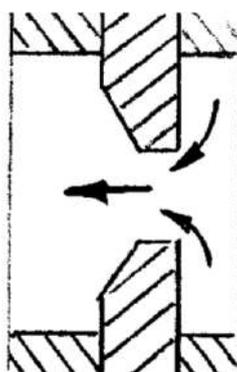


Рисунок 15.2. – Квадратичный дроссель

Напорный гидроклапан – регулирующий гидроаппарат, предназначенный для ограничения давления в подводимом к нему потоке рабочей жидкости. По назначению эти гидроклапаны делятся на **предохранительные**, которые предохраняют систему от давления, превышающего допустимое, и **переливные**, предназначенные для поддержания заданного уровня давления путем непрерывного слива рабочей жидкости во время работы [23].

Принцип действия всех напорных клапанов одинаков и основан на уравнивании силы давления рабочей жидкости, действующей на клапан, усилием пружины или другим противодействующим устройством.

Когда давление жидкости p превышает заданный уровень p_3 , запорно-регулирующий орган смещается, открывая проход рабочей жидкости на слив. На рисунке 15.3 представлены наиболее простые схемы напорных клапанов. Клапаны шарикового (рисунок 15.3, а) и конусного (рисунок 15.3, б) типа применяют обычно в качестве предохранительных клапанов, т.к. несмотря на простоту и надежность, они хорошо работают только в случае эпизодического действия, характерного для предохранительных клапанов. При постоянной работе быстро изнашивается седло клапана, в результате чего при $p < p_3$ нарушается герметичность системы [23; 26].

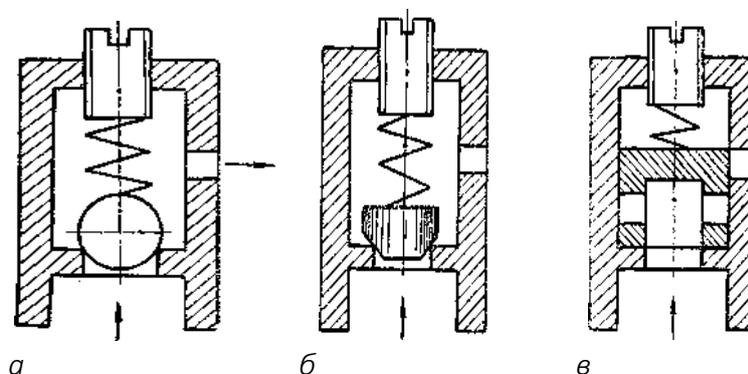


Рисунок 15.3. – Напорные клапаны

Гидрораспределитель – это гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидростроениях в результате внешнего управляющего воздействия. В зависимости от числа внешних гидростроений, подводимых к распределителю, гидрораспределители бывают двухлинейные, трехлинейные и т.д.; в зависимости от числа фиксированных или характерных позиций запорно-регулирующего органа – двухпозиционные, трехпозиционные и т.д. [26].

В машиностроении в основном применяют гидрораспределители кранового или золотникового типа. Клапанные гидрораспределители, несмотря на их простоту и надежность, применяются редко, т.к. для управления ими требуются значительные усилия [23].

Крановые гидрораспределители (рисунок 15.4) работают в основном от внешнего механического воздействия.

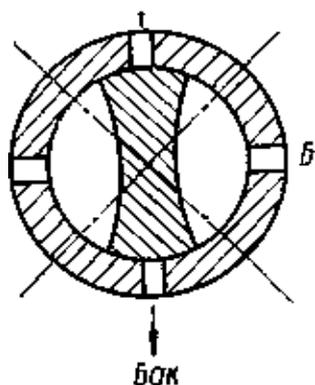


Рисунок 15.4. – Крановый распределитель

Подвижным элементом (запорно-регулирующим органом) является цилиндрическая или коническая пробка, совершающая вращательное (поворотное) движение. Зазор между пробкой и корпусом выбирается таким, чтобы при требуемой герметичности обеспечивалась легкость хода рукоятки при повороте. Для цилиндрических пробок зазор обычно составляет 0,01–0,02 мм. С целью уменьшения трения цилиндрические пробки крановых распределителей монтируются на подшипниках качения для замены трения скольжения трением качения. В таких распределителях при давлении до 20 МПа момент трения не превышает 0,01 Н·м, а утечки составляют не более 300 мм³/с [25; 26].

Недостатком крановых распределителей является необходимость уравнивания пробки от статических сил давления, которые прижимают пробку к одной стороне, увеличивая силу трения и затрудняя поворот пробки вокруг оси. По этой причине гидрораспределители кранового типа применяются в системах с рабочим давлением до 10 Мпа [26].

Золотниковые гидрораспределители широко применяются в гидроприводах во всех отраслях машиностроения. С их помощью легко осуществить многопозиционность, они уравновешены статическими силами давления, обладают малым трением, сравнительно просты по конструкции и наиболее пригодны для систем с автоматическим и дистанционным управлением. Запорно-

регулирующий орган такого распределителя (рисунок 15.5) – цилиндрический плунжер (золотник) 1, снабженный соответствующими поясками и кольцевыми проточками, перемещается в корпусе (гильзе) 2, в котором выполнены каналы (окна) для подвода и отвода рабочей жидкости.

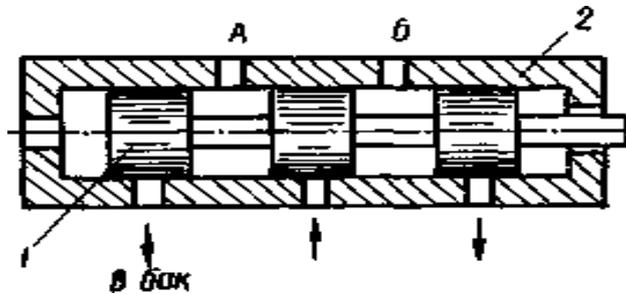


Рисунок 15.5. – Золотниковый распределитель

Изменение направления потока происходит за счет относительного перемещения золотника и гильзы. При любом положении золотника вследствие равенства площадей поясков осевая составляющая статической силы давления равна нулю. Усилие на перемещение золотника, определяемое в основном силами трения, мало, что особенно важно в системах автоматического управления. Перемещение запорно-регулирующего органа гидрораспределителя может осуществляться вручную или с помощью механических, электромагнитных, пневматических или гидравлических устройств [25].

Лекция 16

СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРОПРИВОДА

1. Системы синхронизации движения.
2. Дроссельное регулирование гидропривода при последовательном и параллельном включении дросселя.
3. Гидропривод с объемным регулированием.
4. Сравнение способов регулирования гидроприводов.

Если в объемном гидроприводе отсутствует устройство для изменения скорости выходного звена, то такой гидропривод является нерегулируемым. Гидропривод, в котором скорость выходного звена можно изменять по заданному закону, является **регулируемым**.

Применяются следующие два способа регулирования скорости выходного звена объемных гидроприводов:

— дроссельное регулирование, т.е. регулирование скорости дросселированием потока рабочей жидкости и отводом части потока через дроссель или клапан, минуя гидродвигатель;

— объемное регулирование, т.е. регулирование скорости изменением рабочего объема насоса или гидродвигателя, или того и другого.

Если в объемном гидроприводе скорость регулируется одновременно двумя рассмотренными способами, то такое регулирование называется **объемно-дроссельным**.

В некоторых случаях в насосном гидроприводе скорость выходного звена регулируется изменением скорости приводного двигателя (электродвигателя, дизеля и т.п.). Такое регулирование называется **регулированием приводящим двигателем**.

Регулирование гидропривода может быть ручным, автоматическим и программным.

Если в гидроприводе скорость выходного звена поддерживается постоянной при изменении внешних воздействий, то такой гидропривод называют **стабилизированным**.

Следящим гидроприводом называют такой регулируемый гидропривод, в котором выходное звено повторяет движения звена управления.

Регулируемые гидроприводы широко используются в качестве приводов станков, прокатных станов, прессового и литейного оборудования, дорожных и строительных машин, транспортных и сельскохозяйственных машин и т.п. Такое широкое их применение объясняется рядом преимуществ

(по сравнению с механическими и электрическими передачами), к которым относятся:

- бесступенчатое регулирование передаточного числа в широком диапазоне и возможность создания больших передаточных отношений;
- малая удельная масса, т.е. масса гидропривода, отнесенная к передаваемой мощности (0,2–0,3 кг на 1 кВт);
- возможность простого и надежного предохранения приводящего двигателя от перегрузок;
- малая инерционность вращающихся частей, обеспечивающая быструю смену режимов работы (пуск, разгон, реверс, остановка);
- простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное;
- возможность расположения гидродвигателя на удалении от источника энергии и свобода компоновки.

Необходимо также считаться с недостатками гидропривода, а именно:

- КПД объемного гидропривода несколько ниже, чем КПД механических и электрических передач, и, кроме того, он снижается в процессе регулирования;
- условия эксплуатации гидропривода (температуры) влияют на его характеристики;
- КПД гидропривода несколько снижается по мере выработки его ресурса из-за увеличения зазоров и возрастания утечек жидкости (падение объемного КПД);
- чувствительность к загрязнению рабочей жидкости и необходимость достаточно высокой культуры обслуживания.

1. Системы синхронизации движения

В процессе работы гидроприводов различных машин возникает необходимость в одновременном действии нескольких исполнительных гидродвигателей, к которым рабочая жидкость подается от одного насоса. В общем случае выходные звенья гидродвигателей не будут перемещаться синхронно: звено менее нагруженного двигателя перемещается быстрее, чем звено двигателя с большей нагрузкой, а при некоторых сочетаниях нагрузки выходное звено одного из двигателей совсем не будет перемещаться. Для синхронизации скорости движения нескольких гидродвигателей применяют различные устройства. Наиболее распространенным из них является делитель потока [25].

На рисунке 16.1 приведена конструктивная схема делителя потока типа Г75-6, принцип действия которого основан на дроссельном регулировании потока (скорости).

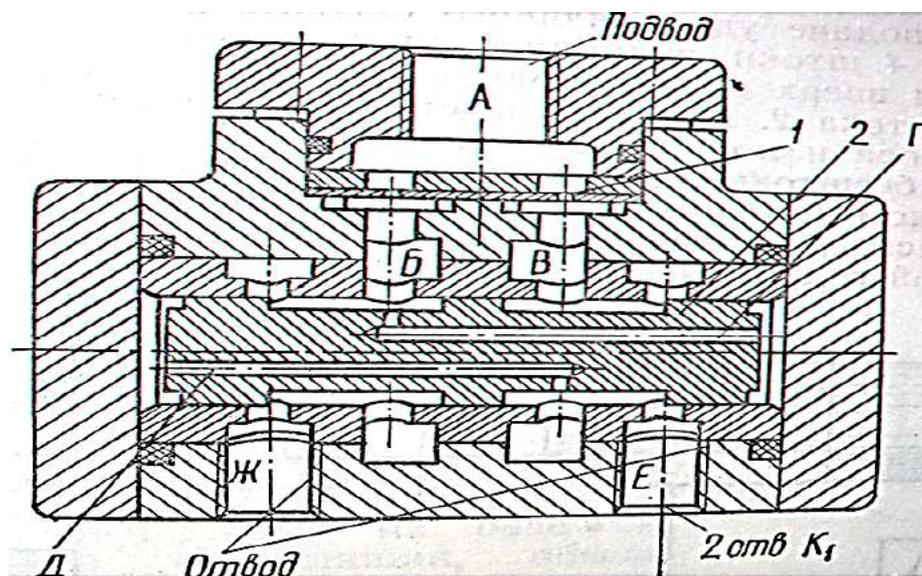


Рисунок 16.1. – Дроссельный делитель потока

Рабочая жидкость подводится к отверстию А и через калиброванные дросселирующие отверстия в шайбе 1 поступает в полости Б и В, а затем по каналам Г и Д в торцевые камеры золотника 2. При равных давлениях в отводных каналах Ж и Е деление потока обеспечивается дросселирующими отверстиями в соотношении $Q_{Ж}/Q_{Е} = S_1/S_2$, где S_1 и S_2 – площади отверстий в шайбе 1. При $S_1 = S_2$, $Q_{Ж} = Q_{Е}$ [25].

В случае равенства давлений в каналах Ж и Е рабочая жидкость из гидролинии с большим давлением стремится сместить золотник со среднего положения, изменив проходные сечения в отводных каналах, и тем самым выровнять сопротивления потокам рабочей жидкости в обоих отводах, а следовательно, и расходы $Q_{Ж}$ и $Q_{Е}$ [25].

Система с делителем потока относится к **дроссельному способу** синхронизации, принцип которого заключается в обеспечении равенства сопротивлений в параллельных гидролиниях. **Объемный способ** синхронизации базируется на принципе объемного дозирования расхода, подводимого к гидродвигателям [25].

На рисунке 16.2 приведена упрощенная принципиальная схема гидропривода, в котором синхронизация движения штоков гидроцилиндров 1 и 2 обеспечивается дозатором 3, представляющим собой двухкамерный

гидроцилиндр. При одинаковых геометрических размерах цилиндров 1 и 2 отношение скоростей их штоков определяется выражением [25]

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{S_1}{S_2} = \frac{D_2^2}{D_1^2 - D_2^2}, \quad (16.1)$$

где S_1 и S_2 – площади поршня соответственно в полостях А и Б дозатора.

Точность синхронизации в такой схеме определяется только допусками диаметров D_1 и D_2 , т.к. объемный КПД гидроцилиндров в диапазоне рабочих давлений близок к единице [25].

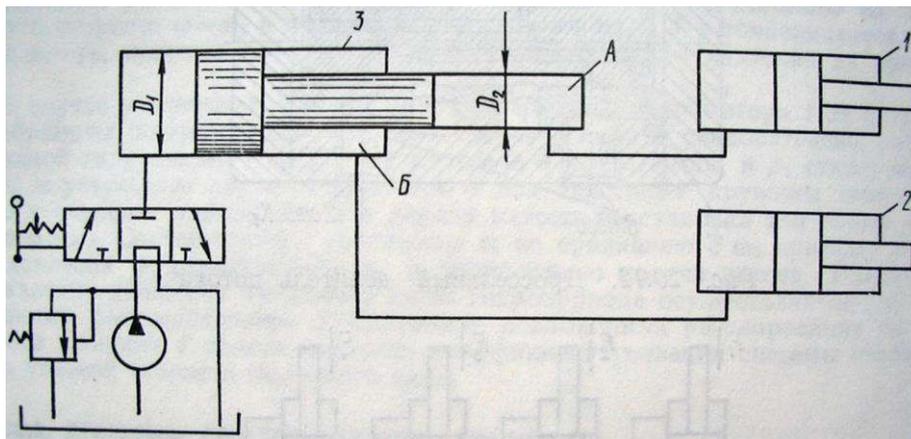


Рисунок 16.2. – Гидропривод с дозатором.

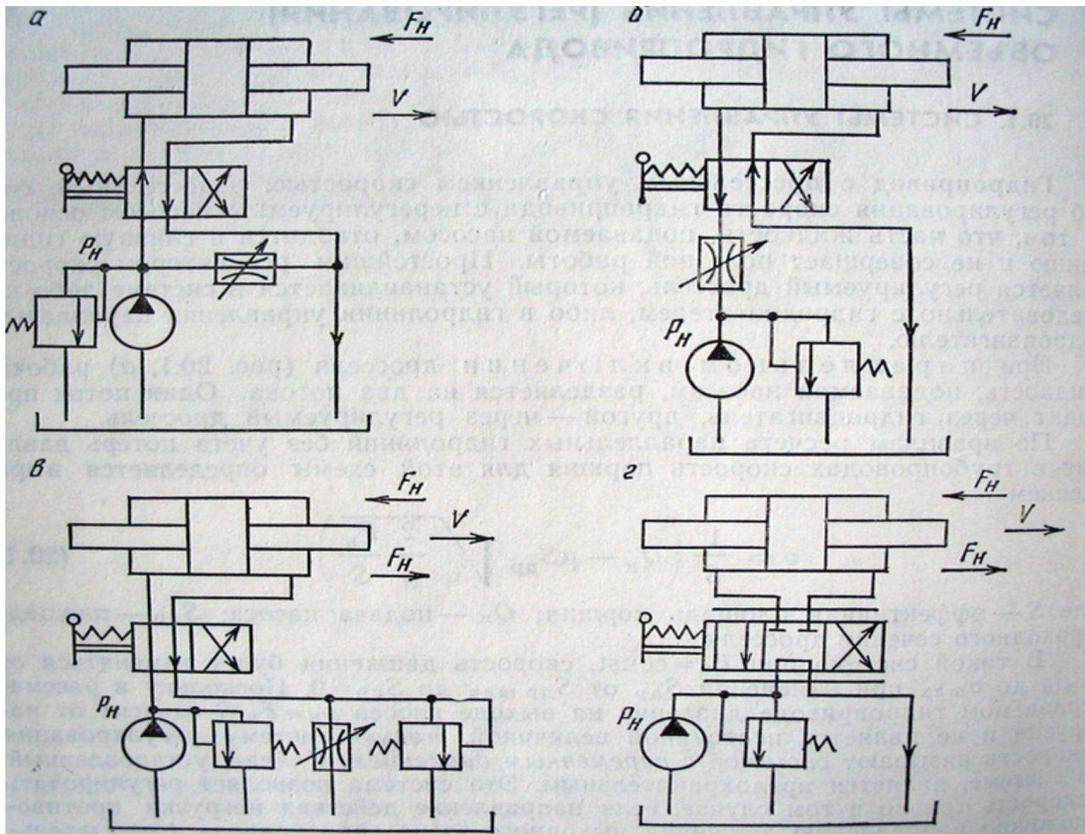
Объемные способы синхронизации более экономичны, чем дроссельные, т.к. гидравлическое сопротивление делителей потока достаточно велико.

Системы синхронизации, построенные на принципе дозирования, целесообразно использовать в гидроприводах большой мощности при значительной разности нагрузок на гидродвигатели [25].

2. Дроссельное регулирование гидропривода при последовательном и параллельном включении дросселя

Гидропривод с дроссельным управлением скоростью. Дроссельный способ регулирования скорости гидропривода с нерегулируемым насосом основан на том, что часть жидкости, подаваемой насосом, отводится в сливную гидролинию и не совершает полезной работы. Простейшим регулятором скорости является регулируемый дроссель, который устанавливается в системе либо последовательно с гидродвигателем, либо в гидролинии управления параллельно гидродвигателю [25].

При параллельном включении дросселя (рисунок 16.3, а) рабочая жидкость, подаваемая насосом, разделяется на два потока. Один поток проходит через гидродвигатель, другой – через регулируемый дроссель [25].



а – с параллельным включением дросселя; б – с дросселем на входе гидродвигателя;
 в – с дросселем на выходе гидродвигателя;
 г – с четырехлинейным дросселирующим распределителем

Рисунок 16.3. – Схемы гидроприводов с дроссельным управлением скоростью

По правилам расчета параллельных гидролиний без учета потерь давления в трубопроводах скорость поршня для этой схемы определяется выражением

$$v = \frac{1}{S} \left(Q_n - \mu S_{dp} \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\rho \cdot S}} \right), \quad (16.2)$$

где S – эффективная площадь поршня;

Q_n – подача насоса;

S_{dp} – площадь проходного сечения дросселя.

В такой системе при $F_H = \text{const}$ скорость движения будет изменяться от v_{\min} до v_{\max} при изменении S_{dp} от $S_{dp \max}$ до $S_{dp} = 0$. Поскольку в рассматриваемом гидроприводе давление на выходе насоса $p_n = F_H / S$ зависит

от нагрузки и не является постоянной величиной, такую систему регулирования скорости называют **системой с переменным давлением**. Клапан, установленный в системе, является предохранительным. Эта система позволяет регулировать скорость только в том случае, если направление действия нагрузки противоположно направлению движения выходного звена гидропривода (отрицательная нагрузка).

Последовательное включение дросселя осуществляется на входе в гидродвигатель, на выходе гидродвигателя, на входе и выходе гидродвигателя. При этом во всех трех случаях система регулирования скорости строится на принципе поддержания постоянного значения p_H на выходе нерегулируемого насоса за счет слива части рабочей жидкости через переливной клапан. Поэтому система дроссельного регулирования с последовательным включением дросселей получила название **системы с постоянным давлением**.

Гидропривод с дросселем на входе (см. рисунок 16.3, б) допускает регулирование скорости только при отрицательной нагрузке. При положительной нагрузке, направленной по движению поршня, может произойти разрыв сплошности потока рабочей жидкости, особенно при закрытом дросселе, когда поршень продолжает движение под действием сил инерции [26].

Скорость движения поршня в таком гидроприводе определяется выражением [26]

$$v = \mu \frac{S_{dp}}{S} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_H - \left| \frac{F_H}{S} \right| \right)}. \quad (14.3)$$

Гидропривод с дросселем на выходе (см. рисунок 16.3, в) допускает регулирование скорости гидродвигателя при знакопеременной нагрузке, т.к. при любом направлении действия силы F_H изменению скорости препятствует сопротивление дросселя, через который рабочая жидкость поступает из полости гидродвигателя на слив. Для такой схемы включения дросселя скорость движения выходного звена v выражается формулой

$$v = \mu \frac{S_{dp}}{S} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_H \pm \left| \frac{F_H}{S} \right| \right)}. \quad (16.4)$$

При установке дросселя на выходе в случае больших положительных нагрузок давление перед дросселем может превысить допустимый уровень. Поэтому для предохранения системы параллельно дросселю включают предохранительный клапан.

В современных гидроприводах, применяют систему регулирования скорости с дросселями на входе и выходе гидродвигателя. На рисунке 16.3, а представлена схема гидропривода, в котором регулирование скорости движения поршня осуществляется с помощью четырехлинейного трехпозиционного дросселирующего распределителя, который дросселирует поток рабочей жидкости в напорной и сливной гидролиниях [26].

3. Гидропривод с объемным регулированием

Преимущества гидропривода с объемным регулированием

В гидроприводах большой мощности, в которых энергетические показатели играют важную роль, применяют объемный способ регулирования скорости. КПД гидроприводов с объемным регулированием, определяемый соотношением

$$\eta = \eta_n \eta_d \eta_r,$$

где η_n – КПД насоса;

η_d – КПД гидродвигателя;

η_r – гидравлический КПД гидролинии; существенно выше, чем в гидроприводах с дроссельным регулированием.

Величина КПД для гидроприводов с замкнутой циркуляцией достигает 0,65–0,7, а для гидроприводов с разомкнутой циркуляцией доходит до 0,75.

Нагрев рабочей жидкости в гидроприводах с объемным регулированием значительно меньше, чем при дроссельном регулировании, благодаря отсутствию дросселирования потока. При таком способе регулирования обеспечивается более плавное реверсирование и торможение гидродвигателя, чем при распределении потока с помощью гидрораспределителей. В гидроприводах с дроссельным регулированием реверс потока, как правило, вызывает в трубопроводах явление гидравлического удара. Диапазон регулирования скорости при объемном способе регулирования, во много раз выше, чем при дроссельном регулировании:

$$D = \frac{v_{max}}{v_{min}}. \quad (16.5)$$

Благодаря перечисленным преимуществам гидроприводы с объемным регулированием применяются во всех отраслях машиностроения в качестве приводов средней и большой мощности. Особенно широко применяют их сельскохозяйственных, подъемно-транспортных и дорожно-строительных машинах. Объемное регулирование скорости выходного звена

гидропривода достигается изменением рабочего объема: насоса, гидродвигателя, насоса и гидродвигателя.

Регулирование с помощью изменения рабочего объема насоса

Регулирование с помощью изменения рабочего объема насоса может быть использовано в гидроприводах поступательного, поворотного и вращательного движений. На рисунке 16.4, а приведена принципиальная схема гидропривода поступательного движения с замкнутой циркуляцией, в котором регулирование скорости движения штока гидроцилиндра 1 осуществляется за счет изменения подачи насоса 4. Выражение для скорости движения штока v при $\frac{F}{S} < p_k$ записывается в виде [25]

$$v = \frac{q_n n_n}{S} - r_c \frac{F_H}{S^2}, \quad (16.6)$$

где q_n – рабочий объем насоса;

n_n – частота вращения насоса;

S – эффективная площадь поршня гидроцилиндра;

r – коэффициент объемных потерь системы, определяемый изменением объемного КПД насоса и гидродвигателя в функции давления (нагрузки);

F_H – нагрузка на штоке;

p_k – давление, на которое отрегулированы предохранительные клапаны 3 [16].

Изменение направления движения выходного звена гидропривода осуществляется благодаря реверсированию потока рабочей жидкости, подаваемой насосом (реверс подачи насоса). При этом необходимо вначале уменьшить подачу насоса до нуля, а затем увеличить ее, но в противоположном направлении. Напорная и сливная гидролинии меняются местами. Для компенсации утечек и температурных изменений объема жидкости в гидроприводе с замкнутой циркуляцией, а также для исключения возможности кавитации на входе в насос используется вспомогательный насос 5, осуществляющий подачу рабочей жидкости в систему гидропривода через обратные клапаны 2.

При таком способе регулирования скорости усилие, развиваемое выходным звеном гидропривода, не зависит от скорости движения. В этом случае диапазон регулирования определяется объемным КПД гидропривода, а также величиной максимальной подачи насоса, определяемой его рабочим объемом [16].

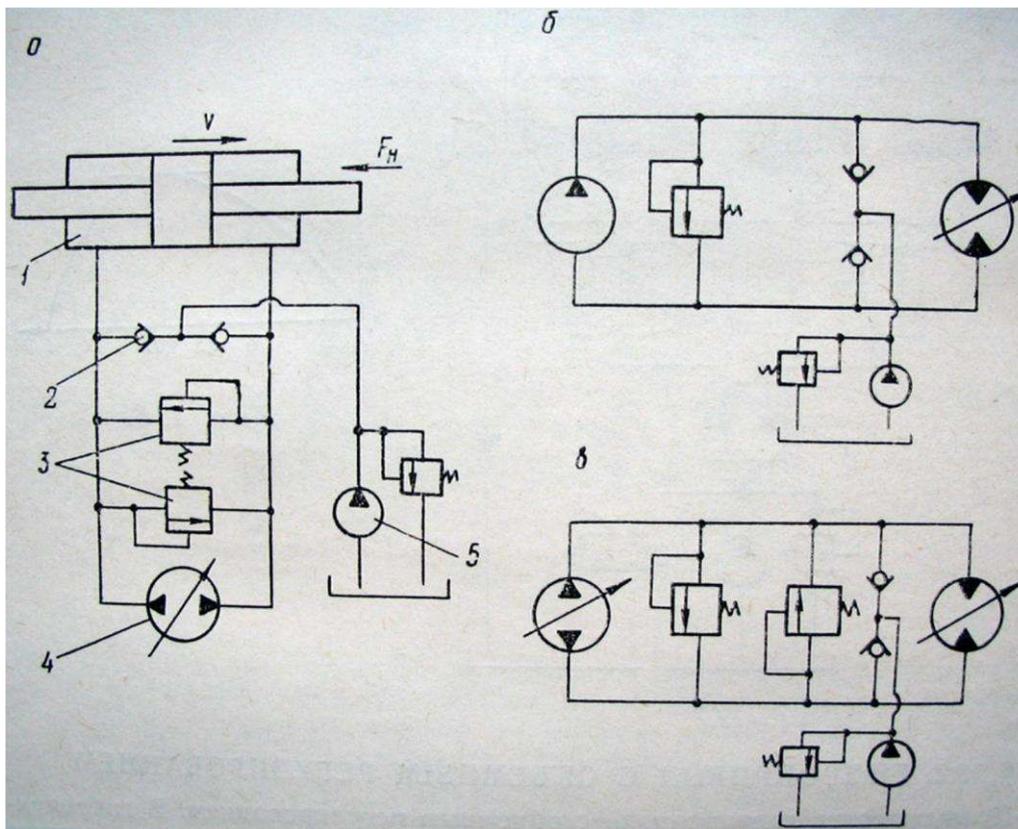


Рисунок 16.4. – Регулирование с помощью изменения рабочего объема гидродвигателя

Регулирование с помощью изменения рабочего объема гидродвигателя

Регулирование с помощью изменения рабочего объема гидродвигателя применяется только в гидроприводах вращательного движения, где в качестве гидродвигателя используется регулируемый гидромотор (см. рисунок 16.4, б). В этом случае регулирование происходит при постоянной мощности, т.к. уменьшение рабочего объема гидродвигателя увеличивает скорость выходного звена гидропривода и соответственно уменьшает крутящий момент, развиваемый на выходном звене [26].

