

**МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ  
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»**

# **ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ НАСОСЫ И ИХ ПРИМЕНЕНИЕ**

**Учебно-методическое пособие**

**Гомель 2021**

МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ  
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

# ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ НАСОСЫ И ИХ ПРИМЕНЕНИЕ

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию  
в области транспорта и транспортной деятельности  
для обучающихся по специальности 1-37 02 01 «Тяговый состав  
железнодорожного транспорта (по направлениям)»  
и 1-37 02 02 «Подвижной состав железнодорожного транспорта»  
в качестве учебно-методического пособия*

Гомель 2021

УДК 621.694.3(075.8)  
ББК 31.56  
Г46

Авторы: *Т. А. Власюк, В. В. Копытков, А. О. Королёв, В. М. Овчинников*

**Р е ц е н з е н т ы:** начальник отдела организации обучения населения и профессиональной подготовки Гомельского областного управления МЧС Республики Беларусь, полковник внутренней службы *В. О. Платковский*; начальник кафедры организации деятельности органов и подразделений по чрезвычайным ситуациям Гомельского филиала университета гражданской защиты МЧС Республики Беларусь канд. техн. наук, доцент *В. М. Станкевич*

**Гидравлические насосы и их применение** : учеб.-метод. пособие / Г46 Т. А. Власюк [и др.] ; М-во трансп. и коммуникаций Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель : БелГУТ, 2021. – 191 с.  
ISBN 978-985-554-951-3

Изложены основные принципы и общие положения гидравлики, гидростатики и гидродинамики жидкости. В систематизированном виде представлена классификация динамических и объемных насосов с рассмотрением принципов их работы и конструкционных особенностей устройства и эксплуатации. Рассмотрены вопросы по применению насосов в пожарной и аварийно-спасательной технике, а также явления кавитации в насосах и пути ее устранения.

Предназначено для студентов специальностей 1-37 02 01 «Тяговый состав железнодорожного транспорта (по направлениям)»; 1-37 02 02 «Подвижной состав железнодорожного транспорта», изучающих дисциплину «Гидравлика и гидравлические машины».

**УДК 621.694.3(075.8)**  
**ББК 31.56**

**ISBN 978-985-554-951-3**

© Оформление. БелГУТ, 2021

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>Введение</b> .....	6
<b>1 Гидравлика как наука. История становления и развития. Основные понятия и определения</b> .....	7
1.1 История становления и развития гидравлики как науки .....	7
1.2 Предмет изучения дисциплины .....	11
1.3 Основные определения и свойства жидкости .....	11
1.4 Силы, действующие в жидкости .....	15
Контрольные вопросы .....	16
<b>2 Гидростатика жидкости</b> .....	17
2.1 Гидростатическое давление. Абсолютный и относительный покой жидких сред .....	17
2.1.1 Определение гидростатического давления .....	17
2.1.2 Атмосферное, абсолютное, барометрическое, избыточное, вакуумметрическое и дифференциальное давления .....	17
2.1.3 Приборы для измерения гидростатического давления .....	19
2.1.4 Класс точности прибора, относительная и приведенная погрешности .....	23
2.1.5 Свойства гидростатического давления .....	24
2.1.6 Закон Паскаля .....	25
2.1.7 Закон сообщающихся резервуаров .....	26
2.1.8 Гидростатический парадокс .....	26
2.1.9 Основное уравнение гидростатики в дифференциальном виде (уравнение Эйлера для покоящейся жидкости) .....	28
2.1.10 Примеры применения уравнения Эйлера для решения практических задач .....	30
2.2 Определение сил давления покоящейся среды на плоские стенки и криволинейные поверхности. Закон Архимеда .....	31
2.2.1 Центр давления. Определение центра давления для прямоугольной площадки .....	31
2.2.2 Определение силы Архимеда .....	32
2.2.3 Условие плавания и остойчивости тела .....	34
2.2.4 Практическое применение закона Архимеда на примере решения задачи .....	36
Контрольные вопросы .....	37
<b>3 Гидродинамика жидкости</b> .....	38
3.1 Виды и режимы движения жидкости. Уравнение Бернулли .....	38
3.1.1 Установившееся и неустановившееся, равномерное и неравномерное, напорное и безнапорное движения жидкости .....	38
3.1.2 Элементы потока жидкости .....	39
3.1.3 Гидравлические элементы живого сечения .....	40
3.1.4 Расход воды: объемный, массовый, весовой .....	41