Частота вращения гидромотора n_M при $p_1 < p_k$ определяется соотношением

$$n_M = \frac{q_H n_H - r_c p_1}{q_M}, \quad (16.7)$$

где p_1 – давление в напорной гидролинии, определяемое моментом нагрузки на валу гидродвигателя;

q_M – рабочий объем гидромотора.

Из соотношения следует, что при $q_M > 0$ n_m возрастает до бесконечности. Практически существует минимальное значение q_M , при котором момент, развиваемый гидромотором, становится равным моменту внутреннего трения, и гидромотор тормозится даже при моменте нагрузки, равном нулю ($p_1 = 0$). В современных гидромоторах момент трения невелик (высокий механический КПД), поэтому при одних и тех же габаритах, и весах гидропривода диапазон регулирования скорости при изменении рабочего объема гидродвигателя оказывается больше, чем при изменении рабочего объема насоса. Увеличение диапазона регулирования при таком способе не связано с ростом габаритов и весов, т.к. диапазон регулирования не зависит от максимальных рабочих объемов гидродвигателя и насоса.

Недостатками системы с регулируемым гидродвигателем являются: ограниченная возможность применения, связанная с самоторможением гидромотора при значительном уменьшении его рабочего объема, и сложность управления скоростью гидропривода, если гидродвигатель расположен далеко от оператора (необходимость дистанционного управления) [26].

Регулирование с помощью изменения рабочих объемов насоса и гидродвигателя

Регулирование с помощью изменения рабочих объемов насоса и гидродвигателя используется только в гидроприводах вращательного движения с регулируемым гидромотором в качестве гидродвигателя. Такой способ регулирования объединяет все достоинства и недостатки рассмотренных выше способов. Скорость выходного звена рационально регулировать в следующем порядке [16]:

- 1) запускают приводной двигатель при нулевой подаче насоса;
- 2) для страгивания и разгона выходного звена гидропривода увеличивают подачу насоса при $q_M = q_{Mmax}$;
- 3) диапазон регулирования насоса ограничивают зоной наибольших значений КПД, а дальнейшее увеличение скорости обеспечивают уменьшением рабочего объема гидромотора при $q_M = const$.

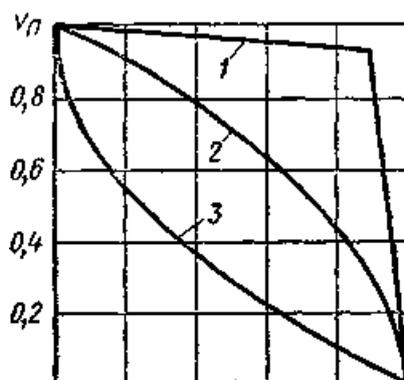
Такая система позволяет получить весьма большой диапазон регулирования, который равен произведению диапазонов регулирования насоса и гидромотора. Принципиальная схема гидропривода с регулируемым насосом и гидромотором приведена на рисунке 16.4, в.

4. Сравнение способов регулирования гидроприводов

Сравнение различных способов регулирования гидропривода целесообразно провести по трем показателям: по нагрузочным характеристикам, КПД и стоимости применяемых гидромашин и аппаратуры [24].

Нагрузочная характеристика гидропривода характеризует степень стабильности скорости выходного звена (штока, вала) при изменяющейся нагрузке. Обычно требуется возможно большая стабильность гидропривода.

На рисунке 16.5 показаны нагрузочные кривые, т.е. зависимости скорости v_a выходного звена от нагрузки F на нем, построенные при постоянных значениях рабочих объемов гидромашин при объемном регулировании и неизменных степенях открытия, регулирующих дросселей при дроссельном регулировании, а также при одинаковых значениях максимальной скорости и тормозящей нагрузки [24].



- 1 – при объемном регулировании;
- 2 – дроссельном с последовательным включением дросселя;
- 3 – дроссельном с параллельным включением дросселя

Рисунок 16.5. – Сравнение гидроприводов по нагрузочным характеристикам

Наибольшей стабильностью обладает гидропривод с объемным регулированием (кривая 1). Значительно хуже в этом отношении дроссельное регулирование с последовательным включением дросселя (кривая 2) и еще хуже дроссельное регулирование с параллельным включением дросселя (кривая 3).

Наиболее высокий КПД гидропривода получается при объемном регулировании, ниже – при дроссельном с параллельным включением дросселя и еще ниже при дроссельном с последовательным включением дросселя.

Следовательно, по двум важнейшим показателям – нагрузочным характеристикам и КПД – лучшие качества имеет гидропривод с объемным

регулированием. Однако при выборе способа регулирования гидропривода необходимо учитывать еще экономические показатели.

Регулируемые гидромашины – насосы и гидромоторы – более дорогостоящие, чем нерегулируемые. Поэтому используя регулируемый гидропривод идут на значительные капитальные затраты, но зато благодаря более высокому КПД получают экономию в эксплуатационных расходах, т.е. в стоимости энергозатрат. Ввиду этого объемное регулирование гидропривода обычно применяют для постоянно работающих гидроприводов большой мощности. Дроссельное регулирование целесообразно для дешевых и маломощных и кратковременно работающих приводов [24].

Лекция 17

ПНЕВМОПРИВОД

1. Основные применения в химической промышленности.
2. Конструкции пневмоцилиндров.
3. Состав пневмопривода.
4. Управление пневмоприводом.

1. Основные применения в химической промышленности

В пневматических передачах рабочей средой является сжатый газ (воздух), вырабатываемый компрессором. Пневматический привод представляет собой совокупность взаимосвязанных пневматических устройств, обеспечивающих необходимые рабочие движения машин. При этом исполнительное устройство преобразует энергию сжатого воздуха в механическую энергию рабочего органа. Как и гидропривод, пневмопривод по виду движения может быть вращательным или поступательным [29].

Преимуществом пневмопривода являются плавность работы, простота конструкции и эксплуатации; удобство и легкость управления; возможность работы с большим числом включений в единицу времени; надежность в работе; простота регулирования скорости и нагрузки в широких пределах; малая чувствительность к динамическим нагрузкам и способность переносить длительные перегрузки вплоть до полного стопорения. К основным недостаткам, ограничивающим широкое применение пневмопривода, следует отнести наличие гибкого воздухопровода и большой расход воздуха вследствие значительных утечек через уплотнения; трудность точного регулирования и низкий КПД [29].

Типовой пневмопривод изображен на рисунке 17.1.

Поршень 1 перемещается в рабочем цилиндре 2 под воздействием сжатого воздуха, поступающего попеременно в обе полости цилиндра из магистрали через распределитель 3. В конце хода кулачок, укрепленный на штоке (не показан на чертеже), нажимает на рычаг одного из конечных выключателей 4 или 5. В положении, изображенном на чертеже, поршень перемещается направо, переключая выключатель 4, и когда он займет положение, показанное штриховой линией, конечный выключатель 5 переключится. Сигнал в виде давления сжатого воздуха передается от выключателя на вход распределителя 3, в результате чего золотник перемещается в правое положение. Сжатый воздух из магистрали через этот же распределитель

направляется в правую полость цилиндра 2 и перемещает поршень 1 влево, при этом распределитель выключается. В конце обратного хода кулачок на штоке нажимает на конечный выключатель 4, снова переключается золотник, и цикл повторяется [29].

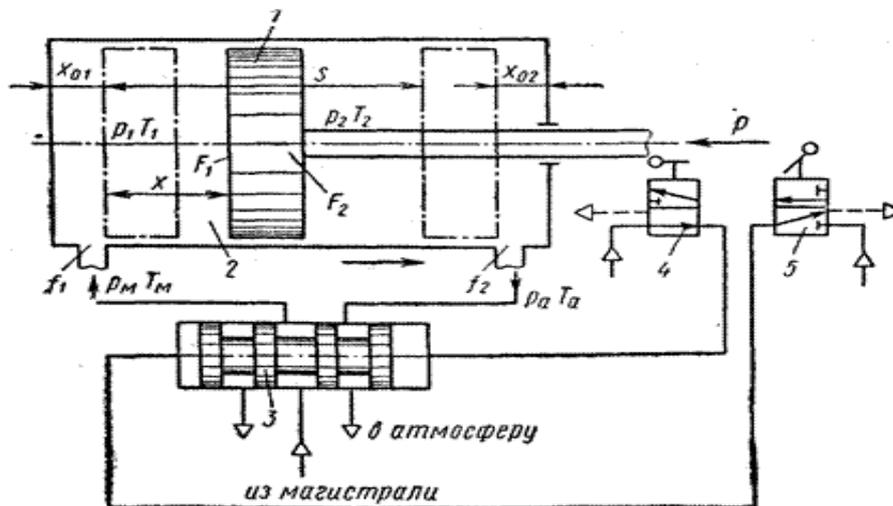


Рисунок 17.1. – Типовой пневмопривод

Пневмоприводы служат для получения поступательного, вращательного движения или того и другого вместе. На рисунке 17.2 показан привод вращательного движения, изображенный в упрощенном виде без воздухо-распределителя.

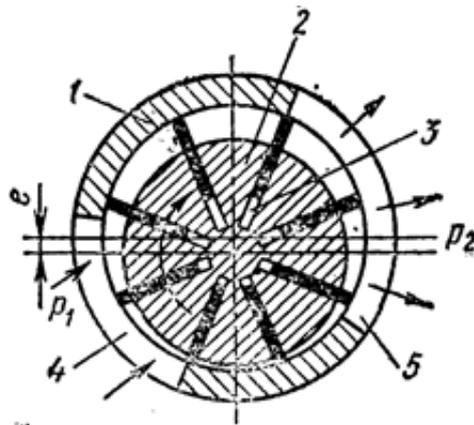


Рисунок 17.2. – Привод вращательного движения

В корпусе 1 установлен ротор 2, ось вращения которого смещена относительно центра корпуса (эксцентриситет e). В пазы ротора помещены пластины 3. Сжатый воздух, подаваемый через окно 4 корпуса, воздействует на пластины. Площади этих пластин, в разной степени выдвинутых из пазов

ротора, отличаются друг от друга, поэтому создается момент от сил давления сжатого воздуха, благодаря чему ротор вращается. В период его вращения пластины под действием центробежной силы прижимаются к внутренней поверхности корпуса. Чтобы обеспечить более надежное уплотнение, к пазам ротора иногда подводят сжатый воздух или в них помещают пружины. Это способствует также и более быстрому выдвиганию пластин из пазов. Отработанный воздух выходит из привода через выхлопное окно 5 в атмосферу [29].

2. Конструкция пневмоцилиндров

Вращательное движение наряду с поступательным может быть также осуществлено посредством поршневых пневмоустройств и шарнирно-рычажных передаточных механизмов. На рисунке 17.3 приведена схема пятицилиндрового пневмопривода. Поршни 1 посредством шатунов 2 шарнирно соединены с кривошипом 3, вал которого жестко связан с воздухораспределителем 4. Последний вращается в неподвижной втулке 5, окна которой посредством каналов сообщаются с рабочими цилиндрами. При этом сжатый воздух, подводимый к воздухораспределителю, подается в соответствующие полости цилиндров (см. отверстие А на рисунке 17.3), а отработанный воздух отводится из выхлопных полостей (отверстия Б и В). За один оборот вала каждый поршень совершает возвратно-поступательное движение (рабочий и холостой ход), благодаря чему на валу привода обеспечивается вращательный момент, близкий к равномерному [29].

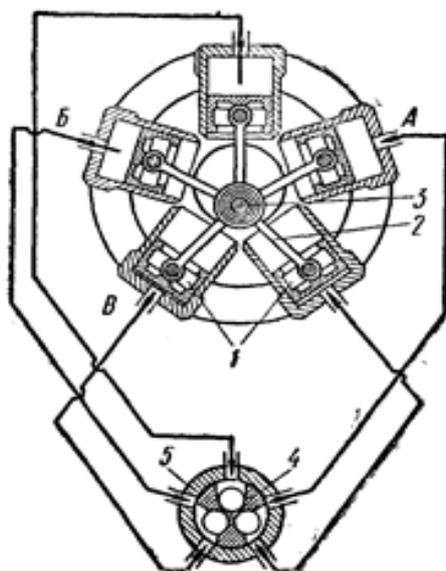


Рисунок 17.3. – Пятицилиндровый привод вращательного движения

Кроме поршневых пневмоустройств в приводах поступательного движения используют также устройства с упругими элементами, в качестве которых могут служить мембраны, сильфоны, шланги и пр. На рисунке 17.4 изображен привод стрельчатой резиноканевой мембраной.

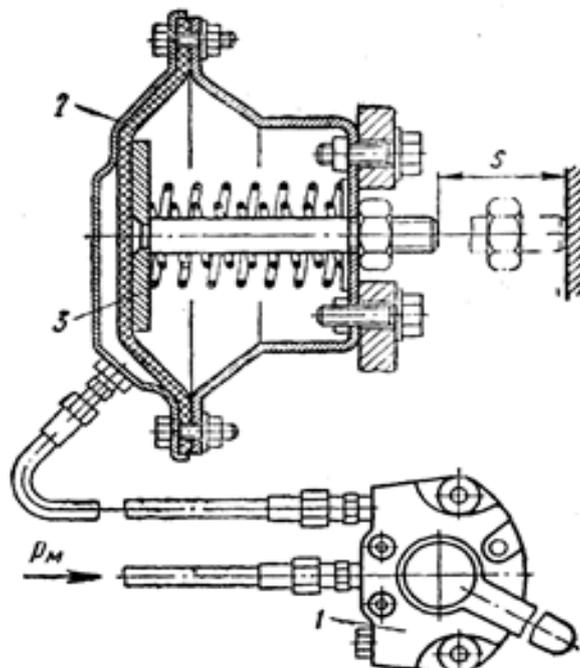


Рисунок 17.4. – Мембранный привод

При подаче сжатого воздуха из магистрали через распределитель 1 мембрана 2 прогибается; шток, жестко связанный с ее металлическим центром, перемещается на заданный рабочий ход s (до упора). Обратный ход мембраны совершается под действием пружины 3. Наряду с односторонними мембранными приводами иногда применяются двусторонние приводы, у которых обратный ход также совершается под действием сжатого воздуха. Мембранные приводы по сравнению с поршневыми имеют недостатки: ограниченный рабочий ход; невысокое давление; падение усилия при перемещении штока. Но они просты в изготовлении, герметичны, срок службы их в несколько раз больше, чем поршневых устройств [29].

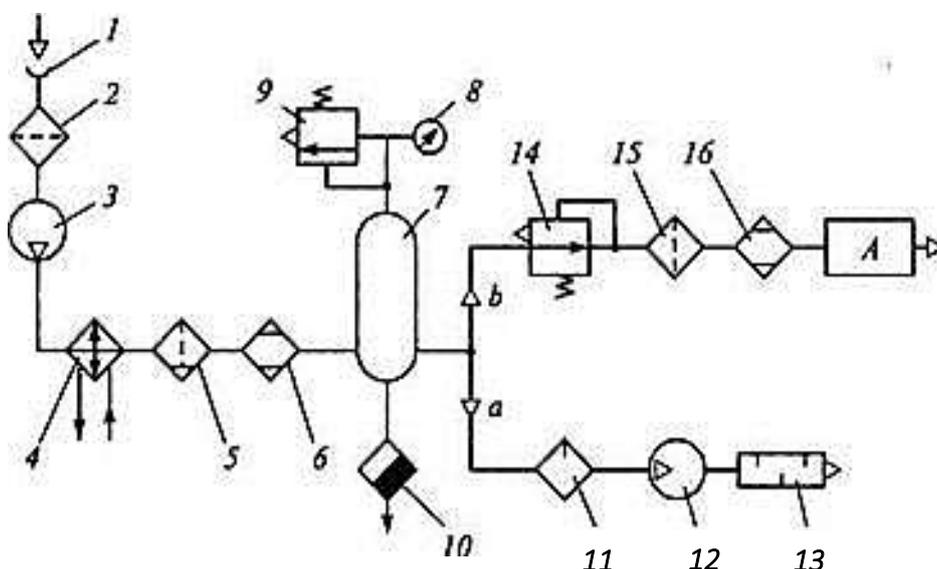
3. Состав пневмопривода

Как правило, источником сжатого воздуха как рабочей среды пневмосистем являются компрессорные установки. Они могут быть стационарными, установленными на специальном фундаменте, или передвижными, установленными на каких-либо транспортных средствах. Компрессорные установки

могут осуществлять централизованное питание нескольких различных по назначению потребителей сжатого воздуха или индивидуальное питание какого-либо потребителя, например пневмопривода тормозов грузового автомобиля [29].

В состав любой компрессорной установки, помимо самого компрессора, входят элементы контроля и регулирования, а также кондиционеры воздушной среды.

Для того чтобы представить общую систему подготовки и использования сжатого воздуха, рассмотрим упрощенную схему стационарной компрессорной установки, осуществляющей централизованное питание всех возможных потребителей сжатого воздуха. На рисунке 17.5 условными обозначениями показана такая пневмосеть [29].



- 1 – воздухозаборник; 2, 15 – фильтры; 3 – компрессор; 4 – охладитель;
 5 – фильтр-влагодетель; 6, 16 – химические осушители; 7 – воздухохранильни; 8 – манометр; 9 – предохранительный клапан; 10 – конденсатоотводчик;
 11 – маслораспылитель; 12 – пневмомотор; 13 – глушитель; 14 – редукционный клапан

Рисунок 17.5. – Схема промышленной пневмосети

Воздух, который попадает в воздухозаборник 1 из окружающей среды, содержит большое количество пыли. Обладая абразивными свойствами, частицы пыли вызывают быстрый износ деталей компрессора. Поэтому перед компрессором устанавливают специальные пылеуловители или обычные фильтры, в которых в качестве фильтрующего элемента используют ткань или металлические сетки. Схема фильтра 2 с тканевым фильтрующим элементом представлена на рисунке 17.6. В таком фильтре хлопчатобумажная или шерстяная ткань натягивается на деревянный или металлический

каркас так, чтобы воздух мог проходить только через ткань и уже очищенным от пыли поступать во всасывающий трубопровод компрессора. Основным требованием к фильтру 2, помимо заданной тонкости фильтрации, является минимально возможное сопротивление потоку воздуха. Площадь фильтрующего элемента должна быть такой, чтобы перепад давления на фильтре $\Delta p = p_{вх} - p_{вых}$ не превышал 100 кПа [29].

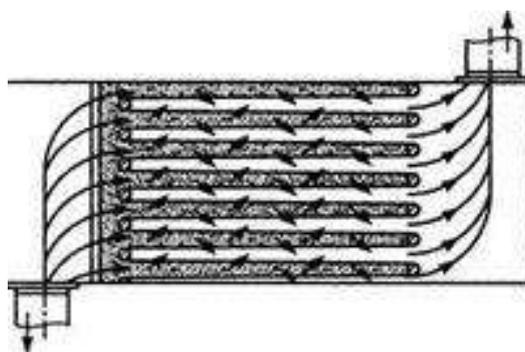
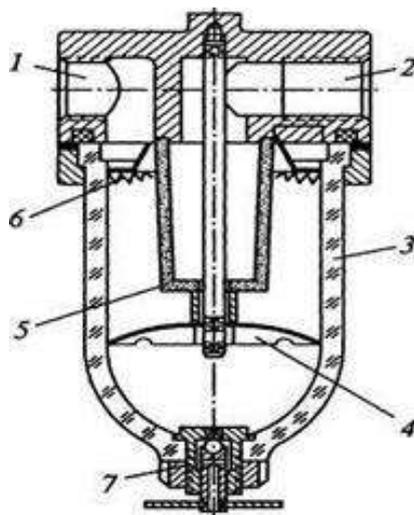


Рисунок 17.6. – Схема фильтра воздухозаборника

Из компрессора 3 нагретый в процессе сжатия воздух поступает в водяной охладитель 4, который обычно входит в конструкцию самого компрессора. Охлаждение воздуха приводит к конденсации паров воды, которые попадают в компрессор вместе с воздухом, и паров масел, используемых в компрессоре для смазки трущихся поверхностей. Поэтому после охладителя воздух проходит через фильтр-влагоотделитель 5, который фильтрует воздух (как обычный фильтр) и одновременно осушает его [29].

На рисунке 17.7 показана конструктивная схема фильтра-влагоотделителя. Сжатый воздух, подведенный по каналу 7, проходит в стакан 3 через щели отражателя 7, которые благодаря своей конструкции сообщают воздуху вихревое вращательное движение. Мелкие частицы воды и масла, находящиеся в потоке воздуха, под действием центробежных сил отбрасываются к стенкам стакана и стекают вниз в зону, отделенную заслонкой 4, которая препятствует конденсату, собранному в этой зоне, снова попадать в поток воздуха. Осушенный воздух через фильтрующий элемент 6 поступает в выходной канал 2. Стакан обычно изготавливают из прозрачного материала, поэтому легко определить уровень конденсата. При достижении предельного уровня конденсата открывается запорный кран 5, и конденсат выводится из стакана под действием сжатого воздуха. Вместе с конденсатом удаляются и твердые частицы, задержанные фильтром [29].



1 – входной канал; 2 – выходной канал; 3, 4 — заслонка; 5 – запорный кран;
6 – фильтрующий элемент; 7 – отражатель

Рисунок 17.7. – Фильтр-влагоотделитель

Наибольшую сложность представляет удаление из потока воздуха компрессорного масла, которое содержится в воздухе в виде аэрозоля с частицами размером 0,01...1 мкм. Из-за малости частиц их нельзя удалить в фильтре-влагоотделителе центробежного действия. Поэтому воздух из фильтра-влагоотделителя 5 (см. рисунок 17.5) поступает в химический осушитель 6, в котором адсорбируется при прохождении через специальное вещество – адсорбент, в качестве которого может использоваться активированный уголь, активный алюминия или силикагель. После осушения воздух попадает в воздухохоборник (ресивер) 7. В пневмосистемах воздухохоборники выполняют несколько функций: во-первых, создают запас сжатого воздуха для использования в моменты максимального потребления; во-вторых, сглаживают пульсацию подачи воздуха, которая возникает при использовании компрессоров объемного типа, особенно поршневых; в-третьих, отделяют влагу, содержащуюся в потоке воздуха, которая в виде конденсата в процессе расширения воздуха при заполнении воздухохоборника и при движении воздуха по воздухохоборнику [29].

Для обеспечения нормальной работы воздухохоборник снабжен аппаратурой контроля и управления: манометром 8 для контроля давления; предохранительным пневмоклапаном 9, ограничивающим верхний предел давления в воздухохоборнике; конденсатоотводчиком 10.

На рисунке 17.8 представлена конструктивная схема типового воздухохоборника. Для лучшего влагоотделения ввод воздуха обычно делают в средней части воздухохоборника, загибая входной трубопровод вниз, а вывод –

в верхней части. Внутри воздухоборника устанавливают перегородки, заставляющие воздух изменять направление движения, создавая тем самым центробежные силы, которые, как и в фильтре-влагоотделителе, способствуют осушению воздуха [29].

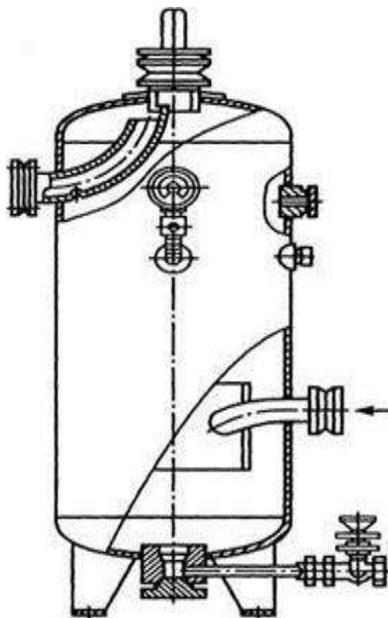


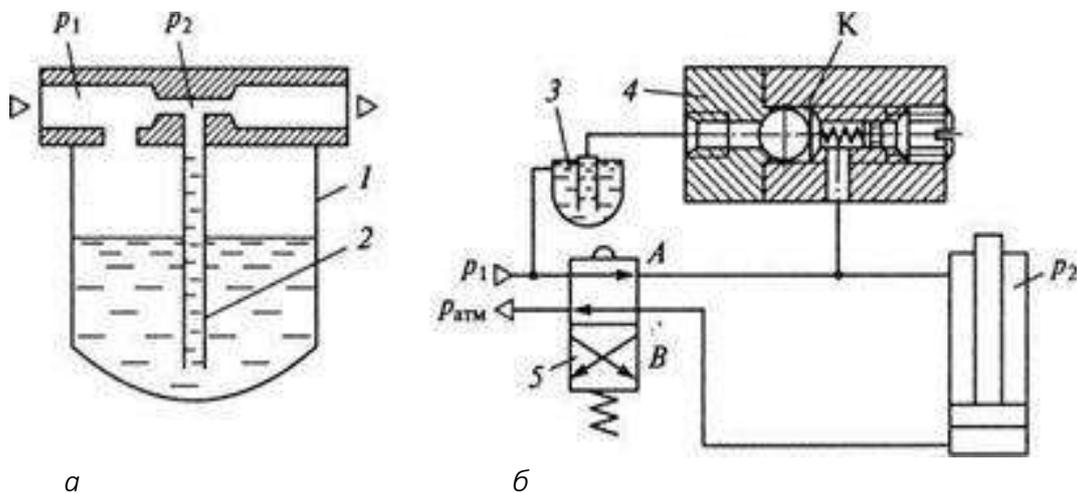
Рисунок 17.8. – Воздухосборник

Конденсат собирается в нижней части воздухоборника и через конденсатоотводчик периодически вручную или автоматически сливается. Объем воздухоборника определяют в зависимости от производительности компрессора и цикличности потребления сжатого воздуха, при этом объем воздухоборника должен быть менее $0,5W_0$, где W_0 – объем свободного воздуха (при атмосферном давлении и нормальной температуре), всасываемого компрессором за 1 мин [29].

За воздухоборником пневмосеть, показанная на рисунке 17.5, разделяется на две ветви. По пневмолинии *a* сжатый воздух подводится различным пневмодвигателям с рабочим давлением 0,5...0,6 МПа по избыточной шкале, например, к пневмоцилиндрам подъемников, формовочных машин и зажимных механизмов, к пневмоторам ручного пневмоинструмента, сверлильных головок и транспортирующих устройств. Пневмосистемы, работающие при давлениях, называются пневмосистемами высокого давления [29].

По пневмолинии *a* сжатый воздух поступает в маслораспределитель 11, который обеспечивает смазку трущихся деталей пневмодвигателей за счет подачи в поток воздуха распыленного жидкого смазочного материала, обычно минеральных масел [29].

В машиностроении наибольшее распространение получили маслораспылители эжекторного типа. В них подача масла в поток воздуха происходит за счет разности между давлением над жидкостью в стакане маслораспылителя и давлением в том месте потока воздуха, где в него вводится масло. Принцип работы такого маслораспылителя легко объяснить по схеме, представленной на рисунке 17.9, а [29].



а – маслораспылитель; **б** – смазочный питатель;
 1 – стакан; 2 – трубка; 3 – резервуар с маслом;
 4 – питатель; 5 – пневмораспределитель

Рисунок 17.9. – Схема устройств для внесения масла в поток воздуха:

Согласно уравнению Бернулли, в потоке воздуха давление $p_1 > p_2$. За счет $\Delta p = p_1 - p_2$ масло из стакана 1 по трубке 2 подается в поток воздуха, распыляется и вместе с потоком поступает в пневмодвигатели. Такой маслораспылитель централизованно обеспечивает смазкой все пневмодвигатели пневмосистемы [29].

Для индивидуального обеспечения смазкой одного пневмодвигателя используют смазочные питатели различных типов. Конструктивная схема одного из них и схема его включения в пневмосеть показаны на рисунке 17.9, б. Сжатый воздух, имеющий давление, подводится к резервуару 3 с минеральным маслом. Масло по трубопроводу с малым диаметром поступает в питатель 4. Если маслораспределитель 5 находится в позиции В, то штоковая полость пневмоцилиндра соединена с атмосферой ($p_2 = p_{атм}$). Тогда под действием перепада давлений $\Delta p = p_1 - p_2$ запорный шарик питателя перемещается вправо и открывает вход в дозирующую камеру К, перекрывая одновременно сообщение камеры с пневмолинией. Камера заполняется маслом. При переключении распределителя в позицию А давление p_2 становится

равным p_x и шарик под действием пружины перемещается влево, перекрывая вход в дозирующую камеру и одновременно соединяя ее с пневмолинией, по которой масло из камеры K вместе с потоком воздуха поступает в рабочую полость пневмоцилиндра. Обычно питатель 4 размещают непосредственно возле пневмодвигателя, а к резервуару 3 могут быть подключены несколько питателей [29].

На рисунке 17.5 в качестве пневмодвигателя показан пневмомотор 12. отработавший воздух из пневмомотора поступает в атмосферу через глушитель 13, который служит для снижения уровня шума, возникающего при работе пневмодвигателей. Этот шум может быть механического или аэродинамического происхождения [29].

Механический шум возникает в основном при ударах подвижных деталей в пневматических двигателях и устройствах управления (удары поршней о стенки цилиндра, клапанов о седла, вибрация трубопровода и т.п.). Снижение уровня шума механического происхождения достигается за счет оптимизации конструктивных решений, применения тормозных и амортизирующих устройств. Следует также отметить, что механический шум в пневмосистемах, как правило, не превышает уровень шума другого работающего на участке оборудования и имеет относительно невысокую частоту [29].

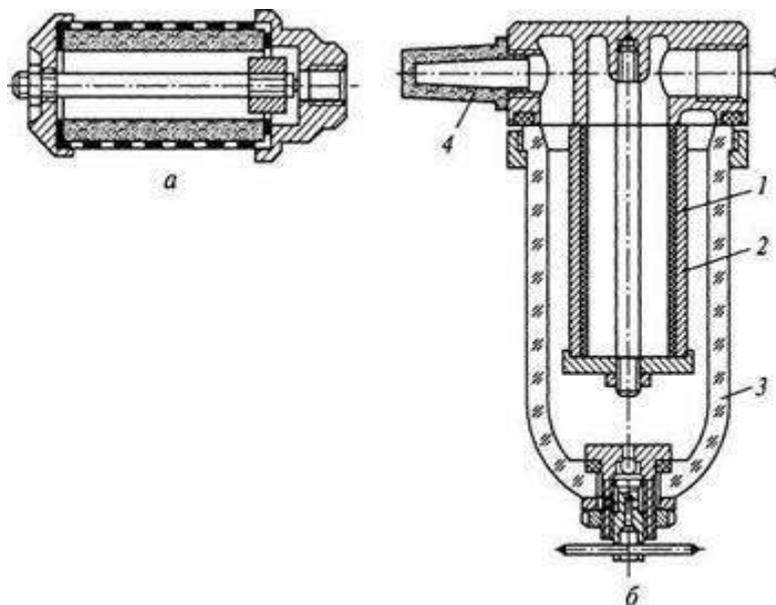
Шум аэродинамического происхождения возникает в основном из-за турбулентного смешивания отработавшего воздуха с воздухом окружающей среды при выхлопе. В пневмосистемах высокого давления истечение воздуха в атмосферу при выхлопе происходит со скоростью, близкой к скорости звука, а интенсивность аэродинамического шума весьма существенно зависит от скорости струи воздуха [29].

Уровень аэродинамического шума при работе большинства пневмодвигателей, не оснащенных средствами его снижения, составляет 95... 120 дБ, причем наибольший уровень находится в высокочастотной части звукового спектра, что существенно усугубляет вредное воздействие на человека. Для снижения уровня аэродинамического шума применяют специальные устройства – глушители, которые снижают скорость воздуха при выхлопе [29].

Наиболее широко в промышленных пневмосистемах используют активные глушители (глушители трения), в которых скорость гасится при прохождении воздуха через пористый проницаемый материал (синтетика, металлокерамика, минеральные порошковые материалы и т.п.) [29].

На рисунке 17.10, а представлена конструктивная схема глушителя трения с втулкой из пористой керамики с радиальным выходом потока воздуха.

Наиболее эффективны такие глушители с порами размером до 100 мкм. Простота и низкая стоимость указанных глушителей позволяют использовать их индивидуально на выходе каждого пневмодвигателя [29].



a — глушитель трения; *б* — фильтр-глушитель;
 1 — мелкопористый фильтрующий элемент;
 2 — грубо волокнистый фильтрующий элемент; 3 — стакан; 4 — пористая втулка

Рисунок 17.10. – Глушители

Однако через такие глушители проходят аэрозольные частицы масел, которые были внесены в поток воздуха маслораспылителями, что приводит к загрязнению окружающей среды в производственных помещениях. Установлено, что концентрация масляных аэрозолей более 5 мг на 1 м³ воздуха может привести к повреждению легких. Поэтому при повышенных требованиях к улавливанию масляных аэрозолей используют специальные глушители комбинированного типа – фильтры-глушители (см. рисунок 17.10, б) [29].

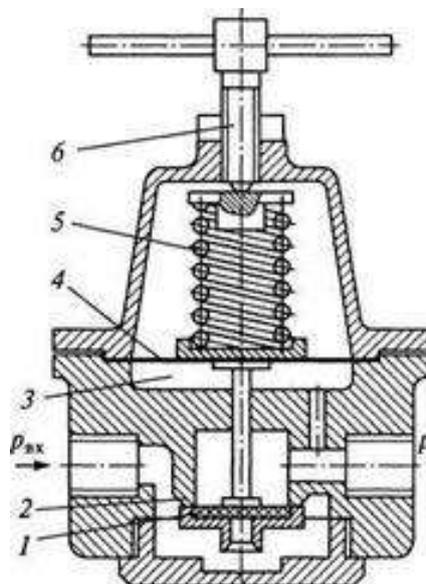
В фильтре-глушителе воздух проходит через мелкопористый слой фильтрующего элемента, в котором аэрозольные частицы объединяются в более крупные капли, а затем через грубоволокнистый фильтрующий элемент 2. Расширение воздуха во втором слое фильтроэлемента приводит к значительному снижению скорости воздуха, и капельки масла под действием силы тяжести стекают на дно стакана 3. Выхлоп воздуха в атмосферу происходит через пористую втулку 4, которая является обычным глушителем трения. Фильтры-глушители эффективно снижают шум и улавливают аэрозоли масла. Однако, учитывая более сложную конструкцию и более высокую

стоимость фильтров-глушителей, их обычно устанавливают на общем выхлопном трубопроводе, объединяющем выхлоп нескольких пневмодвигателей [29].

4. Управление пневмоприводом

По пневмолинии b (см. рисунок 17.5) сжатый воздух из воздухоборника 7 поступает к пневмоэлементам регулирования и контроля, которые на схеме условно объединены в блок А. Избыточное рабочее давление пневмоэлементов, включенных в блок А, находится в пределах 0,05...0,20 МПа. Пневмосистема с таким рабочим давлением считается пневмосистемой низкого давления, поэтому сжатый воздух по пневмолинии b поступает в пневматический редукционный клапан (редуктор) 14, который понижает уровень давления и поддерживает его постоянным в процессе работы [29].

На рисунке 17.11 представлена конструктивная схема пневматического редукционного клапана, работающего в пневмосистемах с рабочим избыточным давлением до 0,6 Мпа [29].



1 – запорно-регулирующий элемент; 2 – корпус;
3 – полость; 4 – мембрана; 5 – пружина; 6 – регулировочный винт

Рисунок 17.11. – Пневматический редукционный клапан

Воздух с давлением $p_{вх}$ подается в редуктор и через зазор между седлом корпуса 2 и поверхностью клапанного запорно-регулирующего элемента 1 поступает на выход с давлением $p_{вых} < p_{вх}$. Выходная полость

редуктора через канал сообщается с полостью 3, поэтому давление $p_{вых}$ воздействует на мембрану 4, нагруженную сверху усилием пружины 5, которое регулируется винтом 6.

Уравнение статических сил на запорно-регулирующем устройстве может быть записано в виде

$$P_{вх}S_k - p_{вых}S_k + p_{вых}S_M - F_{пр} = 0, \quad (17.1)$$

где S_k – эффективная площадь тарелки клапана;

S_M – эффективная площадь мембраны;

$F_{пр}$ – усилие пружины 5.

Из уравнения (17.1) получаем

$$p_{вых} = (F_{пр} - P_{вх}S_k) / (S_M + S_k) \quad (17.2)$$

В пневматических редукционных клапанах, работающих при давлениях, значительно меньших, чем давление в гидросистемах, $S_k \ll S_M$, поэтому формула (17.2) может быть записана в виде

$$P_{вых} = F_{пр} / S_M = \text{const.}$$

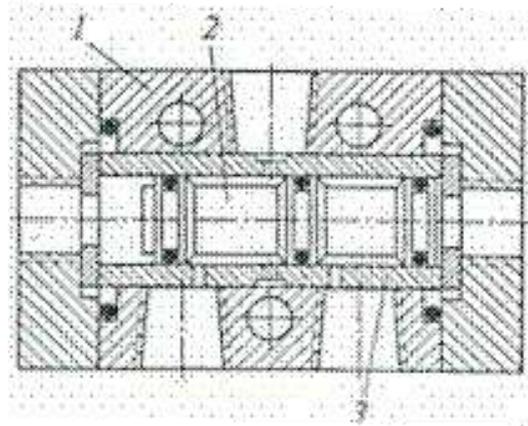
Принцип действия и уравнение сил пневматического редукционного клапана точно такие же, как у гидравлического редукционного клапана. Некоторое отличие в конструкции запорно-регулирующего устройства, прежде всего использование эластичных мембран большой площади, обусловлено низким уровнем рабочего давления и необходимостью высокой степени герметизации.

После редукционного клапана (см. рисунок 17.5) воздух через дополнительный фильтр 15 и химический осушитель 16 поступает к пневмоэлементам блока А. Дополнительные фильтры, фильтровлагодотделители и химические осушители обычно устанавливают перед пневмоэлементом или блоком пневмоэлементов, при работе которых к воздуху предъявляются повышенные требования по загрязнению и влажности, особенно в том случае, если сжат воздух от источника питания подводится к пневмоэлементам длинным трубопроводам. В процессе движения воздуха по проводу происходят его охлаждение и выпадение конденсата (паров влаги), а также загрязнение воздуха частицами окалина, ржавчины и т.п.

Пневмораспределители

Пневмораспределители предназначены для изменения направления, пуска и остановки потоков сжатого воздуха. В пневмосистемах широкое распространение получили распределители золотникового типа с запорным

регулирующим устройством в виде цилиндрического золотника. В корпус 1 распределителя запрессована гильза 3, относительно которой перемещается золотник 2 (рисунок 17.12). Для предотвращения перетечек воздуха через зазоры между гильзой и поясками золотника на поясках установлено эластичное уплотняющее, обеспечивающее хорошую герметичность. Пример решения проблемы, связанной с утечкой воздуха через зазоры между золотником и корпусом, – гильза.



1 – корпус; 2 – золотник; 3 – гильза

Рисунок 17.12. – Пневматический золотниковый распределитель

Предохранительный клапан

Клапан (рисунок 17.13) служит для предотвращения создания давления в воздушной системе выше рабочего.

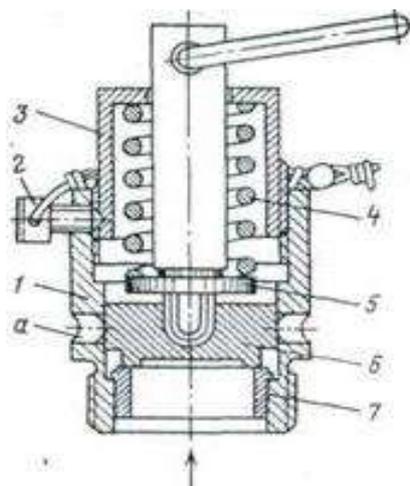


Рисунок 17.13. – Предохранительный клапан

Он состоит из корпуса 1 с выхлопными отверстиями *a*, в которой помещены седло 7 и клапан 6. В верхней части ввинчивается нажимная втулка 3

с пружиной 4 и нажимной шайбой 5. Положение нажимной втулки фиксируется в корпусе стопорным болтом 2. Пружина верхним концом опирается на нажимную втулку, а нижним – на нажимную шайбу, которая соединена с клапаном. После регулировки клапана на давлении срабатывания 0,9 МПа нажимной втулкой ввинчивается стопорный болт и пломбируется.

При создании в системе давления выше рабочего клапан, сжимая пружину, поднимается и открывает выхлопные отверстия, по которым сжатый воздух выходит в атмосферу. Предохранительный клапан устанавливается на воздухозаборнике.

Переключательный клапан

Переключательный клапан устанавливают перед исполнительными механизмами, которые получают питание от двух воздухопроводов – их поочередного открытия и подачи воздуха в исполнительный механизм. Такой клапан, например, устанавливают у цилиндра тормозной системы буровой лебедки, который получает питание от крана машиниста или крана противозатаскивателя для торможения барабанного вала.

Переключательный клапан (рисунок 17.14) состоит из корпуса 1, клапана (резинового шарика) 2, крышки 3 и прокладки 4. Сжатый воздух может войти в отверстие *a* или *б* и выйти в отверстие *в*, соединенное с исполнительным механизмом. При подаче воздуха в отверстие *б* клапан закрывает отверстие *a*. В обратном направлении от исполнительного механизма воздух может выйти по обоим отверстиям.

Сжатый воздух в пневмосистемах транспортируется по пневмолиниям, конструкция которых зависит от рабочего давления. В магистральных пневмолиниях высокого давления воздух, как правило, транспортируется по жестким металлическим трубопроводам, выполненным из стали, алюминия, меди или латуни.

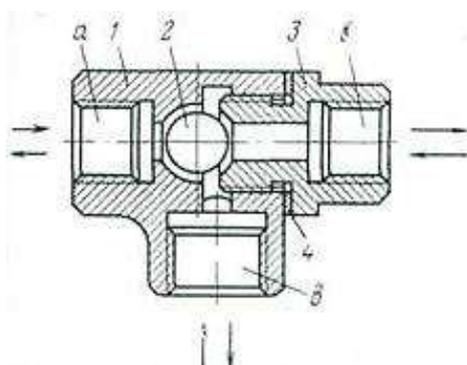
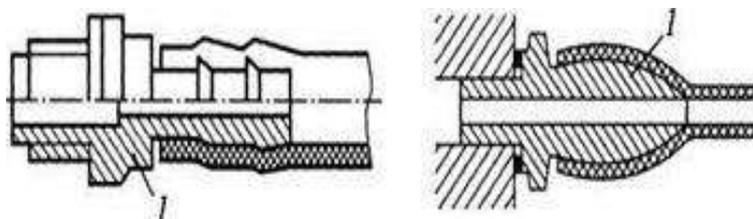


Рисунок 17.14. – Переключательный клапан

Трубы из меди, медных и алюминиевых сплавов отличаются высокой гибкостью, удобны для коротких участков пневмолинии со сложными изгибами и при необходимости подгонки размера в процессе монтажа. Эти преимущества в наибольшей степени проявляются при небольших диаметрах, поэтому такие трубы применяют до диаметров 20...25 мм. Кроме того, трубы из цветных металлов не требуют антикоррозионных покрытий. Однако их стоимость выше стоимости труб, обычно применяемых для больших диаметров, которые изготавливают из углеродистой стали и предохраняют от коррозии за счет покрытия цинком, медью и т.п. К пневмодвигателям, например, к пневмоцилиндрам или пневмоторам ручного инструмента, воздух подводится по гибким реповым шлангам с текстильным каркасом (резиновым рукавам). Соединение трубопроводов и присоединение их к пневмоагрегатам как для жестких трубопроводов, так и для резиновых шлангов осуществляются с помощью соединительной арматуры, аналогичной арматуре гидравлических систем.

В пневмолиниях низкого давления, как правило, используются кассовые трубопроводы, выполненные из полиэтилена или цвинилхлорида. Основными преимуществами таких трубопроводов являются: отсутствие коррозии, малая стоимость, малая масса, удобство монтажа. Соединения пластмассовых трубопроводов, которые широко используют, например, в струйных пневмоэлементах, представлены на рисунке 17.15. Такие безрезьбовые соединения осуществляются с помощью металлического или пластмассового ниппеля с различной конфигурацией уплотнительной части.

При эксплуатации таких соединений в условиях температур более 140 °С пластмассовые трубки надевают на ниппели в разогретом температуры 100 °С состоянии, а затем охлаждают до температуры окружающей среды.



1 — ниппель

Рисунок 17.15. – Соединения эластичных трубопроводов

При этом руководствуются правилом, что для магистральных трубопроводов высокого давления длиной более 500 м скорость движения

воздуха не должна превышать 10 м/с. Для более коротких трубопроводов рекомендуется принимать скорость до 15 м/с, а для трубопроводов, соединяющих элементы одного пневмопривода, допускается скорость до 40 м/с.

$$d = \sqrt{\frac{4Q\rho_0}{\pi v \rho}},$$

где Q – объемный расход воздуха;

v – скорость движения воздуха;

ρ – соответственно плотность воздуха при атмосферном давлении и при давлении в трубопроводе.

После определения внутреннего диаметра рассчитывают потери давления при движении воздуха по трубопроводу, используя формулу

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_m,$$

где $\Delta p_{тр}$ – потери на трение по длине;

Δp_m – потери в местных сопротивлениях.

Обычно потери в трубопроводе при правильном выборе его параметров составляют не более 5...10% рабочего давления.

Основные требования к монтажу, наладке и эксплуатации элементов пневмосети

Монтаж, наладка и соблюдение правил эксплуатации во многом определяют надежность и долговечность как отдельных пневмоустройств, так и пневмосистемы в целом.

Общие требования к монтажу любых пневматических устройств можно свести к следующим:

- исключить возможность внешнего повреждения при эксплуатации;
- исключить возможность загрязнения внутренних полостей;
- обеспечить доступность для регулирования и обслуживания;
- монтировать пневматические устройства так, чтобы направление потока воздуха совпадало с направлением стрелок на этих устройствах.

Монтаж пневмомоторов и пневмодвигателей поворотного: необходимо осуществлять так, чтобы соблюдалась соосность с валом.

После монтажа пневмомотор следует опробовать. Осевые усилия на валу не допускаются. Далее пневмомотор необходимо опробовать в рабочем режиме течение 15...20 мин, обращая внимание на герметичность соединений, отсутствие стуков и шумов внутри мотора, нагрев наружной поверхности, особенно в области установки подшипников. Нагрев свыше 60 °С недопустим.

Монтаж пневмоцилиндров должен обеспечивать отсутствие смещения или перекоса осей штока пневмоцилиндра и ведомого механизма, которые приводят к возникновению радиальных сил на штоке.

Пневмоцилиндры следует устанавливать вниз отверстиями для подвода сжатого воздуха во избежание сбора конденсата в рабочих полостях. В пневмоцилиндрах одностороннего действия для предотвращения попадания загрязнений в нерабочую полость в отверстия, соединяющем эту полость с атмосферой, устанавливают фильтр (сапун).

После монтажа определяют свободу и плавность совместного перемещения штока и ведомого механизма, для чего снимают транспортные заглушки с присоединительных отверстий, обеспечивая свободу хода.

Фильтр-влагоотделитель, исходя из его принципа действия, необходимо монтировать в вертикальном положении. Такие устройства удаляют только капельную влагу и твердые частицы загрязнения, а оставшиеся пары могут конденсироваться в трубопроводе. Поэтому фильтр-влагоотделитель необходимо располагать как можно ближе к пневмоэлементам. Если конденсат из фильтра-влагоотделителя удаляется через автоматический конденсатоотводчик, то при эксплуатации необходимо следить за возможным засорением его каналов. Ручной конденсатоотводчик более прост, дешев и надежен, однако его следует применять только в том случае, когда опасность накопления конденсата в отстойнике сверх нормы мала, а сброс его производится не чаще одного раза за рабочую смену. В процессе эксплуатации необходимо периодически удалять и твердые частицы загрязнения, которые оседают на фильтрующем элементе.

Дешевые фильтрующие элементы (бумажные, тканевые) просто заменяют, а дорогие (керамические, порошковые) очищают загрязнения либо путем промывки, либо пропуская воздух в управлении, обратном направлению движения в рабочем провесе.

Маслораспылитель также монтируют только в вертикальном положении, причем устанавливают как можно ближе к объекту смазки и выше него. Это делается для того, чтобы масло перемещалось в нужном направлении под действием силы тяжести. Во время эксплуатации необходимо контролировать уровень смазывающей жидкости в бачке маслораспылителя.

Монтаж глушителя производится непосредственно у отверстия выхлопа пневматического двигателя или на выхлопных трубопроводах, объединяющих выхлоп нескольких пневмодвигателей. В последнем случае

глушители следует располагать на удалении от рабочих мест. При эксплуатации следует учитывать, что часть выносимого из пневмодвигателя масла задерживается в глушителе и может стекать с него, загрязняя окружающую среду.

Монтаж трубопроводов должен обеспечивать: прочность и герметичность труб, их соединений между собой и присоединений к пневмоагрегатам; надежность их закрепления на опорных конструкциях; возможность удаления влаги, продувки и промывки трубопроводов. При монтаже не допускается образование впадины, т.к. это приводит к скоплению влаги и грязи. Если избежать впадин не удастся, то обязательно предусматривают в низких местах установку устройств для удаления влаги и твердых частиц загрязнения. При присоединении пневмоустройств, например, к магистральному трубопроводу, необходимо располагать точки присоединения в верхней части трубы, что уменьшает вероятность попадания конденсата к потребителю.

Особое значение при монтаже имеет изгиб трубопроводов. Минимальный радиус изгиба R_{\min} ограничен значениями, при которых не нарушается статическая и усталостная прочность труб. Для стальных труб $R_{\min} = (3...5)D$, где D – наружный диаметр трубы. Для труб из цветных металлов $R_{\min} = (2...3)D$, а для труб из пластмассы $R_{\min} = (3...6)D$. При монтаже гибких шлангов, особенно при подсоединении их к подвижным пневмодвигателям, необходимо учитывать, что они могут работать только на изгиб – работа на скручивание не допускается.

При монтаже в трубопроводе кранов, клапанов и других пневмоустройств их необходимо располагать на опорах (скобах, кронштейнах и т.п.).

В процессе эксплуатации трубопроводы следует периодически очищать. Очистку металлических труб проводят двумя способами: продувкой сжатым воздухом и промывкой.

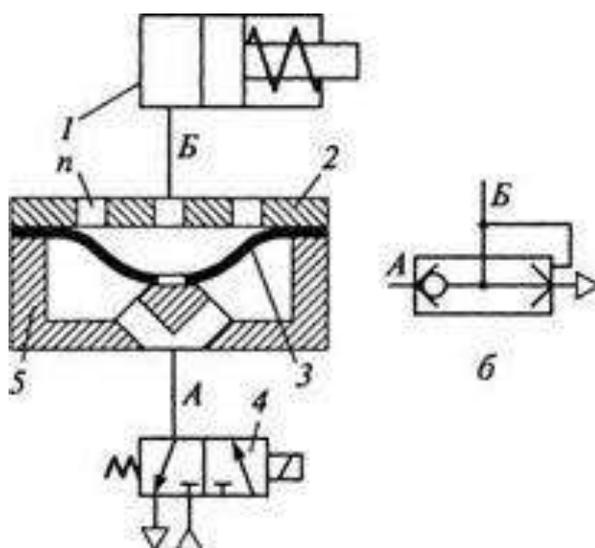
Продувка хорошо очищает трубу от обычных загрязнений, но не позволяет удалять коксообразующие отложения, ржавчину, окалину и т.п. Эти продукты загрязнения удаляют промывкой различными растворами синтетических моющих средств.

При эксплуатации пластмассовых трубопроводов следят за отсутствием перегибов, соприкосновений трубопровода с подвижными деталями, нарушениями целостности. В случае потери работоспособности трубопроводы заменяют.

Обратный клапан

Обратный клапан предназначен для разгрузки компрессора от давления сжатого воздуха из воздухозаборника во время его остановки. Он состоит из корпуса с фланцами, при помощи которых крепится к компрессору и воздухопроводу. Стрелка на корпусе показывает направление движения воздуха. Внутри корпуса установлен клапан в направляющей втулке, которая запрессована в крышку. Воздух от компрессора поступает в корпус клапана, поднимает клапан и выходит через отверстия в пневмосистему. При прекращении подачи воздуха от компрессора клапан опускается и перекрывает подачу воздуха в компрессор.

В пневмосистемах используют и специфические клапаны, которые в гидросистемах не применяют. Примером такого клапана является клапан быстрого выхлопа. Конструктивная схема клапана быстрого выхлопа и способ его включения в пневмосистему показаны на рисунке 17.16, *а*.



а – схема включения в пневмосеть; *б* – условное обозначение;
1 – пневмоцилиндр; 2 – крышка; 3 – мембрана;
4 – распределитель; 5 – корпус

Рисунок 17.16. – Клапан быстрого выхлопа

Поршень пневмоцилиндра 1 совершает рабочий ход при подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость. Возврат поршня (холостой ход) совершается под действием возвратной пружины. Для того чтобы ускорить холостой ход, нужно быстро освободить бесштоковую полость от воздуха. Эту задачу и выполняет клапан быстрого выхлопа, который состоит из корпуса, крышки 2 и мембраны 3.

Если распределитель 4 находится в исходной позиции, то пневмолиния А соединена с атмосферой, мембрана под действием сил упругости прижата к корпусу клапана и пневмолиния Б соединена с атмосферой через отверстия *n*, которые располагаются по окружности и имеют большую суммарную площадь. При подаче управляющего сигнала распределитель 4 переходит в рабочую позицию, соединяя линию А с напорной пневмолинией. Под действием сжатого воздуха мембрана клапана поднимается вверх и прижимается к крышке, перекрывая отверстия *n*, а линии А и Б соединяются через центральное отверстие в мембране. Сжатый воздух поступает в бесштоковую полость пневмоцилиндра, и его поршень совершает рабочий ход.