3.1.5	Средняя и мгновенная скорости движения жидкости .....	42
3.1.6	Уравнение неразрывности движения жидкости.....	42
3.1.7	Уравнение неразрывности движения потока (вывод) .....	43
3.1.8	Опыты О. Рейнольдса.....	44
3.1.9	Нижний и верхний критические пределы числа Рейнольдса. Переходная область .....	46
3.1.10	Модель движения жидкости в трубопроводе .....	47
3.1.11	Коэффициент Кориолиса .....	49
3.1.12	Уравнение Бернулли для потока идеальной жидкости .....	50
3.1.13	Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости.....	52
3.1.14	Геометрическая интерпретация уравнения Бернулли .....	53
3.1.15	Использование трубки Пито для определения скоростного напора ...	54
3.1.16	Потери напора на гидравлическое трение при ламинарном режиме движения .....	55
3.1.17	Закон Пуазейля .....	56
3.2	Определение потерь напора .....	57
3.2.1	Гидравлические гладкие и шероховатые трубы .....	57
3.2.2	Определение коэффициента внутреннего гидравлического трения.....	58
3.2.3	Определение коэффициента Дарси лабораторным способом .....	60
3.2.4	Виды местных сопротивлений.....	62
3.2.5	Явление кавитации. Число кавитации .....	66
3.2.6	Использование явления кавитации для решения различных технических задач энергосбережения .....	68
3.2.7	Методика решения практических задач с применением уравнения Бернулли .....	69
3.3	Истечение жидкости через отверстия и насадки .....	72
3.3.1	Определение расхода и скорости истечения жидкости из малого отверстия в тонкой стенке в атмосферу при постоянном напоре .....	72
3.3.2	Уравнение Торричелли .....	74
3.3.3	Истечение под уровень .....	75
3.3.4	Определение времени опорожнения резервуара.....	75
3.3.5	Истечение жидкости через насадки (патрубки).....	77
3.3.6	Прямая и обратная ударная волна. Фаза и период гидроудара .....	81
3.3.7	Мероприятия по предотвращению гидроудара.....	86
3.4	Определение потребного напора сложной системы гидролиний.....	86
3.4.1	Построение трубопроводной характеристики .....	86
3.4.2	Параллельное и последовательное соединения гидролиний .....	87
3.4.3	Примеры гидравлического расчета коротких трубопроводов.....	89
	Контрольные вопросы .....	91
<b>4</b>	<b>Общие сведения о гидромашинах и гидравлических передачах .....</b>	<b>92</b>
4.1	Основные термины и определения .....	92
4.2	Динамические гидромашины (насосы).....	98
4.2.1	Классификация динамических гидромашин (насосов).....	98
4.2.2	Лопастные насосы. Основы теории лопастных насосов .....	100
4.2.3	Центробежные насосы и их характеристики .....	103
4.2.4	Осевые насосы.....	110

4.2.5 Вихревые насосы .....	112
4.2.6 Пневматические насосы (эрлифты и монтежю).....	114
4.2.7 Струйные насосы.....	117
4.2.8 Гидротаранный насос (гидравлический таран) .....	121
4.2.9 Регулирование работы насосов.....	123
4.3 Объемные гидромашины (насосы) .....	128
4.3.1 Классификация объемных гидромашин (насосов).....	128
4.3.2 Поршневые насосы.....	131
4.3.3 Плунжерные (скальчатые) насосы.....	135
4.3.4 Роторные насосы.....	137
4.3.5 Перистальтические насосы .....	148
4.3.6 Крыльчатые насосы.....	151
4.3.7 Водокольцевые насосы.....	153
4.3.8 Мембранный (диафрагменный) насос .....	159
4.4 Гидродинамические передачи. Гидравлические муфты. Гидроаппаратура. Гидроприводы.....	160
4.4.1 Назначение и область применения гидравлических передач .....	160
4.4.2 Гидродинамические муфты, устройство и рабочий процесс .....	162
4.4.3 Гидродинамический трансформатор .....	163
4.4.4 Гидроаппаратура и элементы гидроавтоматики.....	164
4.4.5 Гидропривод.....	168
4.4.6 Фильтры и гидроаккумуляторы.....	170
Контрольные вопросы .....	174
<b>5 Применение насосов в пожарной и аварийно-спасательной технике.....</b>	<b>176</b>
5.1 Основные виды пожарных насосов и их технические характеристики .....	176
5.2 Пожарные мотопомпы: классификация, устройство и принцип работы.....	178
5.4 Требования к пожарным мотопомпам .....	182
Контрольные вопросы.....	183
<b>6 Кавитация насосов и пути ее устранения .....</b>	<b>184</b>
6.1 Общие положения .....	184
6.2 Кавитация в центробежных насосах.....	186
6.3 Кавитация в лопастных насосах.....	187
6.4 Последствия кавитации в насосах .....	188
6.5 Снижение кавитации.....	188
Контрольные вопросы.....	189
Список литературы.....	190