При снятии управляющего сигнала распределитель приходит в исходную позицию и мембрана клапана также занимает исходное положение, соединяя бесштоковую полость с атмосферой. Клапан быстрого выхлопа всегда устанавливается прямо на пневмоцилиндре, поэтому воздух почти беспрепятственно выходит в атмосферу и поршень быстро возвращается в исходное положение под действием даже малого усилия возвратной пружины. На рисунке 17.16, б показано условное обозначение клапана быстрого выхлопа на схемах.

ПРАКТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ 3

Совокупность гидромашин, гидроаппаратов и вспомогательных устройств, предназначенных для передачи энергии преобразования движения посредством жидкости, называется **гидроприводом**.

Гидроаппаратами называются устройства для управления потоком жидкости.

Основные гидроаппараты: гидродроссели и гидроклапаны, предназначенные для управления расходом и давлением в потоке жидкости; гидрораспределители, предназначенные для изменения направления потока жидкости.

По типу гидроприводы делят на **объемные** и **гидродинамические (лопастные)**. В данном пособии рассматриваются, в основном, объемные гидроприводы.

По характеру движения выходного звена объемные гидроприводы делят на три класса: **поступательного, поворотного и вращательного движения**. В соответствии с этим в качестве гидродвигателей используются гидроцилиндры, поворотные гидродвигатели и гидромоторы.

Различают объемные гидроприводы без управления и с управлением. Для первых не предусмотрена возможность регулирования скорости выходного звена, для вторых – можно менять эту скорость воздействием извне.

Существует два основных способа управления гидроприводом: **дроссельный** и **машинный**. Дроссельное управление заключается в том, что часть подачи насоса отводится через гидродроссель или гидроклапан на слив, минуя гидродвигатель. При этом способе управления возможны два варианта включения дросселя: последовательно с гидродвигателем и параллельно гидродвигателю [24].

Для гидропривода поступательного движения с последовательным включением дросселя скорость выходного звена определяется уравнением [5]

$$v = \mu \frac{S_{др}}{S_{п}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_H - \frac{F}{S_{п}} \right)}, \quad (1)$$

где μ – коэффициент расхода через дроссель;
 $S_{др}$ – площадь проходного сечения дросселя;
 $S_{п}$ – площадь поршня со стороны нагнетания;
 F – нагрузка на выходном звене;
 p_H – давление на выходе из насоса.

При параллельном включении дросселя [30]

$$v = \frac{1}{S_n} \left(Q_H - \mu S_{др} \sqrt{\frac{2 F}{\rho S_n}} \right), \quad (2)$$

где Q_H – подача насоса.

Машинное управление осуществляется за счет изменения рабочего объема насоса или гидродвигателя либо того и другого вместе. Очевидно, что два последних варианта возможны только в гидроприводах вращательного движения. В общем случае частота вращения вала гидромотора определяется уравнением

$$n_M = n_H \frac{e_H V_H}{e_M V_M} \eta_0, \quad (3)$$

где n_H – частота вращения насоса;

V_H и V_M – соответственно максимальный рабочий объем насоса и гидромотора;

e_H и e_M – безразмерный параметр регулирования соответственно насоса и гидромотора, равный отношению текущего значения рабочего объема к максимальному (изменяется от 0 до 1);

η_0 – объемный КПД гидропривода, равный произведению объемных КПД насоса и гидромотора.

Коэффициент полезного действия гидропривода η равен отношению мощности на выходном звене к мощности, потребляемой насосом.

Для поступательного гидропривода

$$\eta = \frac{Fv}{M_H \omega_H}, \quad (4)$$

для вращательного

$$\eta = \frac{M_M \omega_M}{M_H \omega_H}, \quad (5)$$

где M_H и M_M – соответственно момент на валу насоса и гидродвигателя;

F – усилие на штоке гидроцилиндра;

ω_H и ω_M – угловая скорость вращения вала насоса и гидромотора [30].

КПД гидропривода с машинным управлением учитывает объемные, механические потери в гидромашинах и гидравлические потери давления в гидролиниях (трубопроводах, фильтрах, распределителях)

$$\eta = \eta_0 \eta_m \eta_r, \quad (6)$$

где η_m – механический КПД гидропривода, равный произведению механических КПД насоса и гидродвигателя;

η_r – гидравлический КПД, равный отношению потерь давления в гидролиниях к давлению на выходе из насоса.

КПД гидропривода с дроссельным управлением помимо перечисленных выше потерь учитывает и КПД системы управления, который равен отношению мощности потока жидкости, подведенного к гидродвигателю, к мощности потока жидкости на выходе из насоса без учета потерь в гидролиниях.

При последовательном включении дросселя:

$$\eta_y = 0,385 \frac{S_{др}}{S_{др\max}}, \quad (7)$$

при параллельном включении:

$$\eta_y = 1 - \frac{Q_{др}}{Q_H}, \quad (8)$$

здесь $S_{др}$ и $S_{др\max}$ – соответственно текущая и максимальная величина площади проходного сечения дросселя;

$Q_{др}$ – расход через дроссель.

Указания к решению задач

Гидроприводы при расчете необходимо рассматривать как сложные трубопроводы с насосной подачей, а гидродвигатели и аппаратуру управления – как особые местные гидравлические сопротивления, вызывающую потерю давления Δp .

Наиболее распространенными при расчете объемного гидропривода являются:

- **прямая задача**, т.е. необходимо определить величину давления объемного насоса p_H , которое он должен обеспечить в соответствии с заданной нагрузкой F на штоке гидроцилиндра;

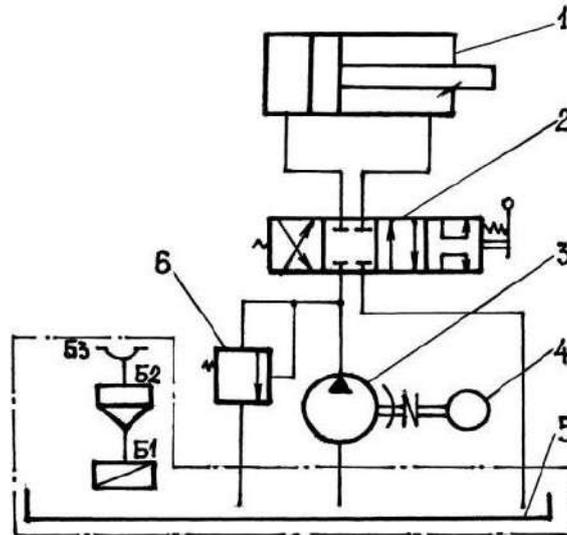
- **обратная задача**, т.е. следует определить величину нагрузки F на шток гидроцилиндра при заданном давлении p_H насоса.

Согласно закону сохранения и превращения энергии в гидросистеме давление насоса p_H должно обеспечить необходимый перепад давления $\Delta p_{гд}$ на гидродвигателе и компенсировать потери давления как на трение $\Delta p_{тр}$ по длине в гидромагистрали, так и на местные сопротивления $\Sigma \Delta p_{mi}$ в ней (рисунок 1) [30]:

$$p_H = \Delta p_{гд} + \Delta p_{тр} + \Sigma \Delta p_{mi}, \quad (9)$$

где n – число местных сопротивлений в рассматриваемой гидролинии.

Длина l гидромагистралей в объемных гидроприводах обычно не должна превышать $l = 2$ м с целью исключения запаздывания в передаче командных импульсов. В целях уменьшения потерь давления $\Delta p_{тр}$ и Δp_{mi} при проектировании требуется снижать скорость u движения рабочей жидкости в трубопроводах до 5...8 м/с.



1 – гидроцилиндр; 2 – распределитель; 3 – насос; 4 – электродвигатель;
 5 – гидробак; 6 – клапан предохранительный;
 Б1 – сетка; Б2 – горловина заливная; Б3 – сапун

Рисунок 1. – Схема объемного гидропривода с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости

Потери давления по длине Δp_{Tp} и на местное сопротивление Δp_m следует определять по формулам [30]

$$\Delta p_{Tp} = \rho g h_l, \quad (10)$$

$$\Delta p_m = \rho g h_m, \quad (11)$$

где ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м^3 ;
 g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;
 h_l – потеря напора по длине трубопровода, м;
 h_m – потеря напора на местные сопротивления, м.

При ламинарном режиме течения (при $Re \leq 2320$) с учетом вибрации транспортных машин гидравлический коэффициент трения λ вычисляют по формуле

$$\lambda = \frac{A}{Re}, \quad (12)$$

$$A = 75 \dots 150. \quad (13)$$

Здесь $A = 75$ – для стальных трубопроводов; $A = 150$ – для гибких рукавов. В гидросистемах тракторов и комбайнов область сопротивления принимают как отвечающую гидравлически гладким трубам. В данной связи коэффициент λ определяют по формуле Блазиуса.

Потери давления Δp_{Tr} на трение, распределенные по длине потока, определяют по формуле:

$$\Delta p_{Tr} = \frac{\rho \lambda / v^2}{2d}, \quad (14)$$

где l – длина трубопровода, м;

d – его внутренний диаметр, м;

v – средняя скорость в сечениях потока, м/с;

λ – гидравлический коэффициент трения;

ρ – плотность рабочей жидкости, зависящая от ее физической природы и температуры, кг/м³.

Величины потерь давления Δp_{mi} на каждое местное сопротивление принимают согласно опытным данным. Вместе с тем потерю давления на местные сопротивления Δp_{mi} часто принимают в долях от потери давления на трение Δp_{Tr} :

$$\Delta p_{mi} = k \cdot \Delta p_{Tr}, \quad (15)$$

где k – коэффициент, $k = 0,15 \dots 0,25$.

Гидросистема считается оптимально спроектированной, если потери давления ($\Delta p_{Tr} + \Delta p_{mi}$) не превышают 6% от номинального давления насосов p_n [30].

Согласно накопленному отечественному и зарубежному опыту проектирования гидропривода следует принимать следующие значения средней скорости v , м/с, потока рабочей жидкости:

- для всасывающего трубопровода: 0,8...1,0;
- для сливного трубопровода: 1,4...2,0;
- для напорного трубопровода: 3,6...4.

При заданном Q и принятом значении v диаметр гидролинии определяют по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} \quad (16)$$

и округляют затем до ближайшего стандартного значения d_{cm} по ГОСТ 16 516-80: ...6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50..., мм [30].

В дальнейших вычислениях следует использовать величину стандартного диаметра d_{cm} .

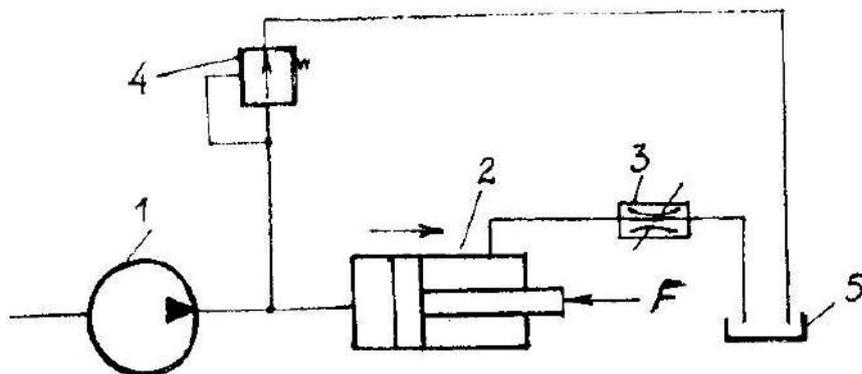
Формулы для расчета других главных параметров нерегулируемого объемного гидропривода представлены в таблице 1.

Таблица 1. – Расчетные параметры объемного нерегулируемого привода [30]

Формулы для расчета искомого параметра	Расшифровка входящих в формулу параметров
Идеальная подача объемного насоса $Q_{ни} = V_{он} \cdot n$ Действительная подача объемного насоса $Q_{н} = 10^{-6} \cdot V_{он} \cdot n \cdot \eta_o / 60, \text{ м}^3/\text{с},$ $Q_{н} = Q_{м} = Q$ (при отсутствии утечек)	$V_{он}$ – рабочий объем насоса, см ³ /об; n – частота вращения вала насоса, мин ⁻¹ ; η_o – объемный КПД насоса; $Q_{м}$ – расход жидкости через гидромотор
Перепад давления на гидроцилиндре $\Delta p_{ц} = \frac{F}{S_{2п}}, \text{ Па}$	F – усилие (нагрузка) на шток гидроцилиндра, Н; $S_{2п}$ – рабочая площадь поршня со стороны штоковой полости, м ²
Перепад давления на гидромоторе $\Delta p_{м} = 10^{-6} \frac{2\pi \cdot M_{м}}{V_{ом} \cdot \eta_{мм}}, \text{ Па}$	$M_{м}$ – момент на валу гидромотора, Н·м; $V_{ом}$ – рабочий объем гидромотора, см ³ /об; $\eta_{мм}$ – механический КПД гидромотора
Полезная мощность насоса $N_{н.пол} = Q_{н} p_{н}, \text{ Вт}$	$p_{н} = \Delta p_{ц} + \Sigma \Delta p_{п}$ $Q_{н}$ – подача насоса; $p_{н}$ – давление, развиваемое насосом на выходе, Па, или $p_{н} = \Delta p_{м} + \Sigma \Delta p_{п},$ где $\Sigma \Delta p_{п} = \Delta p_{тр} + \Sigma \Delta p_{mi}$ – суммарные потери давления на трение и местные сопротивления
Полезная мощность гидроцилиндра $N_{ц.пол} = v_{п} \cdot F \cdot \eta_{оц} \cdot \eta_{мц}, \text{ Вт}$	$v_{п}$ – скорость движения поршня, м/с; F – нагрузка на шток гидроцилиндра, Н; $\eta_{оц}$ – объемный КПД цилиндра; $\eta_{мц}$ – механический КПД цилиндра
Полезная мощность гидромотора: $N_{м.пол.} = M_{м} \omega_{м}$	$M_{м}$ – момент на валу гидромотора, Н·м; $\omega_{м}$ – угловая скорость вала гидромотора, с ⁻¹ ;
Потребляемая насосом мощность, $N_{н} = M_{н} \omega_{н} = Q_{н} p_{н} / \eta_{н}, \text{ Вт}$	$M_{н}$ – момент на валу насоса, Н·м; $\omega_{н}$ – угловая скорость вала насоса, с ⁻¹ ; $\eta_{н}$ – общий КПД насос
Потребляемая гидромотором мощность $N_{м} = Q_{м} \cdot \Delta p_{м}$	$Q_{м} = 10^{-6} \cdot V_{ом} \cdot n / (60 \cdot \eta_o), \text{ м}^3/\text{с}$ – действительный расход гидромотора
Потребляемая мощность гидроцилиндра $N_{ц} = \Delta p_{ц} \cdot S_{п} \cdot v, \text{ Вт}$	$S_{п}$ и v – соответственно рабочая площадь поршня цилиндра и скорость его движения, м/с
Общий КПД насоса $\eta_{н} = \eta_{г} \cdot \eta_o \cdot \eta_{м}$	$\eta_{г}$ – гидравлический КПД; η_o – объемный КПД; $\eta_{м}$ – механический КПД
Коэффициент полезного действия для поступательного гидропривода $\eta_{г.пр.} = N_{ц.пол} / N_{н}$	$N_{ц.пол}$ – полезная мощность гидроцилиндра, Вт
Коэффициент полезного действия для вращательного гидропривода $\eta_{г.пр.} = N_{м.пол} / N_{н}$	$N_{м.пол}$ – полезная мощность гидромотора, Вт

Пример 3.1

Под каким давлением p_n нужно подвести жидкость ($\rho = 850 \text{ кг/м}^3$) к левой полости гидроцилиндра (рисунок 2) для перемещения поршня вправо со скоростью $v_n = 0,05 \text{ м/с}$ и преодоления нагрузки на штоке $F = 80 \text{ кН}$, если коэффициент местного сопротивления дросселя $\xi_{др} = 10$? Другими местными сопротивлениями и потерями на трение в гидроприводе пренебречь. Диаметры: поршня $D_n = 80 \text{ мм}$; трубопровода $d_T = 16 \text{ мм}$.



1 – насос; 2 – гидроцилиндр; 3 – регулируемый дроссель;
4 – переливной клапан; 5 – бак

Рисунок 2

Решение [30]:

Задаемся скоростью рабочей жидкости в сливном трубопроводе согласно рекомендации в указаниях к решению задач этого раздела:

$$v_{сл} = 1,75 \text{ м/с.}$$

Определяем расход рабочей жидкости в сливном трубопроводе

$$Q = \frac{v\pi d}{4} = 1,75 \cdot 0,016 \cdot \frac{\pi}{4} = 0,00035 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

С учетом неразрывности потока и отсутствия утечек подача насоса равна расходу рабочей жидкости в сливном трубопроводе Q :

$$Q = 0,00035 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Перепад давления в цилиндре

$$\Delta p_u = \frac{F}{S_n} = \frac{4F}{\pi D_n^2} = 15,9 \text{ МПа}.$$

Потеря давления на дросселе

$$\Delta p_{др} = \zeta_{др} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} = 10 \cdot 850 \cdot \frac{1,75^2}{2} = 0,025 \text{ МПа}.$$

Давление, которое должен развивать насос с учетом перепада давления в гидроцилиндре $\Delta p_{\text{ц}}$ и потери давления на дроссель $\Delta p_{\text{др}}$ при их последовательном включении, равно $p_{\text{н}} = \Delta p_{\text{ц}} + \Delta p_{\text{др}} = 15,9 + 0,026 = 15,93$ МПа.

Выбираем шестеренный насос марки НШ-32, у которого при подаче $Q = 0,00038$ м³/с и частоте вращения $n_{\text{н}} = 2400$ мин⁻¹ номинальное давление составляет $p_{\text{ном}} = 16$ МПа.

Пример 3.2

В состав гидropередачи навесной системы трактора входит насос НШ32 с рабочим объемом $V_{\text{он}} = 32$ см³/об и гидроцилиндр Ц-100 с конструктивными параметрами: диаметр поршня $D_{\text{п}} = 100$ мм; ход поршня $L = 320$ мм.

Определить время подъема навесной машины, если объемный КПД насоса $\epsilon_{\text{он}} = 0,96$.

Решение:

Определяют объем рабочей жидкости, поступающей в поршневую полость цилиндра за полный ход поршня

$$V = S_{\text{п}} \cdot L = \frac{\pi D_{\text{п}}^2}{4} \cdot L = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \cdot 0,32 = 0,0025 \text{ м}^3.$$

Устанавливают действительную подачу насоса

$$Q_{\text{н}} = 10^{-6} \cdot V_{\text{он}} \cdot n \cdot \frac{\eta_{\text{о}}}{60},$$

где $n = 1820$ мин⁻¹;

$$Q_{\text{н}} = 10^{-6} \cdot 32 \cdot 1820 \cdot \frac{0,96}{60} = 0,00093 \text{ м}^3/\text{с}.$$

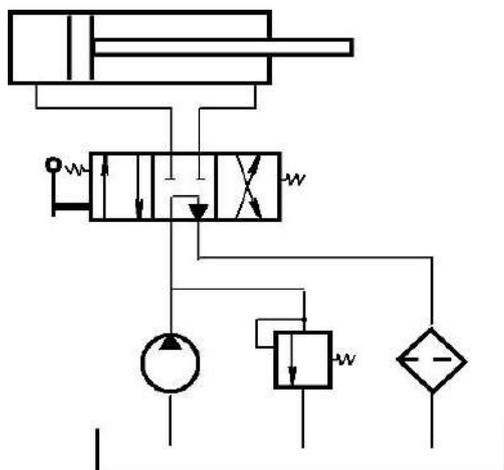
Вычисляют время подъема навесной машины [30]:

$$t = \frac{V}{Q_{\text{н}}} = \frac{0,0025}{0,00093} = 2,7 \text{ с}.$$

Задания для самостоятельной работы

Задание 11

Принципиальная схема нерегулируемого объемного гидропривода поступательного движения приведена на рис. 11.



Известны: диаметр гидравлического цилиндра $D = 100$ мм; диаметр штока $d_{ш} = 50$ мм; ход поршня $S = 450$ мм; усилие на штоке при рабочем ходе P ; сила трения в уплотнениях поршня и штока гидроцилиндра F ; частота рабочих циклов (число циклов в секунду) i ; потери давления в распределителе Δp_p , в фильтре Δp_f .

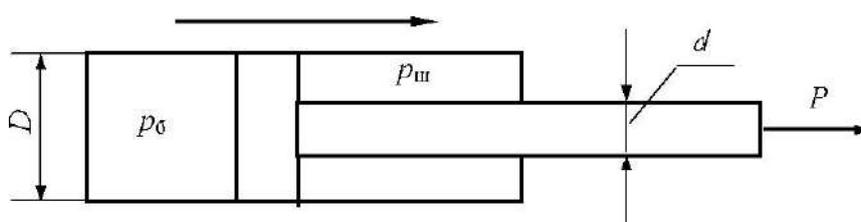
Определить: 1) подачу насоса Q_n ; 2) скорость движения штока при рабочем $v_{рх}$ и холостом ходе (рабочий ход соответствует выходу штока из цилиндра); 3) давление насоса при рабочем ходе поршня $p_{нр}$; 4) давление насоса при холостом ходе поршня $p_{нх}$ (при холостом ходе считать $p=0$); 5) КПД гидропривода при рабочем ходе η_p (КПД насоса принять равным 0,8).

Заданный параметр	Единицы измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	3	5	6	7	8	9
P	кН	12	25	30	50	40	35	25	12	50	50
F	кН	1	2,5	3	5	4	3,5	2,5	1,2	5	4
i	1/с	0,08	0,07	0,03	0,11	0,11	0,1	0,15	0,15	0,14	0,2
Δp_p	МПа	0,1	0,1	0,2	0,2	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Δp_f	МПа	0,1	0,1	0,15	0,1	0,1	0,15	0,1	0,1	0,1	0,1

Задание 12

Диаметр гидравлического цилиндра D , диаметр штока d . При рабочем ходе штока давление в бесштоковой полости цилиндра p_6 , а в штоковой полости $p_ш = 0,5$ МПа. Уплотнение штока и поршня выполнено шевронными резиновыми манжетами (ширина уплотнения штока $b_n = 15$ мм, ширина уплотнения поршня $b_n = 30$ мм). Схема гидравлического цилиндра представлена на рисунке 12 [30].

Рабочий ход



Требуется определить: 1) силу трения в уплотнениях поршня F и штока при рабочем ходе; 2) усилие на штоке P ; 3) КПД гидроцилиндра при рабочем ходе (рабочий ход соответствует выходу штока из цилиндра).

Заданный параметр	Единицы измерения	Номер варианта									
		0	1	2	3	3	5	6	7	8	9
D	мм	25	32	36	40	45	50	50	80	100	100
d	мм	12	16	18	20	22	25	32	40	50	60
p_6	МПа	16	14	12	10	12	14	16	14	12	10

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

Лабораторная работа 1 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ДИНАМИЧЕСКОГО (ЦЕНТРОБЕЖНОГО) НАСОСА

Цель работы: изучение конструкции динамических нагнетателей.

Основные сведения

Насосами называются гидравлические машины, в которых механическая энергия приводного двигателя преобразуется в энергию перемещаемой жидкости.

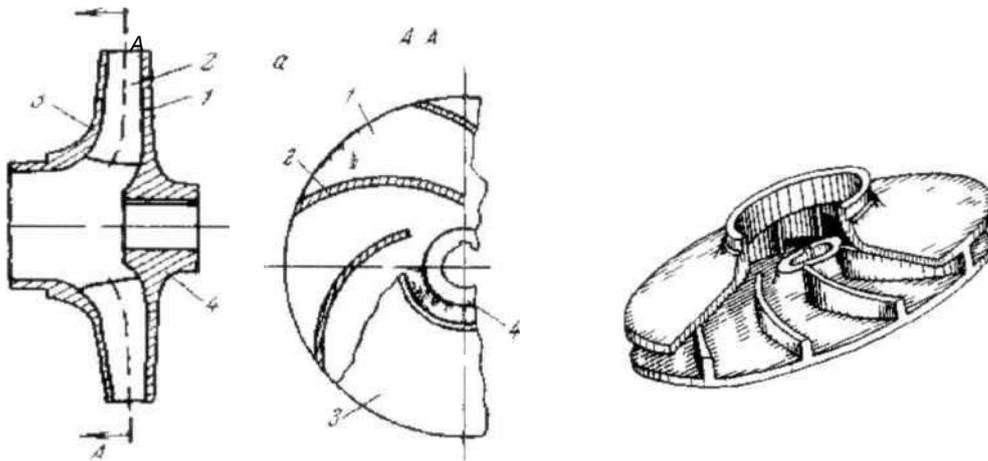
Нагнетатели делятся на объемные и лопастные. Центробежные нагнетатели, наряду с вихревыми и осевыми, принадлежат к лопастным насосам, общим признаком которых является способ преобразования энергии двигателя перемещаемой жидкости. Если в объемных насосах жидкости сообщается энергия давления непосредственно рабочим органом (вытеснителем) путем сжатия ее и вытеснения из рабочего объема, то в лопастных насосах рабочий орган (рабочее колесо) сообщает жидкости кинетическую энергию, превращаемую затем в специальных устройствах (например, спиральных камерах) в энергию давления.

Центробежные насосы. Основным рабочим элементом центробежного насоса является **рабочее колесо**. Существует несколько конструкций рабочих колес. На рисунке 1.1 показан разрез и общий вид закрытого рабочего колеса с односторонним входом [9].

Оно состоит из заднего (внутреннего) диска 1, который к центру переходит в ступицу 4 для закрепления колеса к валу, и переднего (внешнего) диска 3. Между дисками размещены лопатки 2, которые могут иметь цилиндрическую либо пространственную форму.

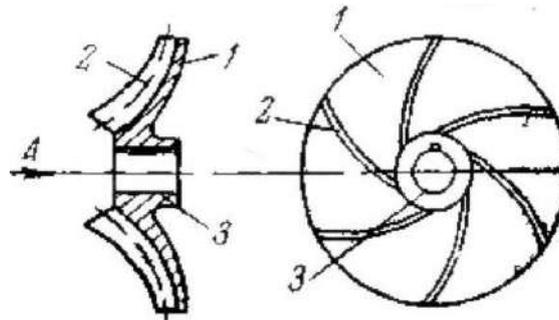
Для небольших насосов иногда рабочие колеса выполняются открытого типа (рисунок 1.2). Отличительной особенностью их является отсутствие переднего диска, при этом колесо с малым зазором сопрягается с передней крышкой насоса. Такие насосы имеют пониженный КПД ввиду увеличенных гидравлических потерь [9].