## ВВЕДЕНИЕ

---

**С** древнейших времен человечество неизбежно сталкивалось с проблемой питьевого водоснабжения и потребностью в водоснабжении вообще. Доказательством этого важнейшего этапа развития цивилизации являются акведуки (водопроводы) в Сицилии (450 лет до н. э.), акведук Марсия в Риме (примерно 144 года до н. э.) и т. п. Вначале это были водоподъемные насосы, затем винтовые механизмы и далее насосы, конструкции которых на протяжении веков постоянно совершенствовались. Это неразрывно связано с одним из проблемных аспектов жизнедеятельности человечества – пожарами, наиболее распространенными и опасными бедствиями современной цивилизации. Помимо этого, насос необходим не только для использования как противопожарное техническое средство, но и для отвода жидкостей в жилых кварталах, при подаче топлива и многих других целях. При этом основными требованиями, которым должен отвечать насос, являются его высокий коэффициент полезного действия, надежность работы, небольшой вес и размеры конструкции, удобство в обслуживании, простота монтажа-демонтажа элементов, экономичность и невысокая стоимость.

В пособии рассмотрены гидростатика, гидродинамика жидкости и гидравлические насосы различных типов и конструкций, принцип их действия и технические характеристики, а также регулирование работы. Значительное внимание уделено применению насосов в пожарной и аварийно-спасательной технике.

Структура учебно-методического пособия представлена в соответствии с учебной программой «Гидравлика и гидравлические машины» для специальностей «Тяговый подвижной состав железнодорожного транспорта» и «Подвижной состав железнодорожного транспорта», в рамках которой материал изложен с учетом сложившейся практики отечественного насосостроения и зарубежного опыта на основе исторического обзора, что позволяет сформировать у студентов целостную картину развития инженерной мысли с древнейших времен до настоящего времени.

# **1 ГИДРАВЛИКА КАК НАУКА. ИСТОРИЯ СТАНОВЛЕНИЯ И РАЗВИТИЯ. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ**

---

## **1.1 История становления и развития гидравлики как науки**

**Г**идравлика, как и любая другая наука, имеет свою историю становления и развития, которую необходимо изучать и познавать, чтобы понять её сущность. Об этом свидетельствуют результаты археологических исследований и наблюдений, которые показывают, что еще за 5000 лет до н. э. в Китае, а затем и в некоторых других странах Древнего мира уже существовали оросительные каналы и были известны некоторые простейшие устройства для подъёма воды. Во многих местах сохранились остатки водопроводных и гидротехнических сооружений (водоводы, плотины, акведуки), которые отражают высокий уровень строительного искусства в древнем мире.

Первые указания о научном подходе к решению гидравлических вопросов относятся к 250 году до н. э., когда Архимедом был открыт закон о равновесии тела, погружённого в жидкость. Однако в дальнейшем на протяжении последующих более чем полутора тысячелетий гидравлика не получила сколько-нибудь заметного развития и более того в значительной степени утратила научные знания и практические навыки инженерного искусства.

XVI–XVII века, именуемые эпохой Возрождения, следует рассматривать как новый этап развития гидравлики как науки, когда появились работы Стевина, Леонардо да Винчи, Галилея, Паскаля, Ньютона, исследовавших весьма важные гидравлические процессы. Необходимо отметить, что помимо гидравлики, изучением покоя и движения жидкостей занимается также и другая наука – теоретическая гидромеханика, развивавшаяся как самостоятельный раздел теоретической механики, который характеризуется точностью и общностью решений. Она носит строго математический характер и при исследовании гидравлических явлений исходит из дифференциальных уравнений их описывающих [6].

В XVII–XVIII веках появились труды крупнейших учёных-математиков и механиков: Эйлера, Бернулли, Лагранжа, которыми были установлены основные законы и получены исходные уравнения гидромеханики. Эти исследования носили в основном теоретический характер, включая ряд допущений в отношении физических свойств жидкости, и давали больше качественную, а не количественную оценку явлений, в которой иногда присут-



ствовало значительное расхождение с результатами опыта. Поэтому гидромеханика не могла удовлетворить многочисленные запросы практики, особенно сильно возросшие в XIX веке в связи с интенсивным развитием техники, что требовало немедленного, конкретного решения различных инженерных задач. В дальнейшем это привело к появлению прикладной науки, именуемой в настоящее время «Гидравлика», благодаря исследованиям Шези, Дарси, Буссинеска, Вейсбаха, Н. Е. Жуковского и многих других учёных и инженеров XVIII–XIX веков [6; 14].

В отличие от гидромеханики гидравлика строит свои выводы на основе рассмотрения упрощённых схем гидравлических явлений, вводя в то же время в теоретические уравнения эмпирические коэффициенты, получаемые в результате обработки данных опыта, имеющего в гидравлике большое значение. Так, например, при исследовании движения потока жидкости гидравлика обычно довольствуется определением средних скоростей движения и средних давлений в потоке, в то время как гидромеханика в большинстве случаев рассматривает изменение этих величин в потоке при переходе от одной точки к другой. В течение долгого времени развитие гидравлики и гидромеханики шло обособленными путями. Однако, если вначале методы исследования, применяемые гидравликой и гидромеханикой, сильно отличались друг от друга, то с течением времени эта разница постепенно стиралась. Сближение между этими двумя направлениями в науке, наметившееся в начале этого века и связанное с именем выдающегося учёного Л. Прандтля, в значительной мере устранило существенные недостатки, свойственные как гидравлике прошлого, представлявшей собой эмпирическую науку, так и классической гидромеханике, имевшей преимущественно теоретический характер. Со временем некоторые из теоретических выводов, основываясь на практическое подтверждение, получили статус общих законов и излагались уже в трактатах естественнонаучного, математического и философского содержания (таблица 1.1).

*Таблица 1.1 – Краткая характеристика теоретических разработок в области гидравлики*

Временной период, автор	Краткая характеристика	Практическое применение
<i>Древняя Греция</i>		
287–212 гг. до н. э., Архимед	Определение величины и направления действия выталкивающей силы	Создание новых гидравлических аппаратов (поршневого насоса, сифона и др.)
<i>Древний Рим</i>		
40–103 г. н. э., Юлий Фронтин	Определение связи между площадью живого сечения и уклоном дна русла	Создание гидротехнических сооружений (акведуков, систем водоснабжения и т. п.)

Продолжение таблицы 1.1

Временной период, автор	Краткая характеристика	Практическое применение
<i>Эпоха Возрождения</i>		
Конец XV – нач. XVI вв., Леонардо да Винчи	Принцип работы гидравлического пресса, образование водоворотных областей, истечение жидкости	Создание центробежных насосов
1585 г., Симон Стевин	Трактат «Начало гидростатики»	Определение величины гидростатического давления на стенки и дно сосуда
1612 г., Галилео Галилей	Трактат «Рассуждение о телах, пребывающих в воде, и о тех, которые в ней движутся»	Определение условий плавания
1634 г., Бенетто Кастелли	Трактат «Измерение текущей воды» (основы гидрометрии)	Закон обратной пропорциональности скорости течения жидкости в трубах площади поперечного сечения
1641 г., Торричелли	Расчет скорости истечения жидкости из отверстия	Изобретение ртутного барометра
<i>XVII в. – нач. XVIII в.</i>		
1661 г., Блез Паскаль	Трактат «О равновесии жидкостей» и формулировка закона о передаче давления в жидкости	Разработка гидравлических машин (гидравлического пресса, домкрата и т. д.)
1738 г., Даниил Бернулли	Трактат «Гидродинамика, или записки о силах и движениях жидкостей»	Теоретические основы расчёта гидромашин (уравнение, связывающее скорость, давление и вертикальную координату потока жидкости)
1748 г., Михаил Ломоносов	Диссертация «Рассуждение о твердости и жидкости тел»	Закон сохранения массы и энергии
1755 г., Леонард Эйлер	Трактат «Общие начала равновесия и движения жидкости»	Дифференциальные уравнения равновесия и движения идеальной жидкости
1766 г., Ж. Борда	Определение истечения жидкости из отверстий и насадков	Определение потери напора при внезапном расширении потока
1771 г., А. Пито	Измерение динамического напора	Трубка Пито
1774 г., Жан Лерон Д'Аламбер	Трактаты к равновесию движения жидкости	Кавитация жидкости

Окончание таблицы 1.1

Временной период, автор	Краткая характеристика	Практическое применение
1778 г., А. Шези	Определение основных показателей подобия потоков	Расчет скорости движения жидкости в открытых руслах
1787 г., Ж. Лангранж	Уравнения движения жидкой среды	Изучение колебательных движений жидкости
1797 г., Д. Винтури	Исследование об истечении воды через короткие цилиндрические и расходящиеся насадки	Насадки Винтури
<i>XIX – нач. XX в.</i>		
1836 г., П. П. Мельников	Издание первого учебника по гидравлике	Создание первой гидравлической лаборатории
1847 г., Н. Е. Жуковский	Исследования гидравлического удара в водопроводных трубах	Определение места скопления воздуха в трубе и места утечки воды в трубе
1849 г., Дарси	Фундаментальный закон (закон Дарси) ламинарного движения грунтовых вод	Уравнение Дарси – Вейсбаха связывает потери напора вдоль трубы к средней скорости потока текучей среды для нежимаемой жидкости
1869 г., Г. Хаген	Впервые установлено существование двух режимов течения жидкости	Ламинарное и турбулентное движение жидкости
1883 г., О. Рейнольдс	Дифференциальные уравнения для осредненного движения жидкости, учитывающие дополнительные (турбулентные) напряжения	Определение критерия перехода ламинарного течения в цилиндрических трубах в турбулентное
1883 г., Н. П. Петров	Научный труд «Трение в машинах и влияние на него смазывающей жидкости»	Законы трения при наличии смазки
1920 г., Ф. Форхгеймер	Исследование гидравлических сопротивлений и фильтрации воды	Решение задачи напорной фильтрации
1922 г., Н. Н. Павловский	Основы математической теории фильтрации воды в грунтах	Метод электромоделирования
1930 г., Л. Прандтль	Полуэмпирическая теория турбулентности	Учет потерь энергии в трубах