На рисунке 1.3 показаны разрез и общий вид (б) и разрез (а) рабочего колеса с двусторонним входом [9].



a – разрез; *б* – общий вид

Рисунок 1.1. – Рабочее колесо центробежного насоса закрытого типа с односторонним входом



1 – задний диск; 2 – лопатка; 3 – ступица

Рисунок 1.2. – Рабочее колесо центробежного насоса открытого типа

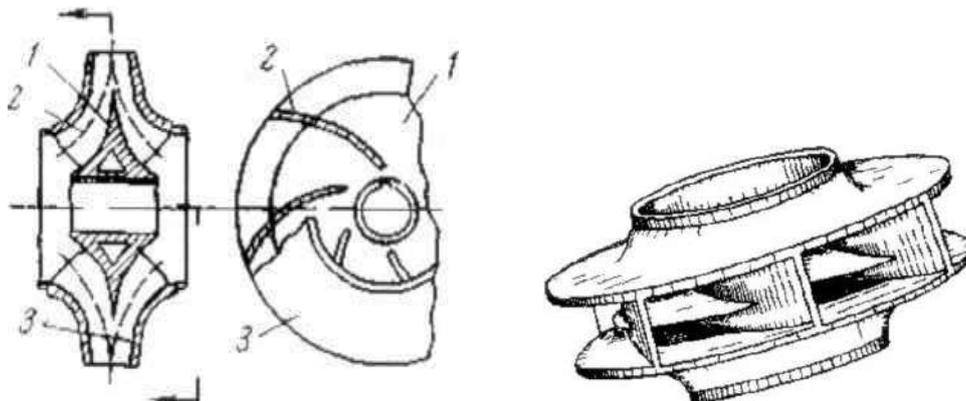
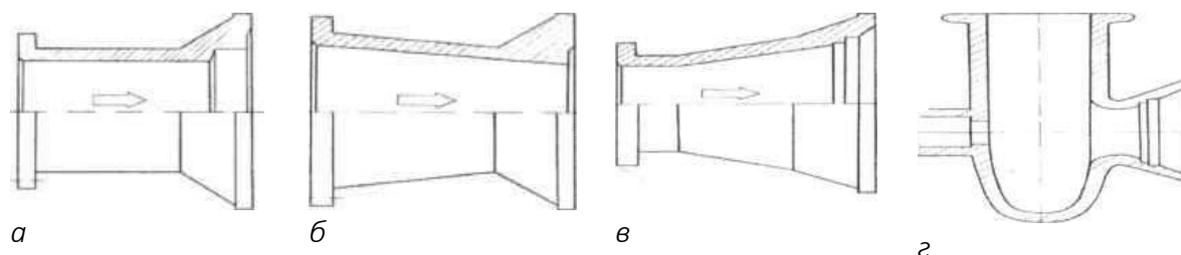


Рисунок 1.3. – Рабочее колесо с двусторонним подводом жидкости

Подвод (подводящее устройство) устанавливается на всасывающей стороне насоса. Он обеспечивает вход жидкой среды во всасывающую полость рабочего колеса с наименьшими гидравлическими потерями. У центробежных насосов вводы бывают осевые (рисунок 1.4, *а, б, в*), боковые (рисунок 1.4, *г*) и полуспиральные. Осевые вводы могут быть цилиндрическими (рисунок 1.4, *а*), коническими сходящимися (конфузорными) (рисунок 1.4, *б*) и коническими расходящимися, т.е. диффузорными (рисунок 1.4, *в*). Осевой ввод выполняют в виде патрубка, отлитого за одно целое с передней крышкой насоса. Наименьшие гидравлические потери обеспечивает осевой ввод, однако он увеличивает габариты насоса в осевом направлении и поэтому используется у насосов небольших размеров. Боковой подвод (рисунок 1.4, *г*) конструктивно более компактен, но обладает наибольшими гидравлическими потерями, чаще он используется для многоступенчатых насосов [9].



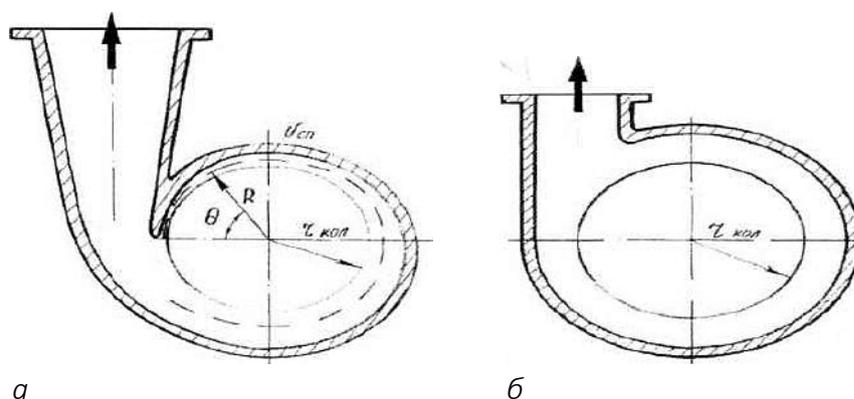
а – цилиндрического типа; *б* – конического сходящегося (конфузорного) типа;
в – конического расходящегося (диффузорного) типа; *г* – подвода бокового типа *U*

Рисунок 1.4. – Конструктивная схема подвода:

Отводы предназначены для отвода жидкой среды, отбрасываемой рабочим колесом в напорный трубопровод. Конструктивно отводы центробежных насосов обычно объединены с корпусом и выполняются в виде спирального или кольцевого канала, а также в виде направляющего аппарата (рисунок 1.5) [9].

У спирального отвода (рисунок 1.5, *а*) площадь поперечного сечения канала, расположенного по окружности рабочего колеса, возрастает по мере приближения к патрубку напорного трубопровода (пропорционально количеству жидкости). Каналы могут иметь различные сечения. Преобразование динамического напора в статический происходит в диффузоре отвода. Спиральные отводы обладают наименьшим гидравлическим сопротивлением и используются достаточно часто (особенно для чистых сред). Насосы, предназначенные для перекачивания жидких сред с механическими включениями, оборудуются отводами кольцевого типа с постоянной площадью поперечного

сечения (рисунок 1.5, б). У некоторых насосов отвод жидкой среды от рабочего колеса осуществляется с помощью неподвижного направляющего аппарата [9].



а – спиральный; б – кольцевого типа

Рисунок 1.5. – Отводы

Вал насоса предназначен для передачи крутящего момента от двигателя к рабочему колесу [9].

Уплотнения применяются для предотвращения утечек через зазоры при сопряжении вращающихся деталей и неподвижных частей корпуса.

Наибольшее распространение в качестве уплотнений центробежных насосов получили **сальники** (рисунок 1.6), а самым распространенным типом сальника в насосах, устанавливаемых на химических заводах, является сальник с плетеной набивкой и кольцом гидравлического уплотнения, через которое в сальник вводится вода, масло, нерастворимое в перекачиваемой среде, или другая жидкость. Основное назначение сальника – уплотнять вал в месте прохода его через корпус насоса, т.е. не допускать просачивания большого количества жидкости из насоса по валу наружу или проникновения наружного воздуха в корпус [9].

Помимо этого, сальник выполняет функции подшипника, в котором вращается вал, и воспринимает вес рабочего колеса и части вала, а также вибрационные усилия, возникающие от движения жидкости и неполной уравновешенности вала и колеса [9].

Для нормальной работы сальника необходимо, чтобы он не нагревался, был чистым и смазанным. При правильно набитом и затянутом сальнике утечка жидкости через него наружу не должна превышать 30–40 капель в 1 мин. Попытки полностью ликвидировать утечку приводят к тому, что сальниковая набивка и вал начинают нагреваться, смазка из набивки выплавляется и вытекает, в результате чего утечка, временно приостановленная такой затяжкой, вскоре возникает вновь в увеличенном размере и сальник приходится

перенабивать. Вал также сильно страдает от нагрева и истирания, особенно если в перекачиваемой жидкости содержатся взвешенные частицы, проникающие в набивку [9].

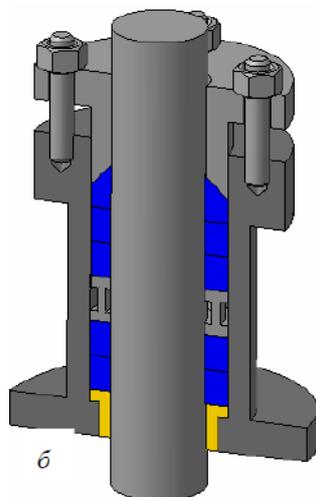
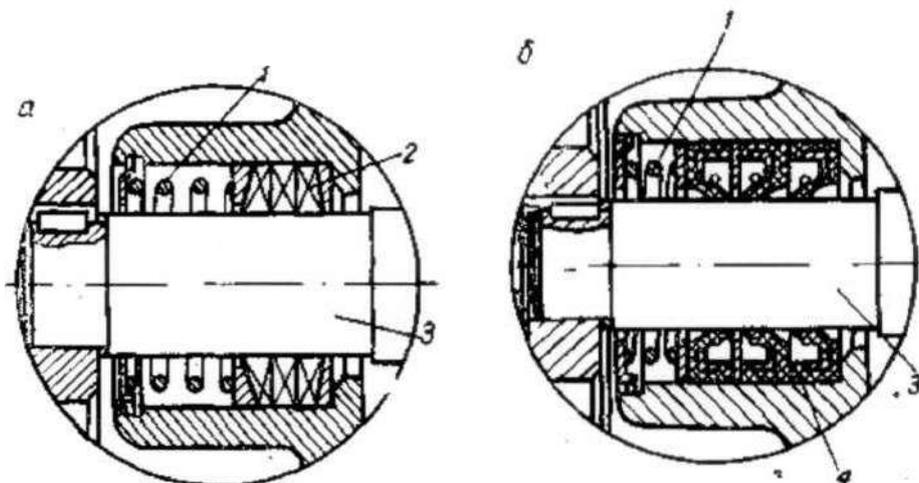


Рисунок 1.6. – Сальниковое уплотнение

Через отверстие, просверленное в корпусе насоса, к кольцу гидравлического уплотнения обычно подводится водопроводная вода, смазка или другая жидкость под давлением, превышающим давление перекачиваемой среды в корпусе насоса около сальника не менее чем на 0,25–0,3 атм. В большинстве случаев для этих целей применяют воду. При хорошо набитом сальнике примесь ее к перекачиваемой жидкости настолько мала, что в подавляющем большинстве случаев она не влияет на свойства перекачиваемой жидкости. Когда подмешивание воды к перекачиваемой среде недопустимо, воду заменяют другой приемлемой для данного случая жидкостью или подают в сальник смазку под давлением. Затворная жидкость препятствует проникновению перекачиваемой среды не только наружу (что очень важно при взрывоопасных, агрессивных и имеющих сильный запах средах), но и внутрь набивки. Это особенно необходимо при перекачке жидкостей, содержащих абразивные примеси, т.к. в этом случае не допускается отложение их в набивке сальника (присутствие абразивных частиц в набивке привело бы к быстрому истиранию вала) [9].

Как правило, подтягивание сальника осуществляется путем периодического заворачивания гаек у шпилек нажимной буквы. Однако легко перетянуть сальник или, наоборот, недоуплотнить его. Во избежание этого для уплотнения набивки вместо шпилек нередко применяют пружины (рисунок 1.7, а). Мягкая набивка, заключенная между двумя металлическими кольцами,

сдавливается пружиной, фиксируемой с помощью запорного кольца. Набивка в течение длительного периода работы испытывает почти постоянную нагрузку. Материалом для мягкой набивки могут служить: прографиченный и прорезиненный асбестовый шнур, пенька или бумажная пряжа, пропитанная салом, резиновые и фторопластовые кольца или жгуты [9].



а – мягкой набивкой с помощью пружины; *б* – манжетами;
1 – пружина; 2 – набивка; 3 – вал; 4 – манжета

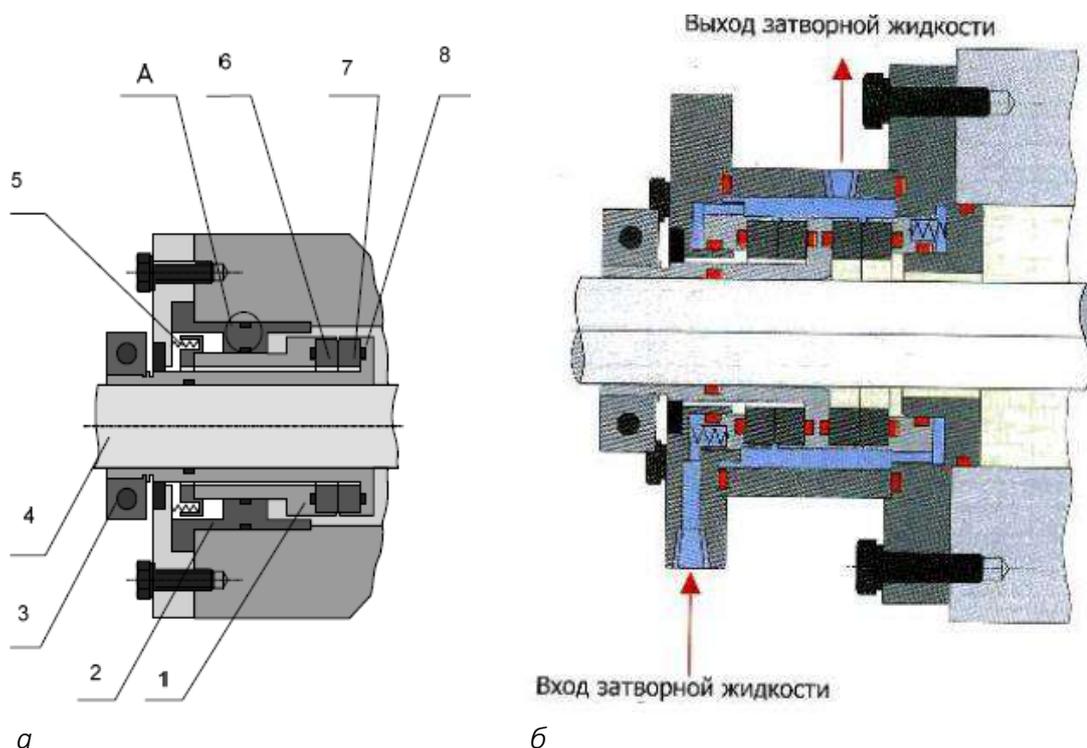
Рисунок 1.7. – Сальниковое уплотнения вала
центробежного насоса

В последнее время все чаще вместо сальникового уплотнения с мягкой набивкой начинают применять манжетные уплотнения (рисунок 1.7, б) и торцевые уплотнения (рисунок 1.8). В цилиндрической полости, окружающей вал, устанавливают последовательно две манжеты из маслостойкой резины, стальное прокладочное кольцо, еще одну манжету, второе кольцо, пружину и запорное кольцо. Внутри каждой манжеты имеется пружинное кольцо и кольцо жесткости [9].

Гораздо лучшей герметизирующей способностью обладают более сложные торцевые уплотнения. Они в несколько раз дороже сальниковых, но сумма затрат на 5 лет эксплуатации оказывается меньше.

К основным достоинствам торцевых уплотнений относят:

- возможность работы при больших вибрациях вала;
- большую долговечность;
- отсутствие необходимости в постоянном контроле за состоянием утечек;
- возможность применения для более широкого диапазона давлений и окружных скоростей вала.



a – одинарное торцевое; *б* – двойное торцевое

Рисунок 1.8. –Торцевые уплотнения

Могут работать в средах с рабочим давлением до 20 МПа при температуре 400 °С со скоростью вращения 11 000 об/мин. На рисунке 1.8 представлен разрез одинарного торцевого уплотнения. Втулка 8, вращающаяся вместе с валом, имеет со стороны, находящейся снаружи, несколько продольных разрезов. Это позволяет закреплять ее на валу при помощи разрезной гайки 3. Во втулку 8 клеивается или запрессовывается вращающееся кольцо 7. Неподвижное кольцо 6 крепится аналогичным образом в неподвижной втулке 1. Сжатие колец обеспечивается пружинами 5 или в некоторых конструкциях насосов сифоном. Неподвижная втулка 2 служит для установки некоторых вспомогательных уплотнений (резиновые кольца).

Поверхности трения подвергаются шлифовке, притирке и имеют высокую чистоту обработки. Неровности более 1 мкм нарушают нормальную работу торцевого уплотнения.

В наиболее ответственных случаях используют двойные торцевые уплотнения, имеющие две пары колец (рисунок 1.8, б) и по сути представляют два соединенных последовательно одинарных уплотнения (тандем).

Материалы, применяемые для пар трения, подразделяются на следующие группы:

- металлические материалы;
- материалы на основе углерода;
- высокотвердые керамические и металлокерамические материалы;
- материалы на основе полимеров.

Большое распространение получили пары трения, в которых одно кольцо изготовлено из стали, чугуна или керамики, другое – из углеграфитовых материалов, бронзы и пластмассы.

Подшипники делятся на подшипники качения и скольжения.

Тип подшипника выбирается в зависимости от частоты оборотов рабочего колеса при $n > 500$ об/мин – подшипники качения; $n < 500$ об/мин – подшипники скольжения.

Для уменьшения трения и предотвращения разрушения подшипники качения смазывают (солидол, технический вазелин, автол, турбинное масло и др.).

Подшипники скольжения с баббитовыми вкладышами смазывают жидким маслом, с резиновыми вкладышами – водой (очищенной без примеси песка или других абразивных включений).

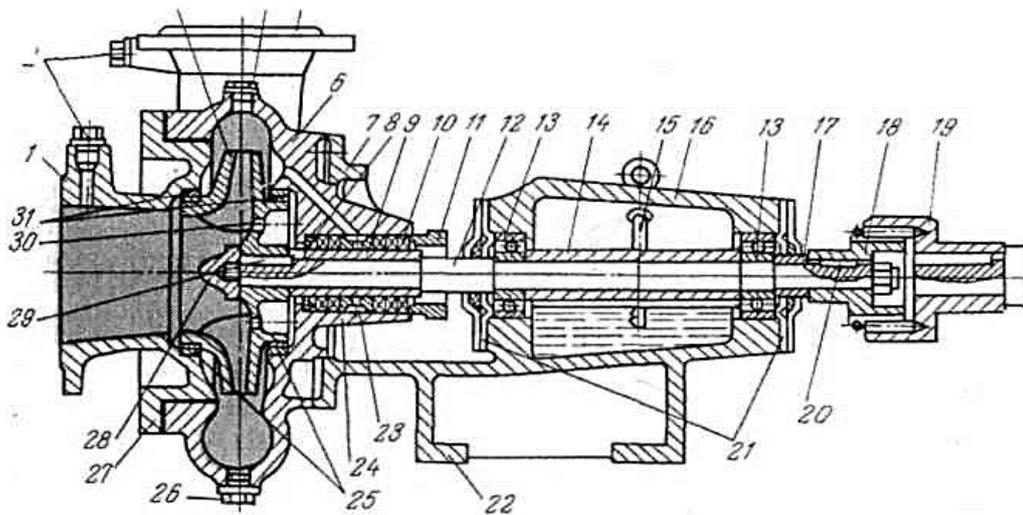
Конструкция и принцип действия горизонтального консольного насоса

Горизонтальные центробежные насосы составляют наиболее обширную группу лопастных динамических насосов, используемых во всех отраслях народного хозяйства. Конструктивное исполнение их достаточно разнообразно [3].

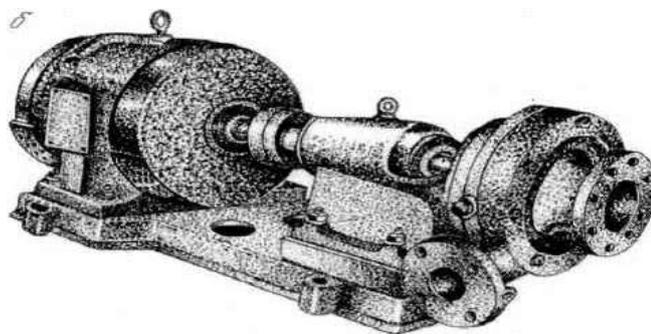
На рисунке 1.9 показан одноступенчатый центробежный консольный насос типа К.

Рабочее колесо с односторонним входом с помощью цилиндрической шпонки и накидной гайки закреплено на валу, на противоположном конце которого закреплена полумуфта. Вал вращается на двух опорах, которыми служат шариковые подшипники, установленные в корпусе. Для смазки подшипников в корпусе имеется масляная ванна. Рабочее колесо размещается в корпусе насоса, который представляет собой чугунный спиральный отвод [3].

С торцевой стороны корпус закрывается съемной крышкой, выполненной за одно целое со всасывающим патрубком. Напорный патрубок у всех насосов типа К в зависимости от условий монтажа может быть повернут на 90, 180 и 270°. Вал насоса, защищенный от износа втулкой, проходит через сальник, корпус которого отливается совместно с корпусом насоса [3].



а



а — разрез; б - общий вид;

1 — ввод (всасывающий патрубок); 2 — пробки отверстия для подключения приборов, измеряющих давление; 3 — рабочее колесо; 4 — пробка отверстия для подключения вакуум-насоса; 5 — напорный патрубок; 6 — корпус (спиральный отвод); 7 — кронштейн; 8 — грундбукса; 9 — защитная втулка; 10 — набивка сальника; 11 — крышка сальника; 12 — вал; 13 — шариковый подшипник; 14 — распорная втулка; 15 — щуп; 16 — корпус подшипников с масляной ванной; 17 — распорная втулка; 18 и 19 — полумуфты; 20 — шпонка; 21 — крышка подшипника; 22 — станина; 23 - кольцо гидроуплотнения; 24 — корпус сальника; 25 — защитные кольца; 26 — пробка; 27 — крышка; 28 — накидная гайка; 29 — шпонка; 30 — разгрузочные отверстия; 31 — уплотняющие кольца

Рисунок 1.9. – Горизонтальный центробежный насос
(тип К)

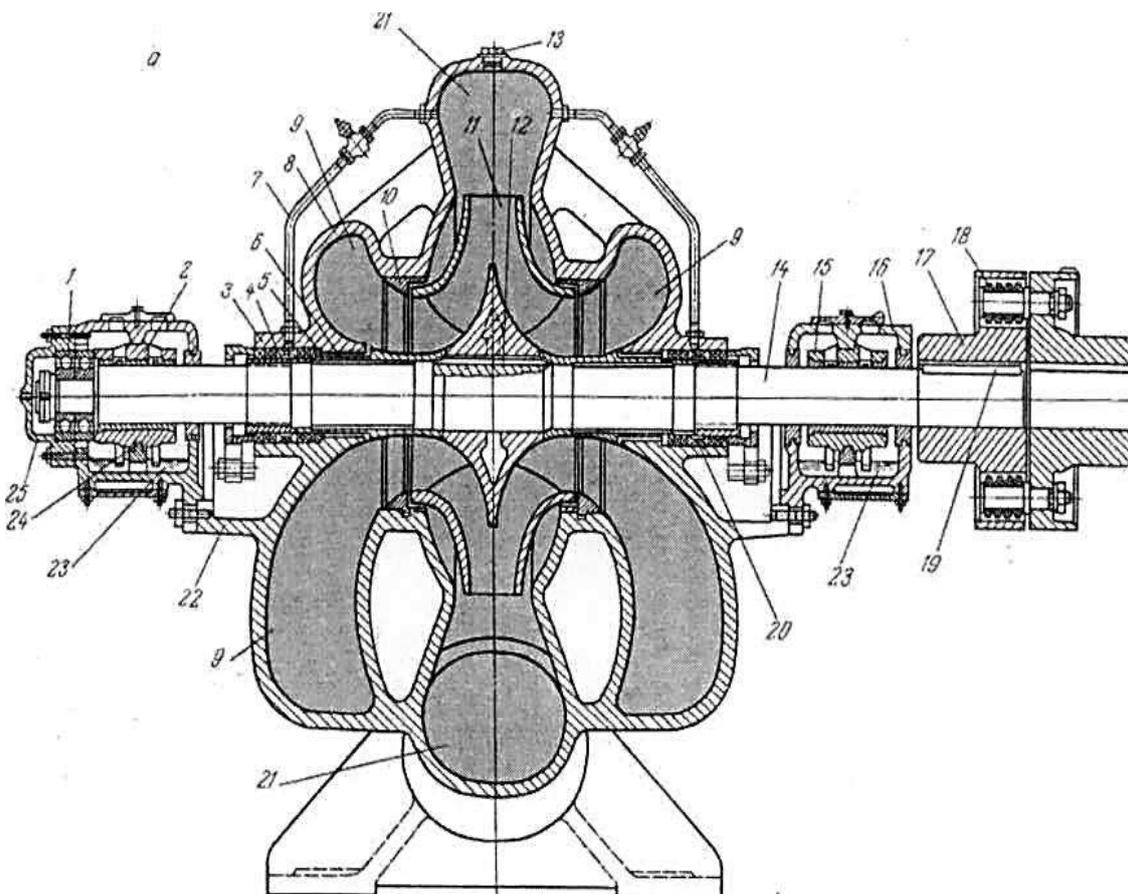
Для уравнивания осевой силы давления на рабочем колесе сделано двустороннее уплотнение и разгрузочные отверстия. Для заполнения корпуса насоса жидкой средой перед запуском в верхней его части предусмотрено отверстие. Через сливное отверстие, закрытое пробкой, производится опорожнение корпуса насоса. Сальник насоса обеспечен гидравлическим уплотнением воды и других чистых жидких сред с температурой до 100 °С в количестве от 200 до 12 500 м³/ч при напоре от 12 до 137 м [3].

В соответствии с ГОСТ 10272-73 они маркируются $D Q-H$, где D — двусторонний вход; Q — подача, м³/ч; H — напор, м, при максимальном КПД.

По некоторым ГОСТам эти насосы подразделялись на три группы: *НДв* – высоконапорные; *НДс* – средненапорные; *НДн* – низконапорные и имели маркировку *аНД-п_с*, где *а* – диаметр входного патрубка; *Н* – насос; *Д* – двусторонний (с припиской индекса *в, с, н*); *п_с* – коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз [3].

Центробежный насос с двусторонним подводом жидкости к рабочему колесу

Горизонтальный центробежный насос с двусторонним входом типа Д показан на рисунке 1.10.



1 – радиально-упорный шариковый подшипник; 2 и 15 – радиальные подшипники скольжения; 3 – корпус сальника; 4 – гайка специальная; 5 – грядбукса; 6 – защитно-упорная втулка; 7 – трубка гидравлического уплотнения; 8 – крышка корпуса насоса; 9 – полуспиральный подвод; 10 – защитно-уплотняющее кольцо; 11 – рабочее колесо; 12 – шпонка; 13 – пробка отверстия для подключения вакуум-насоса; 14 – вал; 16 – корпус подшипника; 17 – полумуфта; 18 – резиновые втулки; 19 – шпонка; 20 – кольцо гидроуплотнения; 21 – спиральный отвод; 22 – кронштейн; 23 – масляная ванна; 24 – подвижное кольцо; 25 – крышка подшипника

Рисунок 1.10. – Разрез центробежного насоса с двусторонним подводом жидкости к рабочему колесу

Рабочее колесо закреплено на стальном валу с помощью цилиндрической шпонки и защитно-упорных втулок. Вал вращается в двух подшипниках скольжения с кольцевой смазкой. Случайные осевые силы давления воспринимаются радиально-осевым шариковым подшипником. Корпус насоса имеет горизонтальный разъем по оси вала, что значительно облегчает разборку насоса. Все корпусные детали и рабочее колесо выполнены из чугуна. Насосы типа Д предназначены для подачи углеграфитовых материалов, бронзы или пластмассы. В некоторых случаях применяют одинаковые материалы для обоих колец: силицированные углеграфиты и алюмокарбидокремниевый графит [3].

Вертикальные центробежные насосы

При проектировании наземных насосных станций различного назначения и при определенных условиях компоновка здания может получиться более целесообразной, если использовать насосы с вертикальным расположением вала; для оборудованности подземных источников систем водоснабжения используются только вертикальные насосы [3].

На рисунке 1.11 показан вертикальный центробежный насос типа В.