Таким образом, современная гидравлика – это наука, в которой опыт обобщается теорией, а теория исправляется и дополняется опытом, получившим в настоящее время широкое применение и в гидромеханике [5; 6].

Гидравлика широко использует методы и результаты гидромеханики и, очевидно, со временем различие в понятиях «гидромеханика» и «гидравлика» исчезнет и сохранит разве лишь исторический интерес. Большой вклад в развитие гидравлики и гидромеханики внесли Даниил Бернулли и Леонард Эйлер (члены Петербургской Академии наук). Важное практическое значение имеют работы Н. П. Петрова – создателя гидродинамической теории смазки и Н. Е. Жуковского, представившего исследования в различных областях гидромеханики и, в частности, разработавшего теорию гидравлического удара в трубах. Необходимо отметить исследования Н. Н. Павловского по теории неравномерного движения и фильтрации жидкости, Л. С. Лейбензона, положившего начало подземной гидромеханике, и др. учёных [5; 6].

## 1.2 Предмет изучения дисциплины

**Гидравлика** – это наука, изучающая законы равновесия и движения жидкостей и разрабатывающая методы применения этих законов для решения различных практических задач. Название «гидравлика» произошло от двух греческих слов: «хюдор» – вода и «аулос» – труба, желоб, т. е. первоначально, гидравлика изучала движение воды по трубам.

*Предметом* изучения гидравлики является закономерности равновесия и движения жидкости, а также вопросы силового взаимодействия между жидкостью и твёрдыми телами. В связи с этим ключевым понятием, объектом изучения в данной дисциплине является понятие *жидкости* [5; 6].

## 1.3 Основные определения и свойства жидкости

Жидкость в современной науке рассматривается как одно из агрегатных состояний вещества, которое обычно считают промежуточным между твёрдым телом и газом: газ не сохраняет ни объём, ни форму, а твёрдое тело сохраняет и то, и другое. Вещество в жидком состоянии существует в определённом интервале температур, ниже которого переходит в твёрдое состояние (происходит кристаллизация либо превращение в твердотельное аморфное состояние – стекло), выше – в газообразное (происходит испарение). Границы этого интервала зависят от давления. В большинстве случаев *жидкость* является не только агрегатным состоянием, но и термодинамической фазой (жидкая фаза). В технической гидромеханике под *жидкостью* понимают физическое тело, обладающее в отличие от твёрдого тела текучестью и в отличие от газа – малой изменчивостью своего объёма [5–7; 20].

*Жидкости* занимают промежуточное положение между газами и твёрдыми телами. Свойства жидкостей при высоких температурах и низких давлениях ближе к свойствам газов, а при низких температурах и высоких дав-

лениях – к свойствам твердых тел. Как и газ, жидкость легко принимает форму сосуда, в который ее налили. Однако в отличие от газа жидкость занимает только часть сосуда. Как и твердое тело, жидкость из-за малого расстояния между молекулами малосжимаема.

Жидкостью называется такое физическое тело, частицы которого обладают очень большой подвижностью относительно друг друга.

Подвижность жидкости объясняется слабой связью между молекулами. Поэтому под жидкостью в гидравлике понимают сплошную деформируемую несжимаемую среду, обладающую свойством текучести или иначе легкой подвижности.

Из этого определения следует, что жидкость обладает различными базовыми свойствами, характеристики которых приведены в таблице 1.2.

**Таблица 1.2 – Базовые свойства жидкости и их характеристика**

Свойства	Краткая характеристика
Сплошность	Непрерывное распределение жидкости в пространстве
Сжимаемость	Изменение плотности жидкости под действием внешних сил (давления, температуры)
Текучесть	Изменение формы сплошной среды жидкости и относительного расположения ее частей под действием неуравновешенных внешних сил, а также способность принимать форму границ пространства, в котором она находится
Вязкость	Сопrotивление сдвигу слоев жидкости, приводящего к появлению сил трения (касательных напряжений) между ее слоями при движении

Как видно из таблицы 1.2, *жидкость* не имеет своей формы, но принимает форму сосуда, в котором она находится и легко деформируется под действием даже малых сил, т. е. обладает свойством текучести. Следовательно, *текучесть жидкости* – это отсутствие собственной формы и как следствие – возникновение внутреннего трения (касательных и нормальных напряжений) между слоями жидкости при ее движении. Во многих задачах пренебрегают внутренними напряжениями, действующими на движущуюся жидкость, которую называют *идеальной* или *невязкой* [5; 6; 14].

Существуют два понятия жидкости: *идеальная* и *реальная*.

*Идеальная* жидкость совершенно не сжимается – она оказывает бесконечно большое сопротивление силам сжатия. Такой жидкости в природе не существует – это научная абстракция, необходимая для упрощения анализа общих законов механики применительно к жидким телам. *Идеальная* жидкость – это несжимающаяся, нерасширяющаяся, обладающая абсолютной подвижностью частиц, отсутствием сил внутреннего трения. В противоположность *идеальной* вводится понятие *вязкой* жидкости, в которой внутренние напряжения учитываются.

*Реальная* жидкость – это жидкость, существующая в природе.

*Упругая* жидкость, которую называют жидкостью Максвелла (а также телом или моделью Максвелла). Эта жидкость не подчиняется закону вязкости Ньютона и поэтому называется *неньютоновской жидкостью*.

Для того чтобы отличать, в каком агрегатном состоянии находится жидкость, вводят понятие *капельной* жидкости, например вода, или несжимаемый газ, воздух.

Таким образом, жидкости в гидромеханике делят на два вида: *капельные* и *газообразные* (рисунок 1.1).



Рисунок 1.1 – Классификация жидкостей

К *капельным* жидкостям относятся вода, нефть, бензин, ртуть, спирт, масло и др. Эти жидкости в малых объемах принимают форму капли, а в больших для них характерно наличие поверхности раздела с газом – свободной поверхности.

*Капельные* жидкости характеризуются:

- большим сопротивлением сжатию (практически несжимаемы);
- малым сопротивлением растягивающим и касательным усилиям (незначительные силы сцепления и трения между частицами жидкости);
- незначительной температурной расширяемостью;
- наличием свободной поверхности между газообразной средой и жидкостью.

*Газообразные* жидкости – это легко сжимаемые газы (воздух, азот, кислород и др.).

Газы способны растворяться в жидкостях, но не безгранично, а до некоторого предела, соответствующего образованию насыщенного раствора. После достижения состояния насыщения устанавливается динамическое равновесие между раствором и находящимся над ним газом. Это равновесие характеризуется тем, что в единицу времени число молекул газа, входящих в жидкость через ее поверхность, равно числу молекул газа, выходящих из жидкости [5; 6; 14; 16; 20; 27].

*Концентрация насыщенного раствора газов* – количественное выражение его растворимости в данной жидкости. На растворимость газов в жидкости оказывают влияние природа газов и жидкости, температура, давление.

В дальнейшем под термином «жидкость» будем понимать только *капельную жидкость*.

Таким образом, общее свойство жидкостей – *жидкость легко меняет свою форму и сохраняет неизменным свой объем при увеличении давления* [5; 6; 16; 27; 28].

Характеристика основных физических свойств жидкости приведена в таблице 1.3.

**Таблица 1.3 – Краткая характеристика физических свойств жидкости**

Свойство	Формула расчета	Условные обозначения
Плотность (масса, заключенная в единицу объема), кг/м <sup>3</sup>	$\rho = \frac{m}{W}$	$m$ – масса жидкого тела, кг; $W$ – объем, м <sup>3</sup>
Удельный объем (величина обратная плотности), м <sup>3</sup> /кг	$V = \frac{1}{\rho}$	$\rho$ – плотность жидкости, кг/м <sup>3</sup>
Удельный вес, Н/м <sup>3</sup>	$\gamma = \frac{G}{W}$	$G$ – вес жидкого тела, Н; $W$ – объем, м <sup>3</sup>
Сжимаемость (коэффициент объемного сжатия)	$\beta_v = -\frac{1dV}{Vdp}$	Относительное изменение объема $dV$ при изменении давления $p$ на единицу
Растворимость газов	$\frac{W_r}{W_{ж}} = k \frac{p}{p_0}$	$W_r$ – объем растворенного газа, приведенный к нормальным условиям $p_0$ ; $W_{ж}$ – объем жидкости; $p$ – давление; $k$ – коэффициент растворимости
Температурное расширение (коэффициент температурного расширения)	$\beta_T = \frac{\Delta V}{V\Delta t}$	Относительное изменение объема, приходящееся на 1 °С
Вязкость, 1 см <sup>2</sup> /с	$\nu = \frac{\mu}{\rho t}$	$\mu$ – динамическая вязкость; $\rho$ – плотность жидкости, кг/м <sup>3</sup>

Следует отметить, что наличие газа в жидкости ухудшает или полностью исключает нормальную работу гидропривода, в частности, нарушается плавность движения приводимых узлов, понижается производительность насосов, появляется запаздывание действия гидропривода и др.