Конструкция всех основных деталей принципиально не отличается от аналогичных деталей консольного насоса горизонтального исполнения. Вес всех вращающихся деталей в этом случае воспринимается упорным подшипником (подпятником) электродвигателя, расположенного над насосом. Радиальной опорой вала 4 насоса служит подшипник 3 с лигнофолевым вкладышем и водяной смазкой. Вал насоса соединяется с валом 6 электродвигателя жесткими муфтами через ряд секций трансмиссионного вала 5, число которых зависит от расстояния между электродвигателем и насосом. Спиральный отвод (корпус) 2 имеет тавровые ребра и опирается на фундаментные плиты 1 опорными лапами 7 [3].

Насосы типа В (ГОСТ 19740-74) предназначены для подачи чистой воды от 3600 до 125 000 м³/ч при напоре 22,0–110 м с температурой до 35 °С [3].

Они маркируются $D_H B - Q_4 / H$, где D_H – диаметр напорного патрубка; B – вертикальный; Q_4 – подача, м³/ч; H – напор, м, при максимальном КПД.

Центробежные насосы не обладают самовсасывающей способностью, т.е. способностью при пуске засасывать жидкость без предварительного заполнения всасывающей линии трубопровода. Центробежный насос подвержен явлению кавитации – при недостатке жидкости происходит резкое падение давления во всасывающем патрубке, вследствие чего начинается мгновенное вскипание жидкости и на поверхности рабочего колеса образуются

пузырьки воздуха. При их схлопывании от поверхности отрываются частицы металла (эффект микровакуумного взрыва). Явление кавитации также возникает во время запуска центробежного насоса при закрытой задвижке на всасывающем трубопроводе.

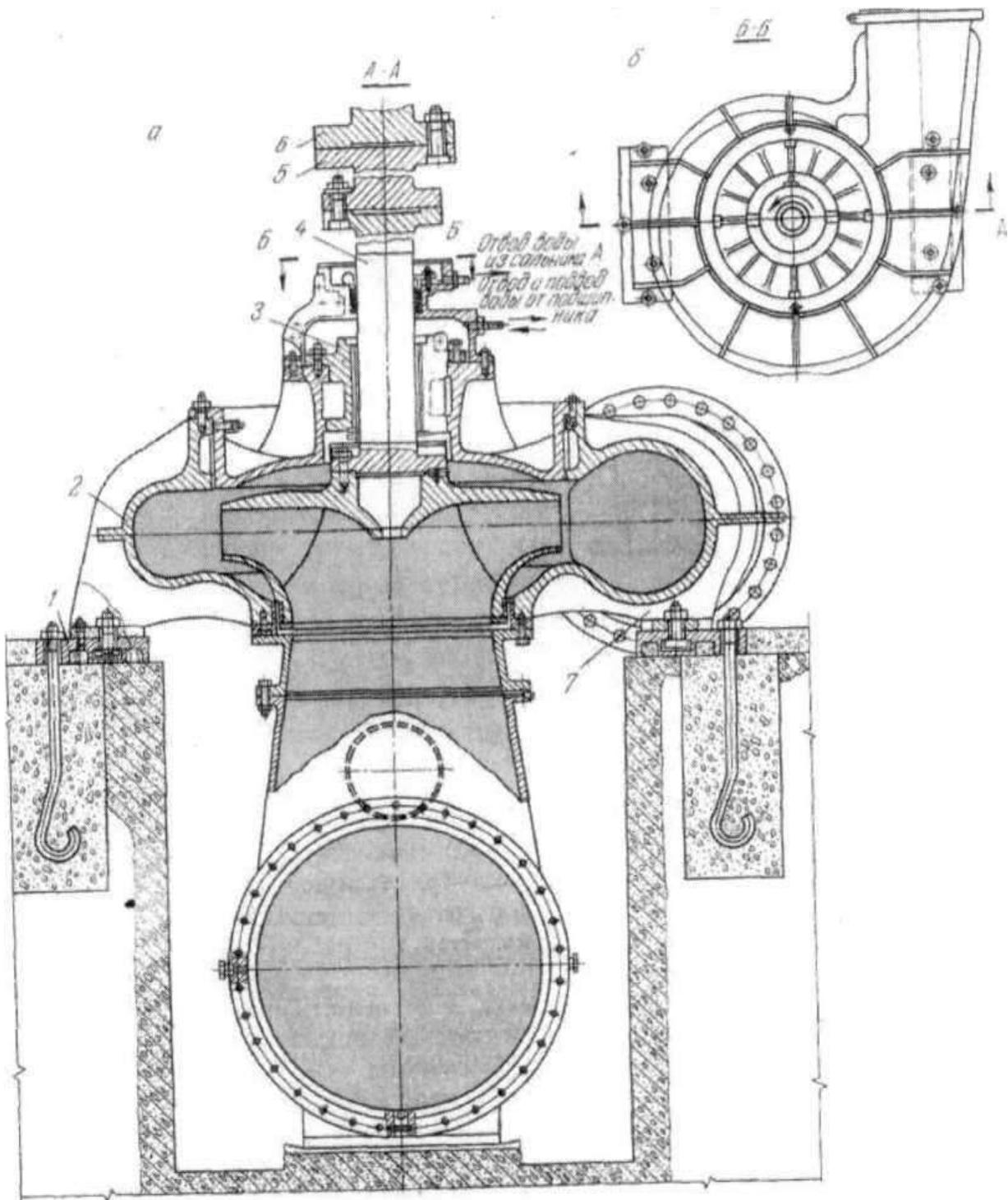


Рисунок 1.11. – Вертикальный центробежный насос (тип В)

Работа центробежного насоса характеризуется производительностью Q , напором H , полезной мощностью и КПД.

Производительностью или подачей насоса называется объем жидкости, подаваемой им в гидросистему в единицу времени, и обычно ее выражают в $\text{м}^3/\text{с}$ или $\text{м}^3/\text{ч}$.

Под напором насоса понимают удельную энергию E , приобретаемую единицей веса жидкости, проходящей через насос и израсходованную на преодоление статической (или геометрической) высоты подъема жидкости и сопротивлений движению жидкости во всасывающем и в напорном трубопроводах.

Напор измеряют высотой столба перекачиваемой жидкости [4].

Оформление отчета

Отчет должен содержать:

- 1) номер лабораторной работы, ее название;
- 2) цель работы;
- 3) схему центробежного насоса;
- 4) вывод о преимуществах/недостатках конструкций центробежного насоса.

Контрольные вопросы

1. Конструкция консольного горизонтального центробежного насоса.
2. Рабочие (конструкция) колеса центробежного насоса.
3. Подводы и отводы центробежного насоса.
4. Виды уплотнения валов.
5. Уплотнение рабочего колеса с корпусом (конструкция).
6. Принцип работы торцевого уплотнения.

Лабораторная работа 2 ИСПЫТАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Цель работы: построение напорной характеристики центробежного насоса с использованием испытательного стенда.

Основные сведения

Основными параметрами, характеризующими работу насосов, являются подача, давление, напор, мощность и КПД.

Подачей насоса называется объем жидкости, подаваемой им в гидросистему в единицу времени, и обычно ее выражают в м³/с или м³/ч [4].

Давление насоса определяется выражением

$$p = p_H - p_B + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2} \cdot \rho + (z_H - z_B) \rho g, \quad (2.1)$$

где p_H и p_B – давление на выходе из насоса и входе в него;

v_H и v_B – средние скорости жидкости на выходе из насоса и на входе в него;

$(z_H - z_B)$ – разность высот между местами измерения давлений на входе в насос и выходе из него;

g – ускорение свободного падения.

Напором насоса называют отношение давления насоса к плотности жидкости и ускорению свободного падения. После такого преобразования уравнение (2.1) примет вид:

$$H = (z_H - z_B) + \frac{p_H - p_B}{\rho g} + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2g}.$$

Полезная мощность насоса N_n – это мощность, сообщаемая нагнетателем подаваемой жидкости [4],

$$N_n = \frac{\rho g \cdot Q \cdot H}{1000}, \text{ кВт.}$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³;

Q – производительность насоса, м³/с;

H – напор, м.

КПД насоса можно определить по формуле [4]

$$\eta = \frac{N_n}{N},$$

где N_n – полезная мощность насоса;
 N – мощность потребляемая насосом.

На рисунке 2.1 представлена схема лабораторной установки для испытания центробежного насоса, основной частью которой является центробежный насос 1 марки 2К-6, соединенный всасывающим трубопроводом 20 ($d_H = 50$ мм) и нагнетательным трубопроводом 3 ($d_{tl} = 50$ мм) с баком 18. Вал насоса соединен при помощи муфты непосредственно с двигателем постоянного тока 5. На всасывающем трубопроводе установлены манометр 2 для определения давления всасывания P_v , задвижка 16 для отсоединения всасывающей линии от бака в момент заполнения ее и насоса водой (вода для заполнения всасывающей трубы подается из водопровода).

На нагнетательной линии установлены манометр 4 для определения давления нагнетания P_H диафрагмы 9, соединенной манометром 8 для определения расхода воды Q , и вентиль 7 для регулирования подачи насоса. На баке смонтирован указатель уровня 15, вентиль 21 для регулирования величины вакуума, контроль которого осуществляется с помощью образцового вакуумметра 6.



Рисунок 2.1. – Схема лабораторной установки

Графическую зависимость основных технических показателей насоса от подачи при постоянных значениях частоты вращения, вязкости и плотности жидкой среды на входе в насос называют **характеристикой насоса**. Установить теоретическим путем характера изменения этих величин с необ-

ходимой для практики точною достаточно сложно, т.к. многие факторы пока не поддаются точному определению. Необходимые зависимости получают опытным путем в результате испытаний насосов при постоянной частоте вращения и дросселировании потока на нагнетании.

При построении характеристики насоса подачу откладывают по оси абсцисс, а напор, потребляемую мощность $N_{ар}$ и КПД – на отдельных масштабных шкалах по оси ординат. Для построения характеристики $H-Q$ принимают полный напор, который иногда называют дифференциальным, или манометрическим [5].

Обычно кроме названных зависимостей на график наносят допустимый $\Delta h_{доп.}$ и критический $\Delta h_{кр}$ кавитационные запасы как функции подачи Q [5].

Характеристика дается заводом-изготовителем и является обязательной составной частью паспорта насоса, приводится в каталогах и прейскурантах. Характеристика центробежных насосов имеет большое практическое значение. Она позволяет подбирать насос для заданных условий, показывает возможные режимы его работы [5].

Нормальные испытания насоса в лабораторных условиях проводят на 10(16) режимах, начиная с максимальной подачи и кончая нулевой [5].

Порядок проведения работы для испытания центробежного насоса

1. Перед пуском насоса необходимо убедиться в наличии воды в баке 18 по указанию уровня 15.

2. Залить всасывающую трубу и насос водой, для чего открыть задвижку на всасывающем патрубке и затем включить насос с помощью пускателя.

3. При этом задвижка на всасывающем трубопроводе должна быть закрыта, в таком положении снять показания манометров на всасе 4 и на напорном трубопроводе 2, и в дифманометре 8 при таком режиме производительность равна 0.

4. Затем у открыть задвижку на всасывающем трубопроводе и установить минимальный расход воды по дифманометру 8 и произвести отсчет показаний приборов.

5. Задвижкой на всасывающем трубопроводе установить следующий режим работы. Измерения производить до полного открытия задвижки.

6. Результаты измерений занести в таблицу.

№ п/п	Опытные значения			Расчетные значения				
	h , мм.вод.ст.	P_H , МПа	P_B , МПа	Q , м ³ /с	H , м	N , кВт	v_H , м/с	v_B , м/с

По окончании работы закрыть задвижку на всасывающем трубопроводе, отключить насос. По результатам измерений:

1. Определить Q - по графику (рисунок 2.2);

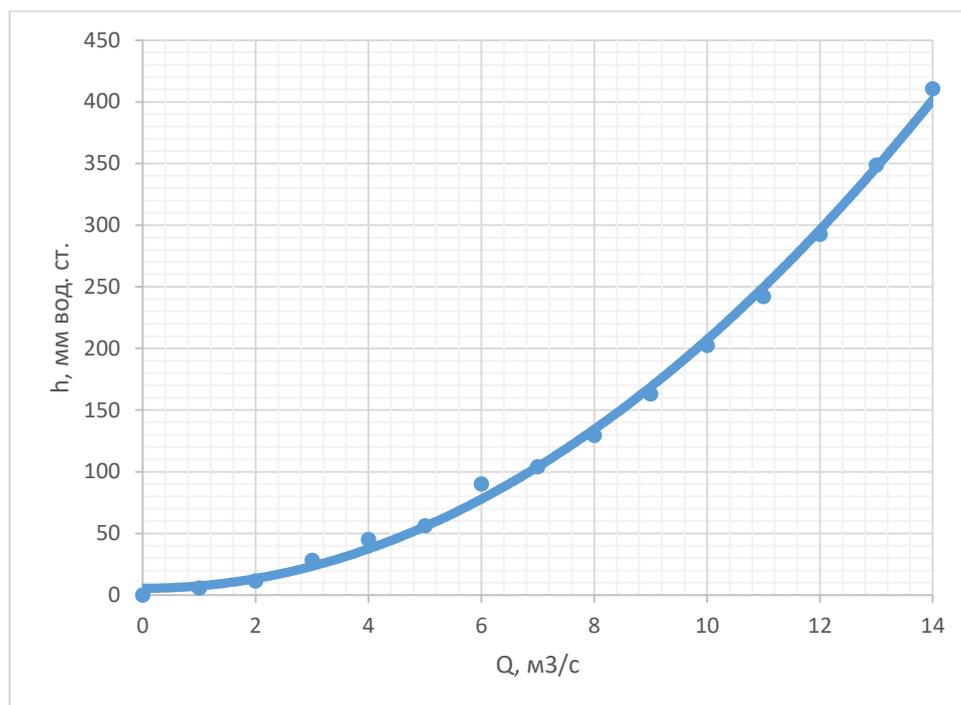


Рисунок 2.2. – Тарировочная кривая диафрагмы

Напор насоса по уравнению (2.1).

2. По полученным значениям параметров насоса построить его рабочую характеристику.
3. При составлении отчета обязательно привести пример расчета таблицы.
4. Сделать выводы о полученных результатах.

Оформление отчета

Отчет должен содержать:

- 1) номер лабораторной работы, ее название;
- 2) цель работы;
- 3) таблицу измерений.

Контрольные вопросы

1. Теоретические основы движения жидкости в центробежном насосе.
2. Дайте определение подачи.
3. Единица измерения расхода.
4. Дайте определение напора.
5. Единица измерения напора.
6. Дайте определение мощности.
7. Что такое КПД?
8. Что такое высота всасывания?

Лабораторная работа 3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕЙ ТОЧКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Цель работы:

- научиться определять режим работы насоса;
- построить совмещенную характеристику насоса при работе в системе.

Основные сведения

Работа насоса всегда рассматривается в связи с гидравлической характеристикой сети. Под «сетью» понимается трубопровод (или трубопроводы), на преодоление сопротивления в которых приходится затрачивать энергию (напор), создаваемую нагнетателем. Наиболее простой пример сети – трубопровод длиной L (рисунок 3.1) [5].

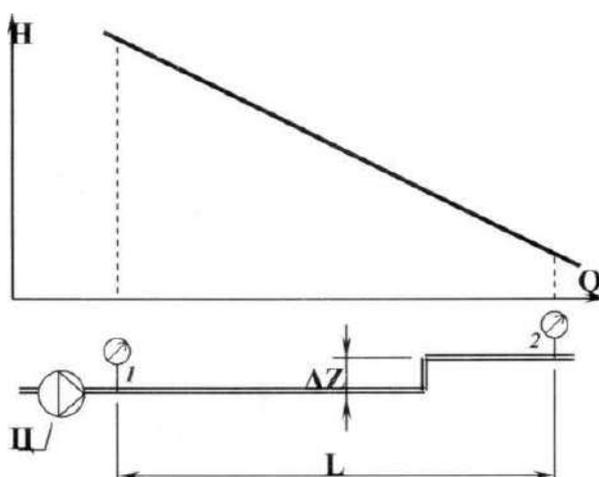


Рисунок 3.1. – Простейшая схема сети

Напор жидкости создается нагнетателем Ц. На преодоление сопротивления трубопровода потребуется энергия H (H – полная энергия). Ее можно вычислить по формуле (1)

$$H = \Delta Z + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}, \quad (1)$$

где p_1 – давление жидкости в точке 1, Па;
 p_2 – давление жидкости в точке 2, Па;
 ρ – плотность жидкости, кг/м³;
 g – ускорение свободного падения, м/с²;

U_1 – средняя скорость жидкости в точке 1, м/с;

U_2 – средняя скорость жидкости в точке 2, м/с;

ΔZ – изменение положения (уровня) жидкости, м.

Зная величину сопротивления трубопровода при различных расходах жидкости Q , можно построить гидравлическую характеристику сопротивления трубопровода (рисунок 3.2) в координатах $H-Q$.

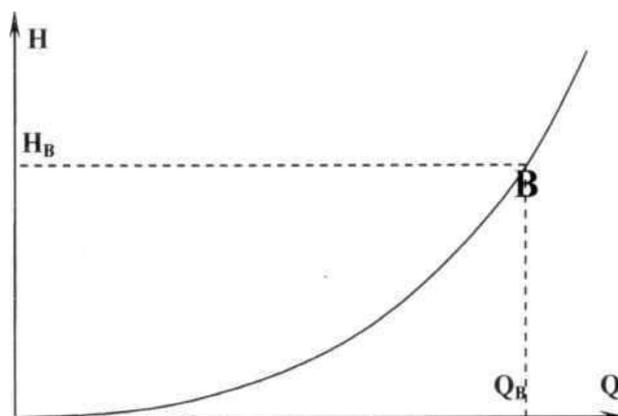


Рисунок 3.2. – Гидравлическая характеристика сети

Из рисунка видно, что для некоторого режима работы трубопровода с расходом Q_B приходится затрачивать напор H_B на преодоление сопротивления сети [5].

Режим работы насоса на данный трубопровод (сеть) определяется графическим путем построения в одних координатах характеристик насоса и трубопровода (сети). Точка пересечения этих характеристик является рабочей точкой насоса (рисунок 3.3).

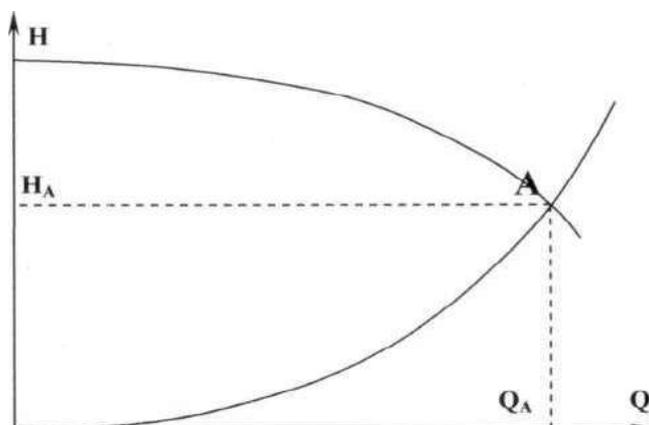


Рисунок 3.3. – Определение рабочей точки

Уравнение (1) имеет несколько частных случаев:

а) трубопровод горизонтален – начало и конец трубопровода имеют одинаковое высотное положение [5], $AZ = 0$. Тогда

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

б) диаметры трубопровода в начальной и конечной точке одинаковы, т.е. одинаковы и значения скоростей [4], $v_1 = v_2$. Тогда

$$H = \frac{p_1 - p_2}{\rho g}. \quad (3)$$

Для определения совместимости данного насоса и данного трубопровода целесообразно в этих же координатах построить характеристику КПД (рисунок 3.4) [4].

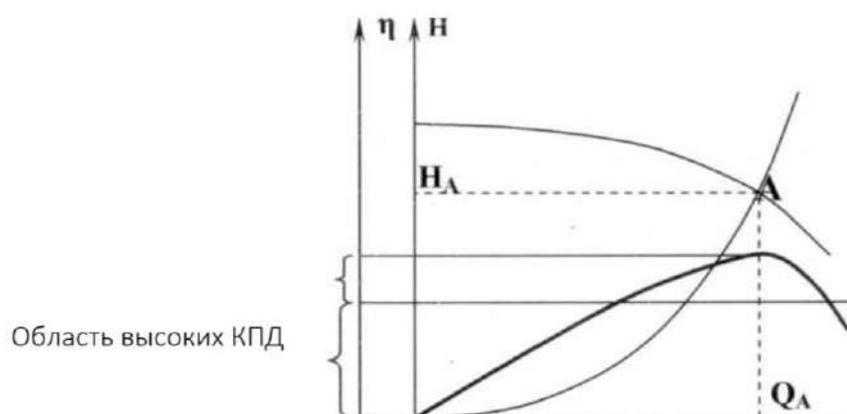


Рисунок 3.4. – Работа насоса в сети

Желательно, чтобы рабочая точка (по подаче) располагалась в области высоких КПД. Если рабочая точка лежит в области низких КПД, то следует подобрать насос с другими характеристиками. Деление кривой КПД на области носит условный характер, приемлемость работы насоса с таким КПД определяется экономическим расчетом.

Описание лабораторного стенда для снятия характеристики сети и определения рабочей точки центробежного насоса

Определение основных параметров насоса и сети при их совместной работе и построение рабочей (режимной) точки производится на лабораторном стенде (см. лабораторную работу 2, рисунок 2.1) [4; 5]. Схема установки представлена на рисунке 3.5.

Роль сети выполняет трубопровод ограниченный манометрами M_3 и M_6 .

В выполняемой работе жидкость подается через задвижку 16 во всасывающий патрубок центробежного насоса. Путем открытия задвижек по сети жидкость подается в сеть (на участке «сеть» все краны должны быть открыты). Задвижка 16 используется для изменения подачи в системе, которая определяется с помощью диафрагмы 9 и секундомера. По разности показаний манометров M_3 и M_6 определяются потери напора в сети [4].

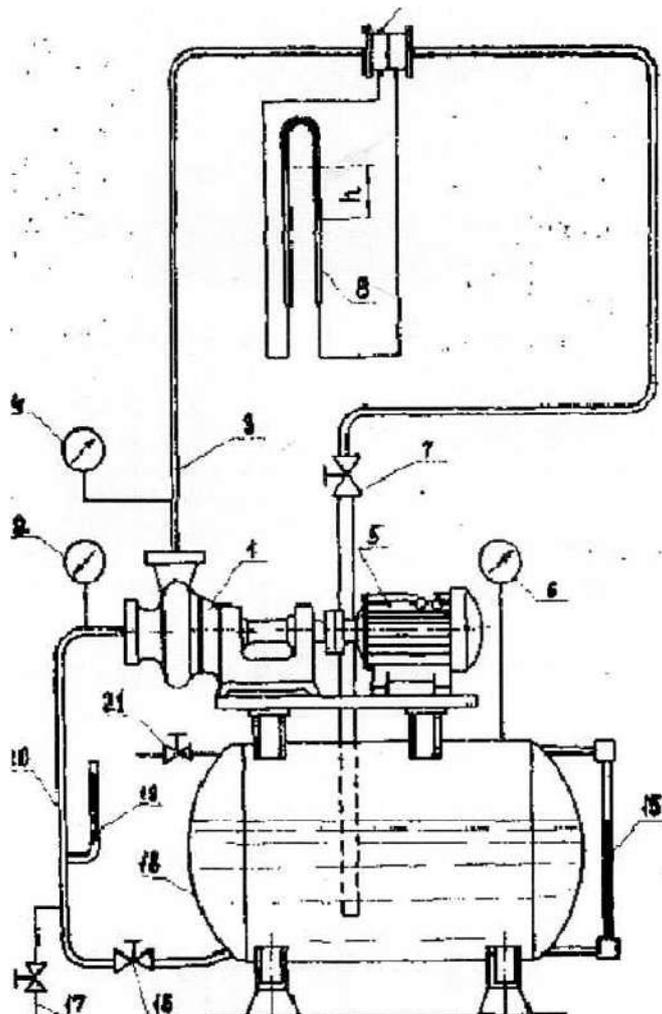


Рисунок 3.5. – Схема экспериментальной установки

Порядок проведения испытаний

1. Проверить достаточность уровня воды в баке.
2. Открыть задвижку 16. Закрыть задвижки по обводной линии и подать жидкость в сеть.

3. Нажатием кнопки «пуск» на приборном щите запустить насос.
4. Произвести замер показаний манометров M_3 и M_6 и показания манометров на диафрагме.
5. Изменяя степень закрытия задвижки 16 от максимальной подачи до 0, снять 4–5 показаний манометров на диафрагме и манометров M_3 и M_6 . Занести их показания в таблицу.

№ опыта	$P_{вх. сеть},$ МПа	$P_{вых. сети},$ МПа	$Q,$ м ³ /с	$H_{сети},$ м

6. Выключить насос. Перекрыть все вентили и краны.

Обработка полученных экспериментальных данных

1. Перевести показания манометров в паскали (систему СИ).
2. Определить потери напора на преодоление сопротивления сети по формуле

$$H = \Delta Z + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}.$$

3. Определить расход жидкости в сети Q (м³/с).
4. В координатах $H-Q$ построить график сети $H_{сети} = f(Q)$.
5. На полученные графики в одном и том же масштабе наложить полученные в ходе лабораторной работы 2 графики $H_H = f(Q)$.
6. С помощью графиков $H_{сети} = f(Q)$, $H_H = f(Q)$ определить рабочие параметры системы $H_A Q_A$.

Оформление отчета

Отчет должен содержать:

- 1) номер лабораторной работы, ее название;
- 2) цель работы;
- 3) основные расчетные формулы;
- 4) протокол испытаний - пример расчета параметров;
- 5) графики напорной ($Q-H_{насоса}$) характеристик центробежного насоса;
- 6) график характеристики сети ($Q-H_{сети}$);
- 7) выводы по полученным результатам.

Контрольные вопросы

1. Основные параметры работы центробежного насоса.
2. Характеристики центробежных насосов.
3. Коэффициент быстроходности.
4. Уравнение Бернулли имеет вид ...
5. Член уравнения Бернулли, обозначаемый буквой z , называется ...
6. Характеристика насосной установки. Рабочая точка.

Лабораторная работа 4

СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ РЕЖИМА РАБОТЫ НАГНЕТАТЕЛЕЙ.

ДРОССЕЛИРОВАНИЕ

Цель работы:

- изучение способов регулирования нагнетателей;
- построение совмещенной характеристики насоса и трубопровода при дросселировании.

Основные сведения

При совместной работе насоса и сети очень часто требуется создавать такие значения расхода и напора, которые не располагаются на характеристике выбранного насоса или существующего трубопровода.

Например, требуется обеспечить расход в сети $1 \text{ м}^3/\text{с}$ с напором 50 м (рисунок 4.1). Как видно на рисунке, данная точка не удовлетворяет ни характеристике насоса, ни характеристике сети. В таких случаях нужно изменить либо характеристику насоса, либо характеристику сети, либо обе характеристики [5].

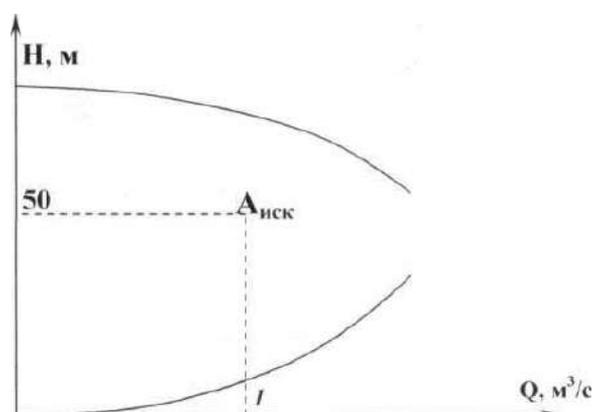


Рисунок 4.1. – Несовпадение искомой точки с характеристиками

Изменение характеристики насоса

Изменить характеристику насоса можно путем изменения наружного диаметра рабочего колеса (обточкой/заменой рабочих колес) либо изменением частоты вращения вала насоса.