### 1.4 Силы, действующие в жидкости

Так как жидкость представляет собой среду, непрерывно распределенную в пространстве в силу ее сплошности, то и силы, действующие на жидкость, также непрерывно распределены в рассматриваемой области пространства, т. е. вместо сосредоточенных сил, как в классической механике, на жидкость действует поле сил [20; 27; 28].

Существует две группы сил, действующих в жидкости:

- а) объемные (массовые);
- б) поверхностные.

*Объемные* силы действуют на весь выделенный из жидкой среды бесконечно малый элементарный объем. К ним относятся силы тяжести, инерции, а также электромагнитные силы для электропроводящей среды. *Поверхностные* силы действуют на поверхность, ограничивающую элементарный объем [5; 6; 14; 16; 20; 27; 28].

Рассмотрим подробно поверхностные силы. Под влиянием внешних сил, действующих на выделенный объем, возникают соответствующие внутренние силы. Проведем внутри объема поверхность  $S$ , разделяющую его на две части I и II (рисунок 1.2).

Отделим часть II и для сохранения равновесия введем силы такие же, как и силы, с которыми часть II воздействовала на часть I. На элементарную площадку  $\Delta s$ , разделяющей поверхности, действует сила  $\Delta f$ . Площадь  $\Delta s$  может быть стянута в точку М с координатами  $x, y, z$ . В этом случае площадь поверхности  $\Delta s$ , как и сила  $\Delta f$  стремится к нулю. Отношение силы  $df$  к площади поверхности  $ds$  стремится к пределу  $\sigma = \frac{df}{ds}$ , который называют *напряжением*.

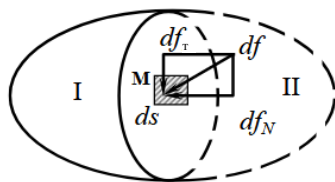


Рисунок 1.2 – Напряжение в жидкости

Силу  $df$ , действующую на площадь  $ds$ , можно разложить на две составляющие: *тангенциальную* и *нормальную*. Соответственно, напряжение в жидкости может быть тангенциальным ( $\tau$ ) и нормальным ( $p$ ). *Тангенциальное напряжение*, действующее вдоль поверхности  $ds$ , называют *напряжением трения*:

$$\tau = \frac{df_{\tau}}{ds}, \quad (1.1)$$



где  $df_T$  – сила трения площади  $ds$ .

Нормальное напряжение, действующее по нормали к поверхности  $ds$ , называют *напряжением давления* или *давлением*:

$$p = \frac{df_N}{ds}, \quad (1.2)$$

где  $df_N$  – сила давления площади  $ds$ .

В покоящейся жидкости имеется только нормальное напряжение, тангенциальное напряжение отсутствует [27; 28].

### Контрольные вопросы

- 1 Назовите определение «Гидравлика» как наука.
- 2 Назовите предмет изучения гидравлики.
- 3 Назовите основные временные периоды теоретических разработок в области гидравлики.
- 4 Что такое жидкость?
- 5 Классификация жидкостей.
- 6 В чем состоит отличие жидкостей от твердых тел и газов?
- 7 Что такое газообразные жидкости?
- 8 Назовите физические свойства жидкости.
- 9 Назовите базовые свойства жидкости.
- 10 Что такое сплошность жидкости?
- 11 Что такое сжимаемость жидкости?
- 12 Что такое текучесть жидкости?
- 13 Что такое вязкость жидкости и чем она обусловлена?
- 14 Назовите единицы измерения вязкости жидкости.
- 15 Назовите силы, действующие в жидкости.
- 16 Приведите пример капельной жидкости.
- 17 Назовите характеристики капельной жидкости.
- 18 Что такое концентрация насыщенного раствора газов?
- 19 Что такое неньютоновская жидкость?
- 20 Что такое реальная жидкость?
- 21 Что такое идеальная жидкость?
- 22 Что такое упругая жидкость?
- 23 Что такое температурное расширение?
- 24 От чего зависит коэффициент температурного расширения?
- 25 Какое напряжение присутствует в покоящейся жидкости?
- 26 Приведите примеры объемной силы жидкости.
- 27 Приведите примеры поверхностной силы жидкости.
- 28 Назовите единицу измерения плотности жидкости.
- 29 Как влияет наличие газа в жидкости на работу гидропривода.
- 30 Назовите общее свойство жидкости.
- 31 Назовите научный вклад в понимание законов движения жидкости, который внесли: Архимед, Леонардо да Винчи, Ньютон, Эйлер, Бернулли, Дарси, Шези, Вейсбах, Прандтль, Жуковский?