Крупногабаритные насосы высокой производительности (такие, как нагнетатели нефтеперекачивающих станций), поступающая на производство

имеют в своем комплекте несколько запасных (дополнительных) рабочих колес с различным наружным диаметром [5].

Рабочее колесо с максимальным (номинальным) диаметром имеет наименьшие зазоры между корпусом насоса и рабочим колесом, вследствие чего способно создать больший напор и подачу для данного насоса (рисунок 4.2). Уменьшая диаметр рабочего колеса, можно добиться искомых значений напора. Наружный диаметр можно найти из уравнений [5]

$$\frac{Q}{Q'} = \left(\frac{D}{D'}\right)^3; \quad \frac{H}{H'} = \left(\frac{D}{D'}\right)^2; \quad \frac{N}{N'} = \left(\frac{D}{D'}\right)^3.$$

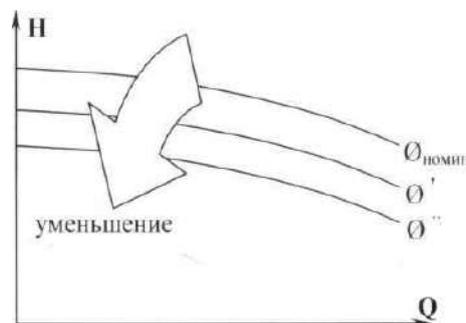


Рисунок 4.2. – Изменение диаметра/обточка колес

Изменение частоты вращения рабочего колеса также дает изменение характеристик насоса (рисунок 4.3).



Рисунок 4.3. – Изменение частоты вращения

С уменьшением частоты вращения вала уменьшаются напор и подача, развиваемые насосом. Перерасчет на требуемую частоту вращения можно осуществить по формулам [4]

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'}; \quad \frac{H}{H'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2; \quad \frac{N}{N'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2.$$

Итак, возвращаясь к задаче на рисунке 4.1, можно изменить характеристику насоса таким образом, что она пройдет через искомую точку $A_{иск}$ (рисунок 4.4) [4].

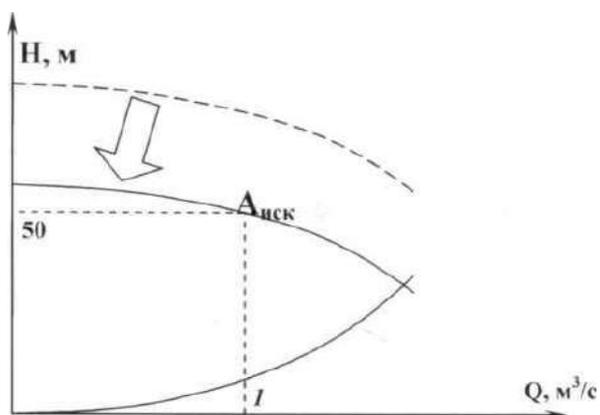


Рисунок 4.4. – Изменение характеристики насоса

Теперь насос дает требуемый напор, однако расход жидкости не удовлетворяет условиям задачи. Рассмотрим другой способ регулирования режима работы системы [4].

Изменение характеристики трубопровода

Характеристика трубопровода (сети) – семейство величин напора, при соответствующих значениях расхода Q показывающее энергию, необходимую для преодоления сопротивления рассматриваемого трубопровода. Изменив сопротивление, получим изменение характеристики сети. Изменить сопротивление можно изменением вязкости перекачиваемой жидкости (сменой температуры или использованием разжижающих присадок).

Снижение вязкости перекачиваемого продукта (рисунок 4.5) приводит к уменьшению сопротивления трения жидкости о стенки трубопровода и уменьшению трения между слоями жидкости.

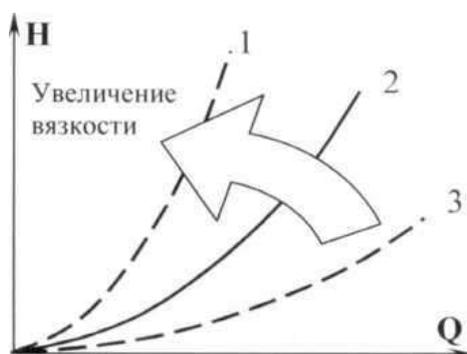


Рисунок 4.5. – Изменение вязкости

Следующим способом изменения характеристики сети является изменение геометрических характеристик трубопровода (рисунок 4.6). Увеличение диаметра, снижение длины трубопровода либо уменьшение шероховатости внутренних стенок ведут к уменьшению сопротивления трубопровода [5].

Данный способ возможно использовать лишь на этапе проектирования.

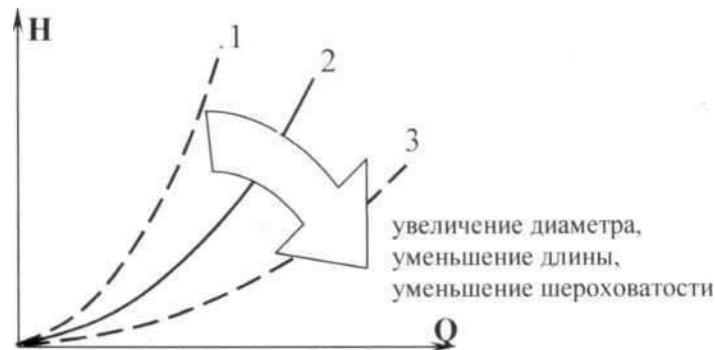


Рисунок 4.6. – Изменение геометрических характеристик

Изменить режим работы сети в процессе эксплуатации можно дросселированием либо байпасированием.

Дросселирование обычно производится сразу за нагнетателем, в напорном патрубке (рисунок 4.7). При этом можно получить любой режим работы (точки Б, В). В трубопроводе режим работы будет характеризоваться соответствующими точками К или М (в зависимости от степени прикрытия регулирующего вентиля/крана). Потери напора на вентиле при дросселировании: отрезки БК и ВМ.

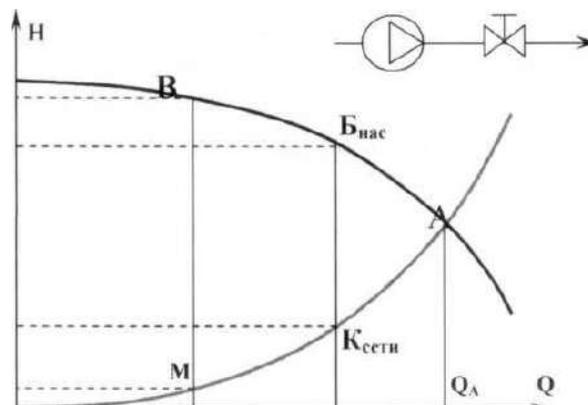


Рисунок 4.7. – Дросселирование

Байпасирование заключается в перепуске части жидкости по обводной линии (рисунок 4.8). Это приводит к снижению сопротивления перед насосом и режим его работы перемещается из точки А в точку В. При этом насос подает расход Q_B и создает напор H_B . Пересечение горизонтали, проходящей через точку В, с характеристикой сети определит режим работы трубопровода ($H_B; Q_B$) [4; 5].

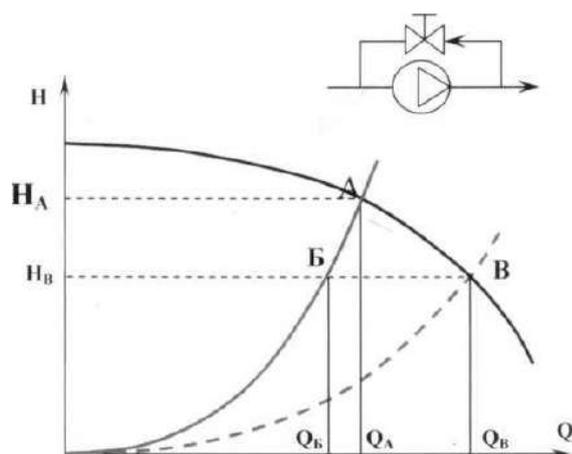


Рисунок 4.8. – Байпасирование

Количество жидкости, перепускаемой по обводной линии, определится как

$$\Delta Q = Q_B - Q_B.$$

Теперь в рассматриваемом выше примере можно любым из приведенных способов изменить характеристику сети (рисунок 4.9) и получить искомый режим работы данного насоса в системе с данным трубопроводом [4].

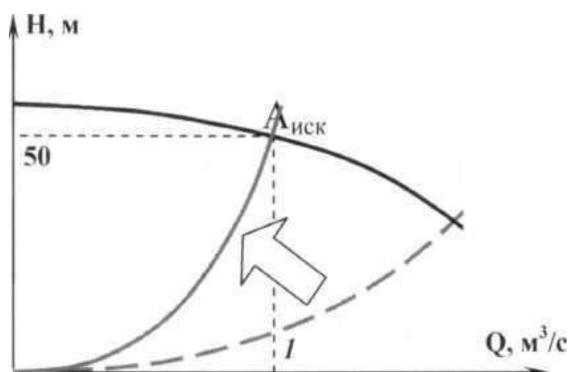


Рисунок 4.9. – Изменение характеристики сети.

Описание лабораторного стенда для снятия характеристики сети и определения рабочей точки насоса

На рисунке 4.10 представлена схема лабораторной установки для испытания центробежного насоса, основной частью которой является центробежный насос 1 марки 2К-6, соединенный всасывающим трубопроводом 20 ($d_B = 50$ мм) и нагнетательным трубопроводом 3 ($d_H = 50$ мм) с баком 18. Вал насоса соединен при помощи муфты непосредственно с двигателем постоянного тока 5.

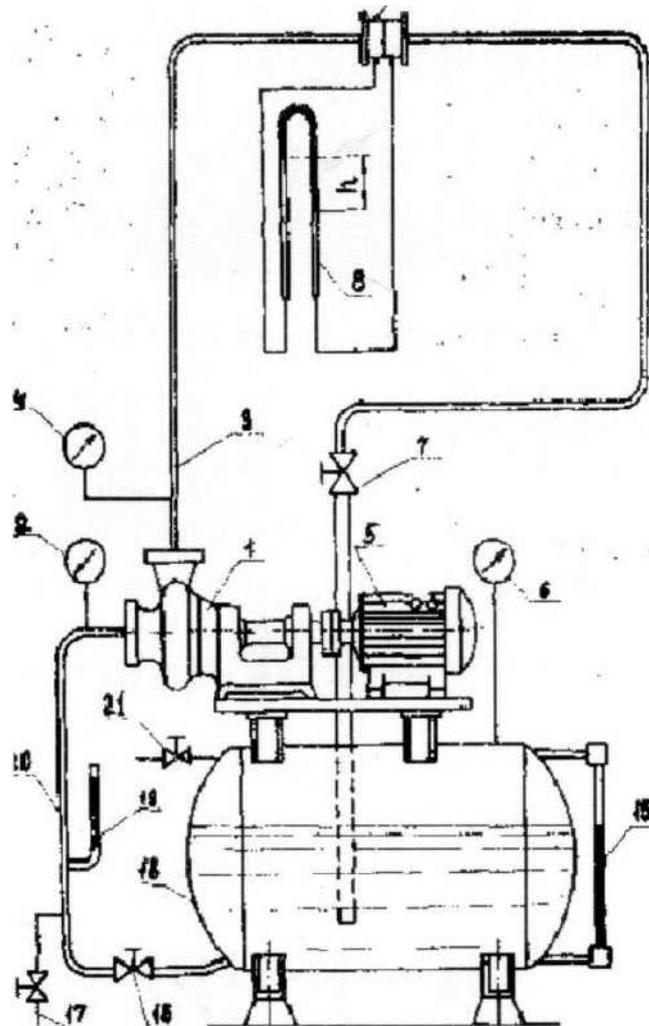


Рисунок 4.10. – Схема экспериментальной установки

На всасывающем трубопроводе установлены манометр 2 для определения давления всасывания P_B и задвижка 16 для отсоединения всасывающей линии от бака в момент заполнения ее и насоса водой (вода для заполнения всасывающей трубы подается из водопровода).

На нагнетательной линии установлены манометр 4 для определения давления нагнетания P_H диафрагмы 9, соединенной манометром 8 для опре-

деления расхода воды Q , и вентиль 7 для регулирования подачи насоса. На баке смонтированы указатель уровня 15 и вентиль 21 для регулирования величины вакуума, контроль которого осуществляется с помощью образцового вакуумметра 6.

Вентиль на напорном патрубке насоса используется для регулирования подачи в сети и изменения характеристики сети, т.е. дросселирования.

Порядок проведения испытаний

1. Проверить достаточность уровня воды в баке.
2. Залить насос водой и открыть запорную арматуру по трассе.
3. Нажатием кнопки «Пуск» на приборном щите запустить насос.
4. Частично прикрыть запорную арматуру на напорном патрубке, создав дросселирование в сети.
5. Произвести замер показаний манометров диафрагмы и манометров на выходе из насоса и манометра, расположенного на входе в бак.
6. Изменяя степень открытия запорной арматуры на напорном патрубке от максимального до 0, снимать показания манометров диафрагмы и манометров, указанных в пункте 5. Занести их показания в таблицу.

№ опыта	$P_{вх.сети},$ МПа	$P_{вых.сети},$ МПа	$P_{вх.диаф.},$ МПа	$P_{вых.диаф.},$ МН	$Q,$ м ³ /с	$H_{сети},$ М

7. После выполнения замеров всех точек привести систему в исходное состояние.
8. Частично открыть запорную арматуру, создав байпасирование насоса.
9. Определить значение давления на входе в сеть по показаниям манометров.
10. Выключить насос, перекрыть все краны и вентили.

Обработка полученных экспериментальных данных

1. Перевести показания манометров в паскали (систему СИ).
2. Определить потери напора на преодоление сопротивления сети по формуле

$$H = \Delta Z + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}.$$

3. На миллиметровой бумаге в координатах $H-Q$ построить графики сети при дросселировании $H_{сети др} = f(Q_A)$.

4. На полученные графики в одном и том же масштабе наложить график центробежного насоса $H_{нас} = f(Q)$, полученный при испытании нагнетателей в лабораторной работе 2, и график сети $H_{сети} = f(Q)$, полученный в лабораторной работе 3.

5. Определить напор и расход, теряемые при дросселировании. По формуле

$$N_n = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{1000\eta}, \text{ кВт},$$

определить мощность, теряемую при дросселировании.

6. Вычислить значение напора $H_{байп}$, подаваемого насосом в сеть при байпасировании, по формуле

$$H_{байп} = \frac{P_5}{\rho g}.$$

Оформление отчета

Отчет должен содержать:

- 1) номер лабораторной работы, ее название;
- 2) цель работы;
- 3) основные расчетные формулы;
- 4) протокол испытаний (пример расчета параметров);
- 5) график напорной ($H_{насоса}-Q$) характеристик центробежного насоса;
- 6) график характеристики сети ($H_{сети}-Q$), характеристики сети при дросселировании ($H_{сетиДр}-Q$);
- 7) сделать выводы о полученных результатах.

Контрольные вопросы

1. Способы регулирования режима работы центробежного насоса.
2. Что такое регулирования дросселированием?
3. Суть регулирования перепуском.
4. Что такое регулирование обточкой рабочего колеса?
5. Суть регулирования изменением частоты вращения вала.
6. Какие виды арматуры вы знаете?

Лабораторная работа 5 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ОБЪЕМНЫХ НАСОСОВ

Цель работы:

- изучение конструкций и принципа действия объемных гидромашин: шестеренных насосов, пластинчатых, радиально-поршневых, аксиально-поршневых;
- составление конструктивных схем машин и эскизов основных рабочих элементов.

Оборудование: насосы шестеренные, пластинчатые, радиально-поршневые, аксиально-поршневые.

Основные сведения

Насосы являются механизмами, служащими для преобразования механической энергии двигателя в механическую энергию состояния жидкости для приведения в действие тех или иных исполнительных органов оборудования.

Во время работы насоса жидкости сообщается приращение давления либо за счет скоростного напора (кинетической энергии), либо за счет статического напора.

В результате приращения давления происходит перемещение жидкости из полости большого давления в полость меньшего давления. В гидравлических системах оборудования применяются насосы, создающие приращение давления за счет статического напора. Такие насосы называются насосами объемного действия.

Основными элементами объемных гидромашин являются рабочая камера, подвижный элемент (вытеснитель) и распределитель. Рабочая камера – это пространство внутри машины, объем которого изменяется. Рабочая камера состоит из основного (полезного), изменяющегося во время работы, объема и неизменного (вредного), который обусловлен необходимыми конструктивными зазорами между камерой и подвижным элементом.

Подвижный элемент изменяет объем рабочей камеры, а распределитель попеременно сообщает ее с местами входа и выхода жидкости. По числу рабочих камер гидромашин распределяются на одно- и многокамерные, а по конструктивному исполнению подвижных элементов – на поршневые, шестеренные, пластинчатые, винтовые и др.

Если под действием внешних сил на подвижный элемент объем рабочей камеры увеличивается, то она заполняется жидкостью – происходит процесс всасывания; если же объем камеры уменьшается, то жидкость из нее вытесняется – происходит процесс нагнетания. Таков принцип действия всех объемных насосов.

Цикл работы насоса объемного действия состоит из следующих элементов:

- создание вакуума в рабочей камере путем увеличения ее объема;
- заполнение рабочей камеры жидкостью из бака через линию всасывания под влиянием атмосферного давления;
- вытеснение жидкости из рабочей камеры путем уменьшения ее объема в линию нагнетания.

Увеличение и уменьшение объема рабочей камеры насоса обеспечиваются движением нагнетающих частей. В период увеличения ее объема рабочая камера соединена с линией всасывания и разъединена с линией нагнетания. После заполнения жидкостью в период уменьшения ее объема рабочая камера соединена с линией нагнетания и разъединена с линией всасывания.

По конструкции рабочего органа объемные насосы разделяются на шестеренные, пластинчатые (лопастные) и роторно-поршневые. Роторно-поршневые насосы в свою очередь делятся на аксиальные и радиальные роторно-поршневые, а также поршневые эксцентриковые.

По принципу распределения потоков рабочей жидкости между всасывающей и напорной гидролиниями насосы разделяются на насосы с замыканием рабочих органов (шестеренные и пластинчатые), с радиальным распределением потоков через вал и втулку (радиальные роторно-поршневые), с торцовым распределением потоков плоским или сферическим распределителем (аксиальные роторно-поршневые) и клапанным распределением потоков (поршневые эксцентриковые).

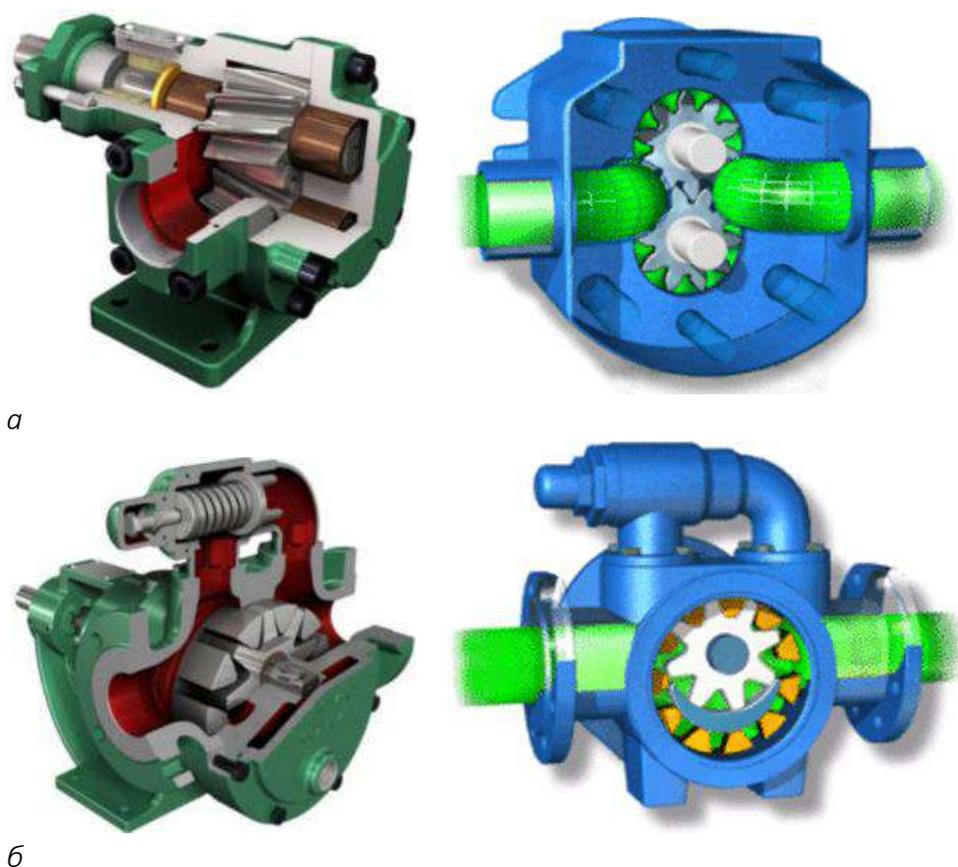
Шестеренные и пластинчатые насосы применяются для рабочих давлений 12...16 МПа (120...160 кг/см²); аксиальные и радиальные роторно-поршневые – для давлений 20...30 МПа (200...300 кг/см²) и поршневые эксцентриковые для давления 50 МПа (500 кг/см²) и выше.

Шестеренный (шестеренчатый) насос

Шестеренный (шестеренчатый) насос по праву считается объемной роторной гидромашинной. Это обусловлено тем, что он может работать и как гидромотор, и как гидронасос. При подаче на него масла под давлением

рабочий вал начинает вращаться – он превращается в гидромотор. В случае если вращающий момент подается на вал, то насос начинает перекачивать масло и выполнять свое прямое назначение. Различают два основных вида конструкции шестеренчатых насосов:

- конструкция с внешним зацеплением (рисунок 5.1, *а*). Данный вид конструкции наиболее распространен. Две шестерни закреплены напротив друг друга. Одна шестерня является ведущей и приводит в движение вторую;
- конструкция с внутренним зацеплением (рисунок 5.1, *б*). Менее распространены ввиду больших запросов к точности при создании агрегата, но в отличие от внешнего сцепления эти агрегаты более компактны. Две шестеренки закреплены одна в другой, ведущей является внутренняя шестерня с наружными зубцами. Внешняя (охватывающая) шестерня располагается в цилиндрической расточке корпуса и имеет внутренние зубья. Чаще всего в конструкции присутствует серповидный элемент, который разделяет области подачи и нагнетания.



а – внешнее зацепление; *б* – внутреннее зацепление

Рисунок 5.1. – Виды конструкции шестеренчатых насосов

Шестеренные насосы с внешним зацеплением шестерен по сравнению с насосами других типов получили наибольшее распространение. Это объясняется простотой их изготовления и эксплуатации, малыми габаритами и массой, сравнительно высоким КПД, легкостью реверсирования, достаточной надежностью и долговечностью.

Устройство шестеренчатого насоса приведено на рисунке 5.2.

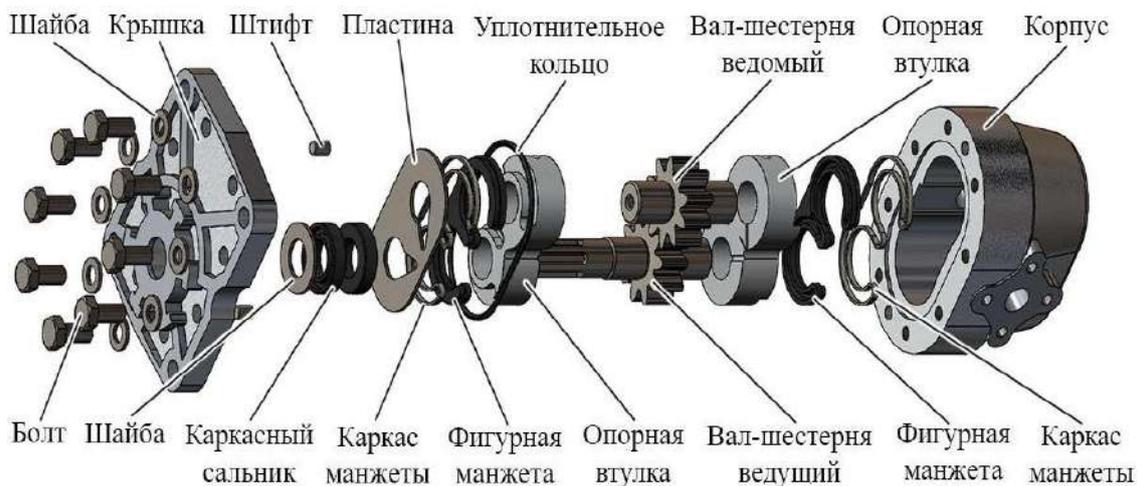


Рисунок 5.2. – Основные конструктивные элементы шестеренчатого насоса

Одна из шестерней является ведущей и приводится в движение внешним механическим приводом. Вторая приводится в движение первой за счет зацепления. Вращаясь они перемещают жидкость, находящуюся между зубьями из камеры всасывания 1 в камеру нагнетания 2 (рисунок 5.3).

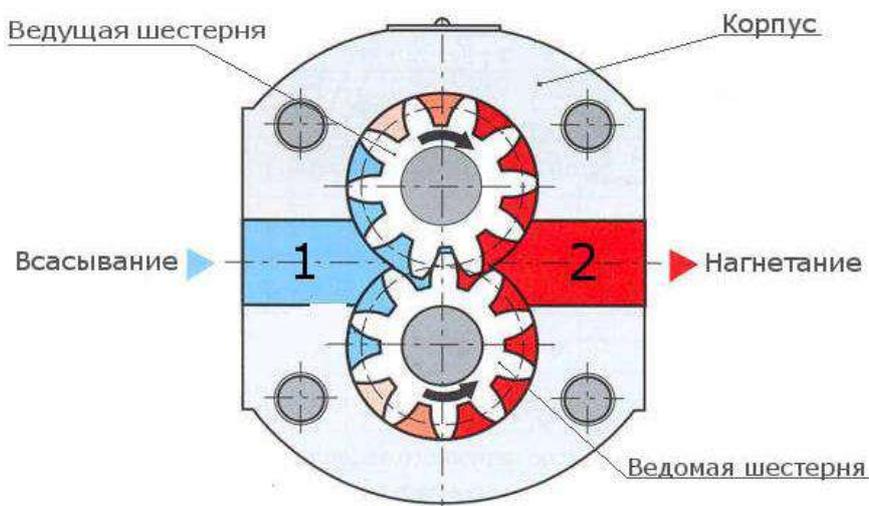


Рисунок 5.3. – Принцип действия шестеренчатого насоса

Принцип работы:

1. Забор жидкости происходит за счет выхода из зацепления шестерен в камере всасывания 1. Расходящиеся зубья расширяют объем камеры всасывания 1, в результате чего в камере образуется вакуум, который стремительно заполняется жидкостью через всасывающий канал вследствие разности давлений в линии забора и подающей камеры 1.

2. Шестерни переносят рабочую жидкость в пространстве промеж зубьев, из камеры 1 в 2.

3. При вхождении зубьев шестеренного насоса в зацепление происходит уменьшение объема камеры. В результате этого происходит выдавливание жидкости из камеры нагнетания.

Немаловажной проблемой в эксплуатации шестеренного насоса считается проблема запертого объема (рисунок 5.4).

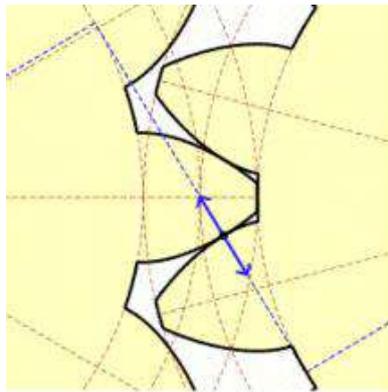


Рисунок 5.4. –Запертый объем

Поскольку жидкости плохо подвергаются сжатию и возникновение запертых объемов из-за высокого момента сопротивления может серьезно препятствовать работе гидромашины, на шестернях делают специальные канавки отвода жидкости, по которым избыточный объем уходит в зону всасывания или нагнетания.

Преимущества шестерных насосов:

- самые простые по устройству, в результате чего самые дешевые объемные насосы;
- очень компактны;
- высокая надежность;
- минимальные требования к очистке рабочей жидкости;
- не нужна смазка, ее роль выполняет рабочая жидкость.

Недостатки шестерных насосов:

- невысокий КПД (в большинстве случаев не больше 0,6–0,75). Этот показатель является самым маленьким относительно иных типов;
- пульсация рабочей жидкости в нагнетательной линии, в результате чего происходят скачки давления, что производит относительно высокий шум (до 90 дБ). Это вызвано конструктивными особенностями зубчатого зацепления;
- высока нагрузка на опоры шестерен. Происходит из-за высокой разницы давлений в нагнетательной и всасывающих областях. Приводит к повышенной скорости износа опор, что уменьшает срок эксплуатации устройства;
- не рекомендуются к эксплуатации в гидросистемах с высоким давлением. В таких системах насосы подвергаются повышенному износу и быстро выходят из строя.

Маркировка шестеренных насосов

- НШ – насос шестеренчатого вида;
- М – в качестве рабочей жидкости используется масло;
- Ф – крепление происходит по фланцевому типу.

Затем идет ряд цифр, проставленных через тире. Описываем каждую по порядку:

- 1) количество литров, поданных за 100 оборотов (л);
- 2) величина максимума давления (кг/см^2);
- 3) объем подачи в час ($\text{м}^3/\text{ч}$);
- 4) величина давления на выходе из нагнетательной камеры (кг/см^2).

Далее может идти обозначение вещества внутренней части, через которую проходит рабочая жидкость:

- Ю – алюминиевые сплавы;
- Б – бронза;
- К – сталь нержавеющей;
- без буквенного обозначения – из чугуна;

Также в маркировке указывают сторону вращения основного вала.

Разделяют два вида:

- левый (Л);
- правый (П).

Пример маркировки: НМШ 8-25 6,3/2,5Б.

- НМШ – шестеренный насос; использует масло в качестве гидравлической жидкости;

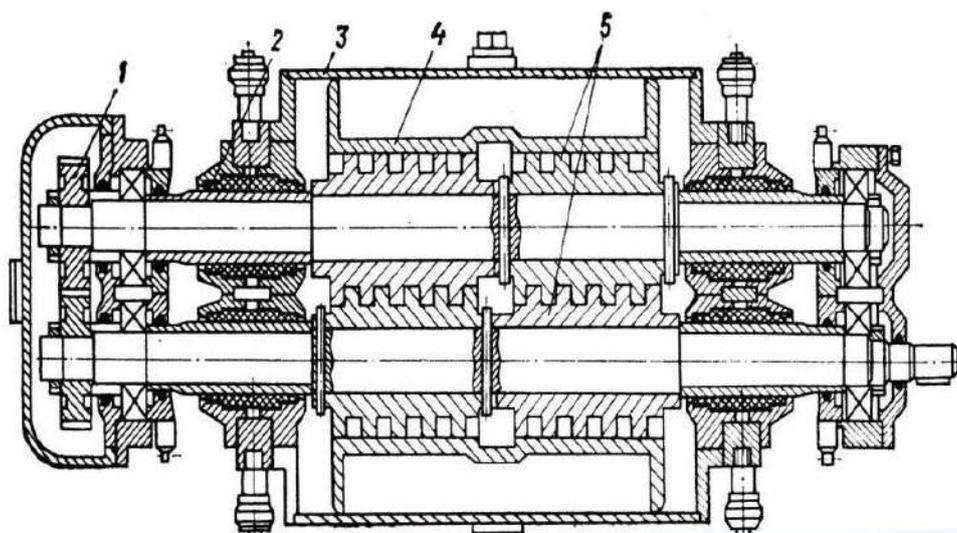
- подача 8 л на 100 оборотов;
- давление 25 кг/см²;
- подача 6,3 л/ч;
- 2,5 кг/см² на выходе из нагнетающей камеры;
- Б – внутренняя проточная часть из бронзы.

Винтовые насосы

Винтовые насосы, как и шестеренные, относятся к роторному типу объемных насосов. Они обладают рядом особенностей, выгодно отличающих их от поршневых насосов: простота конструкции, отсутствие клапанов и сложных проходов для жидкости уменьшает гидравлические потери, более равномерная подача улучшает условие всасывания у этих машин. Конструкция насосного агрегата компактна и его масса в 5–10 раз легче поршневого насоса. Привод насоса осуществляется непосредственно от электродвигателя.

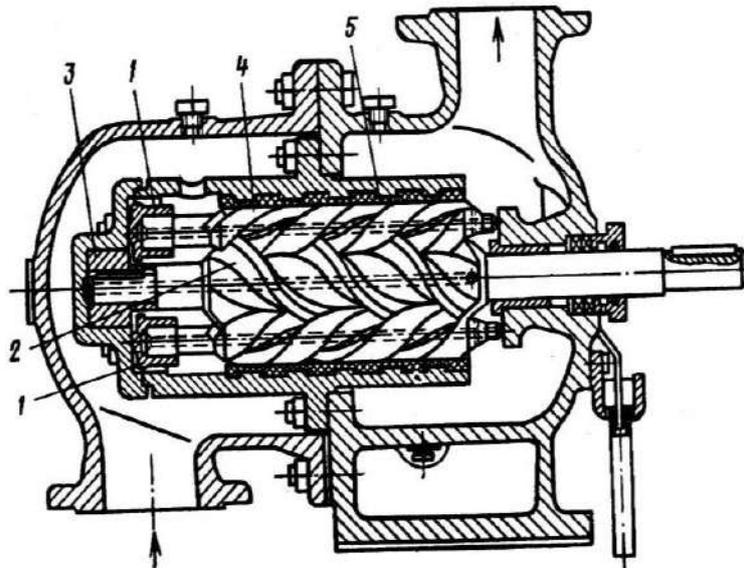
Принцип работы винтового насоса заключается в том, что при вращении винта в специально спрофилированном корпусе образуются замкнутые пространства, наполненные перекачиваемой жидкостью, которые при вращении винта перемещаются к напорному патрубку, где и происходит выдавливание жидкости.

На рисунках 5.5 и 5.6 представлены двух- и трехвинтовые насосы. В обоих случаях приводным является лишь один винт, остальные винты – ведомые и предназначены для формирования замкнутой области транспортируемой жидкости.



1 – синхронные шестерни; 2 – уплотнение; 3 – корпус;
4 – обойма; 5 – ведущий и ведомый винты (роторы)

Рисунок 5.5. –Двухвинтовой насос типа 2BV



1 – разгрузочный стакан; 2, 4 – ведущий и ведомый винты;
3 – разгрузочный поршень; 5 – обойма

Рисунок 5.6. –Трехвинтовой насос

Количество винтов в шифре насоса обозначается первой цифрой, а далее в заменителе подача в литрах на 100 оборотов винта, в числителе – давление нагнетания в МПа. Например, насос 1В 80/5Х означает: 1В – одновинтовой; 80 – подача округленно 80 л на 100 оборотов винта; давление в 5 МПа, х – химический.

Химические насосы 1В, 2В предназначены для перекачки различных агрессивных жидкостей с механическими примесями, пульпы и других жидкостей. Вообще винтовые насосы допускают обороты винта до 18 000 об/мин, обеспечивают подачу в пределах 3–12 000 л/мин и давление до 20 МПа.

Радиально- и аксиально-поршневые насосы

Эти насосы также принадлежат к роторному типу объемных насосов. На рисунке 5.7 представлен регулируемый радиально-плунжерный насос, который состоит из ротора 2 с цилиндрами и плунжерами 1, распределительного устройства 3 с подводными 5 и отводящими 6 каналами. Обойма 4 может перемещаться с помощью специального устройства относительно оси ротора на эксцентриситет e . Роль распределительного устройства выполняет пустотелая ось 7 с уплотнительной перемычкой. При вращении ротора цилиндры своими каналами поочередно соединяются с каналами 5 и 6, расположенными в пустотелой оси 7. При переходе через центр их каналы прерываются уплотнительной перемычкой, при этом линия всасывания отделяется от напорной линии; перемычка должна иметь оптимальную толщину.

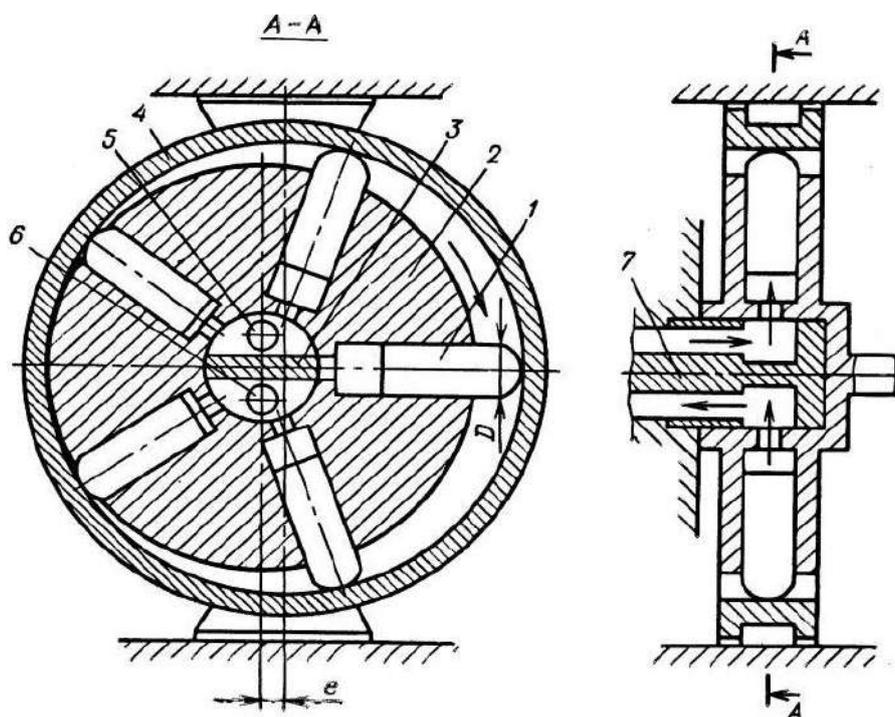


Рисунок 5.7. –Радиально-плунжерный насос

Для увеличения рабочего объема насосы выполняют с двумя–тремя рядами плунжеров. При работе насоса головки плунжеров прижимаются к внутренней поверхности обоймы центробежными силами и давлением жидкости, подаваемой в цилиндры подпиточным насосом. Если эксцентриситет $e > 0$, то плунжеры, обкатываясь по обойме, производят всасывание или нагнетание жидкости. Если же $e = 0$, то радиальное перемещение плунжеров отсутствует и насос не подает жидкость.

Регулируемые радиально-плунжерный насосы типа НР выпускаются для гидроприводов машин в разных отраслях промышленности. Их основные технические показатели: $q_n = 125–500 \text{ см}^3/\text{с}$; $Q = 100–400 \text{ л/мин}$; $P = 10–20 \text{ МПа}$; $n = 960 \text{ об/мин}$; $N = 45–192 \text{ кВт}$.

В аксиально-поршневых насосах цилиндры с поршеньками расположены параллельно оси вращения (рисунок 5.8). Ротором насоса является блок цилиндров 4, приводимый во вращение валом 1. Распределительный диск 5 и наклонный диск 2, которого касаются поршеньки 3, при работе насоса остаются неподвижными. Вверх поршеньки толкаются нажатием пружины б, а вниз- воздействием наклонной поверхности диска 2. Распределение жидкости по цилиндру обеспечивается через канал а, нагнетание жидкости осуществляется по каналу б. Переход поршенька из положения *n* в положение *m* соответствует всасывающему ходу, а из положения *m* в положение *n* – нагнетательному ходу поршенька.

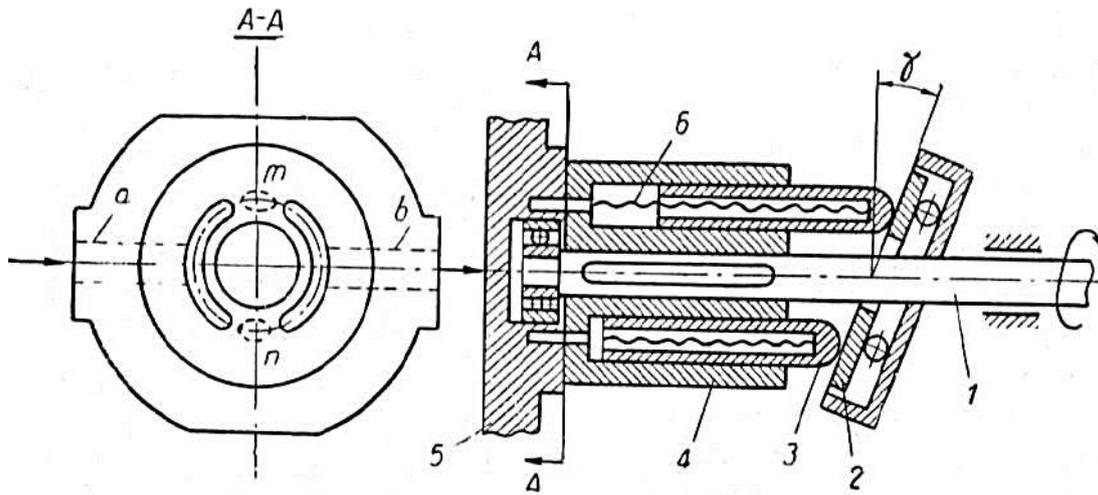


Рисунок 5.8. –Схема аксиально-поршневого насоса

Ход поршня регламентируется углом наклона γ диска 2 к горизонту. Производительность такого насоса можно определить как

$$Q = \eta_0 F D z \operatorname{tg} \gamma n,$$

где D – диаметр окружности расположения осей цилиндров. Регулирование подачи и изменение направления течения жидкости достигается изменением угла наклона диска 2 к горизонту (максимальное значение угла $\gamma_{\max} = 20^\circ$)

Пластинчатые насосы

Благодаря малым габаритным размерам эти насосы нашли широкое применение в гидроприводах машин. Они могут быть однократного и многократного действия, одинарными и сдвоенными. Пластинчатые насосы реверсивны, их можно непосредственно соединять с электродвигателем. Но они имеют пониженный КПД за счет трения лопастей о корпус и могут перекачивать только чистую жидкость без механических примесей, т.к. царапины на рабочей поверхности корпуса нарушают плотность соприкосновения пластин, что ухудшает работу насоса.

Насос однократного действия (рисунок 5.9) состоит из ротора 1, ось вращения которого смещена относительно оси статора 2 на величину эксцентриситета e . В пазах ротора установлены пластины (шиберы) 3, прижимаемые к внутренней поверхности статора давлением жидкости или пружинами. Скользя по статору, пластины совершают возвратно-поступательное движение в пазах ротора. При этом серповидная полость, образованная эксцентричным расположением ротора в статоре, разделяется пластинами на камеры, объем которых во время работы непрерывно меняется.

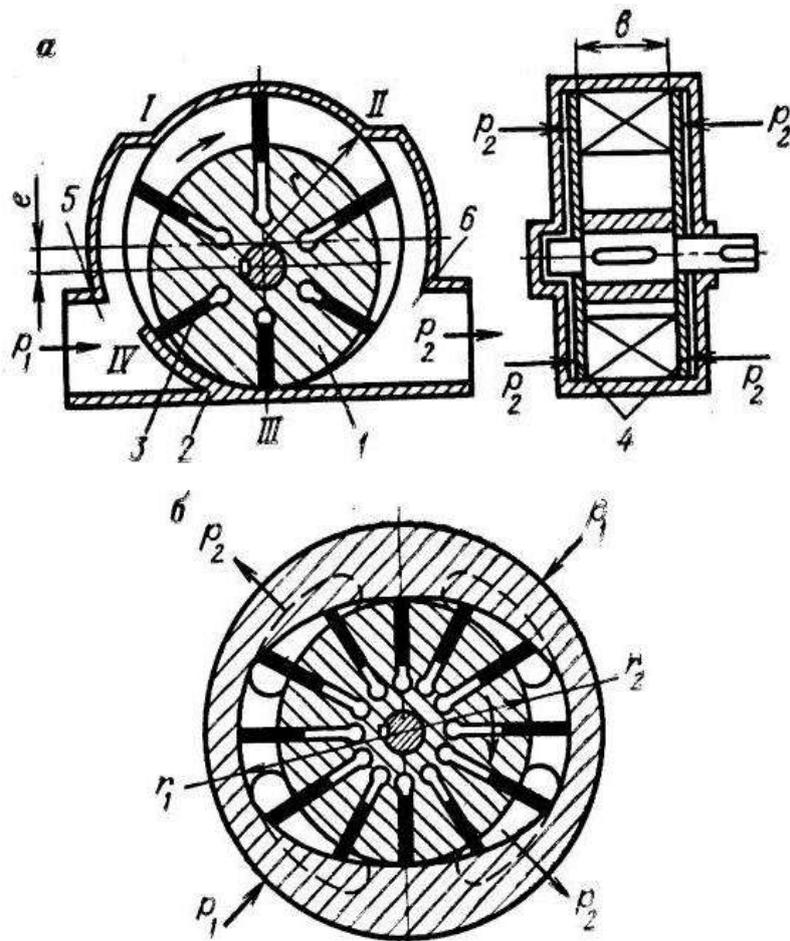


Рисунок 5.9. – Схема пластинчатого насоса
однократного (а) и двукратного (б) действия

Если объем увеличивается, то образуется вакуум и под действием атмосферного давления жидкость заполняет камеры; если же объем камер уменьшается, то давление повышается и происходит нагнетание жидкости. Во избежание расклинивания пластин в пазах необходимо, чтобы максимальный эксцентриситет не превышал 0,1 радиуса ротора. Для разделения всасывающей 5 и нагнетательной 6 полостей в статоре имеются уплотнительные выступы I–II и III–IV. С торцов ротор уплотняется дисками 4, которые прижимаются к торцам пластин давлением P_2 . Каждая камера за один оборот участвует в нагнетании один раз, поэтому рассматриваемый насос однократного действия (см. рисунок 5.9, а). Все камеры этого насоса за один оборот переносят в полость нагнетания объем жидкости, равный объему кольца ширины b и толщины $2e$ за вычетом объема, занятого пластинами.

Пластинчатые насосы могут быть с постоянной и переменной подачей, в последнем случае регулирование осуществляется изменением эксцентриситета e . В насосах двукратного действия (см. рисунок 5.9, б) каждая камера

дважды учувствует в рабочем процессе насоса. Но насосы двукратного действия нерегулируемые.

Основные технические показатели серийно выпускаемых нерегулируемых насосов двукратного действия: $q_n = 8-224 \text{ см}^3/\text{с}$; $Q = 5-200 \text{ л/мин}$; $P = 6,3 \text{ МПа}$; $N = 4,1-24,5 \text{ кВт}$.

В заключение отметим свойства роторных насосов в сравнении с поршневым:

- 1) высокая допустимая частота вращения ротора;
- 2) компактность, а значит, и большая создаваемая мощность на единицу массы;
- 3) реверсивность движения потока жидкости;
- 4) бесклапанные распределения жидкости, что позволяет повышать надежность;
- 5) возможность регулирования подачи, изменением рабочего объема.

Все это по существу преимущества роторных насосов, а главными недостатками этих машин являются:

- 1) сложность конструкции;
- 2) большие утечки жидкости;
- 3) невозможность работы со слишком засоренными жидкостями.

Порядок выполнения

1. Изучить конструкцию основных рабочих органов насоса и его комплектующих элементов.
2. Составить эскизы основных рабочих элементов насоса (шестерен, ротора лопастного насоса и рабочих пластин и т.д.).
3. Составить конструктивную схему того или иного типа насоса.

Оформление отчета

Отчет должен содержать:

- 1) номер лабораторной работы, ее название;
- 2) цель работы;
- 3) эскизы рабочих элементов насосов различного типа;
- 4) схему конструкции изученных насосов того или иного типа.

Контрольные вопросы

1. Принцип действия и особенности объемных поршневых насосов.
2. Принцип действия и особенности объемных лопастных насосов.
3. Принцип действия и особенности объемных шестерных насосов.
4. Что представляет собой полный напор насоса?
5. Как определяется наибольшая допустимая высота всасывания насоса?
6. Что представляет собой кавитация при работе насоса?

Литература

1. Насосы [Электронный ресурс]: конспект лекций. – URL: <https://spravochnick.ru/lektoriy/nasosy/> (дата обращения 08.08.2023).
2. Подача, напор, мощность, КПД [Электронный ресурс]. – URL: <https://helpiks.org/7-74560.html> (дата обращения 08.08.2023).
3. Карасев Б.В. Насосные и воздухоподводящие станции: учеб. для ВУЗов. – Минск: Выш. шк., 1990. – 326 с.
4. Коваленко П.В., Пистунович Н.Н. Насосы и вентиляторы: учеб.-метод. комплекс для студентов специальности 1-70 04 02 «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна». – Новополоцк: ПГУ, 2009. – 372 с.
5. Машины и оборудование газонефтепроводов: учеб.-метод. комплекс для студентов специальности 1-70 05 01. В 2 ч. / сост. П.В. Коваленко, Н.М. Рябыш; под общ. ред. П.В. Коваленко. – 2-е изд., перераб. – Новополоцк: ПГУ, 2005. – Ч. 1. – 288 с.
6. Характеристики центробежных насосов [Электронный ресурс]. – URL: <https://helpiks.org/7-74562.html> (дата обращения 08.08.2023).
7. Кривоногов Ю.А., Шевхужев А.Ф., Воронцов И.И. Холодильное и вентиляционное оборудование [Электронный ресурс]: учеб. пособие для студентов вузов / под ред. И.И. Воронцова. – Черкесск: [б. и.], 2005. – 255 с. – URL: <https://viewer.rsl.ru/ru/rsl01002906592> (дата обращения 08.08.2023).
8. Кавитация. Кавитационный режим [Электронный ресурс]. – URL: <https://helpiks.org/7-74567.html> (дата обращения 08.08.2023).
9. Основные детали центробежных насосов. Уплотнения валов [Электронный ресурс]. – URL: <https://helpiks.org/7-745571.html> (дата обращения 08.08.2023).
10. Насосы. Вентиляторы. Кондиционеры: Справочник / Е.М. Росляков, Ю.М. Сударь, Ю.Е. Тупицин и др.; под ред. Е.М. Рослякова. – СПб.: Политехника, 2015. – 822 с.
11. Дячек П.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры: учеб. пособие. – М.: АСВ, 2013. – 432 с.
12. Веригин И.С. Компрессорные и насосные установки: учеб. – М.: Академия, 2007. – 288 с.
13. Однопоршневой насос одностороннего и двустороннего действия [Электронный ресурс]. – URL: <https://viewer.rsl.ru/ru/rsl01003141140.html> (дата обращения 08.08.2023).
14. Поршневые насосы [Электронный ресурс]. – URL: <https://helpiks.org/7-74575.html> (дата обращения 08.08.2023).
15. Ротор насоса [Электронный ресурс]. – URL: <https://kanalizaciya.online/nasos/rotor-nasosa.html> (дата обращения 08.08.2023).
16. Роторно-поступательные насосы [Электронный ресурс]. – URL: <https://helpiks.org/7-74580.html> (дата обращения 08.08.2023).
17. Володько О.С. Гидравлические и пневматические системы транспортно-технологических машин: учеб. пособие. – Кинель: РИЦ СГСХА, 2014. – 252 с.
18. Химические насосы для агрессивных сред: конструкция, типы и особенности выбора [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.nektonnasos.ru/articles/khimicheskie-nasosy?ysclid=ll40qaod78810994908.html> (дата обращения 08.08.2023).

19. Машины для перемещения газов компрессоры [Электронный ресурс]. – URL: <https://shamrin.ru/mashiny-dlya-peremescheniya-gazov-kompressory/.html> (дата обращения 08.08.2023).
20. Назначение, принцип действия и классификация компрессорных машин [Электронный ресурс]. – URL: <https://helpiks.org/7-74538.html> (дата обращения 08.08.2023).
21. Крец В.Г., Рудаченко А.В., Шмурыгин В.А. Машины и оборудование газонефтепроводов: учеб. пособие. – Томск: Изд-во Том. политехн. ун-та, 2013. – 376 с.
22. Лекция 12. МАШИНЫ ДЛЯ ТРАНСПОРТА ГАЗОВ. 1. Центробежные вентиляторы [Электронный ресурс]. – URL: [https:// studylib.ru/doc/324042/lekcija-12--mashiny-dlya-transprorta-gazov-1.--centrobezhnye-...?ysclid=ll42xqzevt152078322.html](https://studylib.ru/doc/324042/lekcija-12--mashiny-dlya-transprorta-gazov-1.--centrobezhnye-...?ysclid=ll42xqzevt152078322.html) (дата обращения 08.08.2023).
23. Зеленцов Д.В. Техническая термодинамика: учеб. пособие. – Самара: Самар. гос. архитектур.-строит. ун-т, 2012. – 140 с.
24. Лозовецкий В.В. Гидро- и пневмосистемы транспортно-технологических машин. – СПб.: Лань, 2012. – 560 с.
25. Баранов А. В. Гидропневмопривод станков: учеб. пособие для студентов высших учебных заведений [Электронный ресурс]. – URL: <https://viewer.rsl.ru/ru/rsl01003361404.html> (дата обращения 08.08.2023).
26. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам/ Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалев, Б.Б. Некрасов и др.; под общ. ред. Б.Б. Некрасова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск: Выш. шк., 1985. – 382 с.
27. Захаров А.С., Сабельников В.И. Авиационное гидравлическое оборудование: учеб. пособие. – Новосибирск: Новосиб. гос. техн. ун-т, 2017. – 406 с.
28. Центробежные вентиляторы [Электронный ресурс]. – URL: <https://helpiks.org/7-74542.html> (дата обращения 08.08.2023).
29. Ротационные компрессоры [Электронный ресурс]. – URL: <https://helpiks.org/7-74543.html> (дата обращения 08.08.2023).
30. Пневматические приводы рабочая среда пневматических приводов [Электронный ресурс]. – URL: <https://lakkroll.ru/pnevmaticheskie-privody-rabochaya-sreda-pnevmaticheskikh-privodov/.html> (дата обращения 08.08.2023).
31. Указания к решению задач [Электронный ресурс] // Мегаобучалка. – URL: <http://megaobuchalka.ru> (дата обращения 08.08.2023).