## 2 ГИДРОСТАТИКА ЖИДКОСТИ

### 2.1 Гидростатическое давление.

#### Абсолютный и относительный покой жидких сред

##### 2.1.1 Определение гидростатического давления

**Гидростатическое давление** – это давление столба жидкости, находящейся в состоянии равновесия, над некоторым условно выбранным уровнем при действии силы тяжести (рисунок 2.1).

Гидростатическое давление, Па, определяется по формуле

$$p = \frac{P}{S} = \rho gh, \quad (2.1)$$

где  $P$  – вес жидкости, Н;  $S$  – поперечное сечение цилиндрического столба жидкости,  $\text{м}^2$ ;  $\rho$  – плотность жидкости,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $h$  – высота столба жидкости, м;

Формула (2.1) показывает, что давление столба несжимаемой жидкости на дно сосуда зависит от высоты и плотности жидкости. В общем случае плотность зависит от температуры жидкости. Единицей измерения гидростатического давления  $p$  в Международной системе единиц (СИ) является паскаль: Па =  $\frac{\text{кг}}{\text{с}^2 \cdot \text{м}}$ . Эта единица очень мала, поэтому применяют

укрупненные единицы: кПа (килопаскаль) – 1 кПа =  $1 \cdot 10^3$  Па, МПа (мегапаскаль) – 1 МПа =  $1 \cdot 10^6$  Па. Давление, равное  $1 \cdot 10^5$  Па, называют баром (бар) [5; 6; 14; 20; 27].

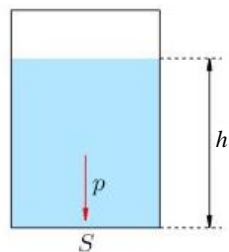


Рисунок 2.1 – Расчетная схема для определения гидростатического давления

##### 2.1.2 Атмосферное, абсолютное, барометрическое, избыточное, вакуумметрическое и дифференциальное давления

**Атмосферное давление** – это давление газовой оболочки планеты Земля, атмосферы, которое действует на все имеющиеся в ней предметы, а также земную поверхность. Давление соответствует силе, которая действует в атмосфере на единицу площади [8; 14; 20; 28].

*Атмосферное давление* является следствием веса воздуха и зависит от высоты на уровне моря и составляет 1013 мбар = 1,01325 бар = 760 мм рт. ст. =

= 101325 Па. Внесистемной единицей измерения давления, приблизительно равной *атмосферному* давлению на поверхности Земли на уровне Мирового океана, является **атмосфера**. Существуют две примерно равные друг другу единицы с таким названием:

– *техническая атмосфера* – внесистемная единица измерения давления, приблизительно равная атмосферному давлению на поверхности Земли на уровне Мирового океана, производимому силой в 1 кгс, равномерно распределённой по перпендикулярной к ней плоской поверхности площадью 1 см<sup>2</sup>. В свою очередь сила в 1 кгс равна силе тяжести, действующей на тело массой 1 кг при значении ускорения свободного падения 9,80665 м/с<sup>2</sup> (нормальное ускорение свободного падения), т. е. 1 кгс = 9,80665 Н. Следовательно, 1 ат = 98 066,5 Па;

– *физическая, или нормальная, атмосфера* – внесистемная единица измерения давления, соответствующая нормальному атмосферному давлению на высоте уровня моря [20; 27; 28].

**Абсолютное давление** – величина, измеренная относительно давления равного абсолютному нулю, т. е. это давление относительно абсолютного вакуума. *Абсолютное* давление – это сумма *атмосферного* и *избыточного* давления.

На рисунке 2.2 приведены различные виды давления.

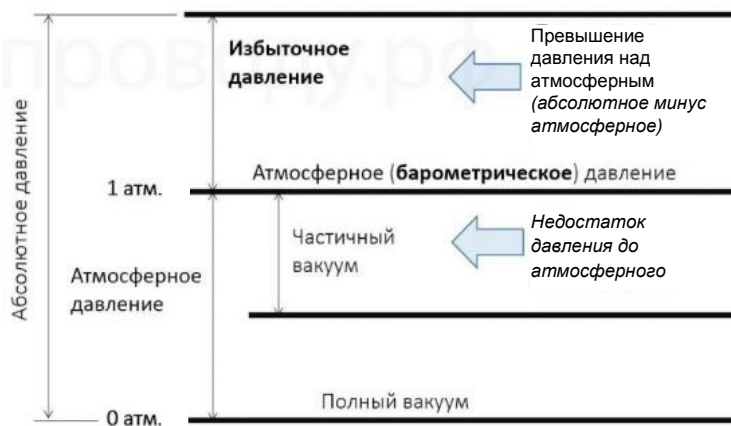


Рисунок 2.2 – Виды давления

**Барометрическое давление** – это *абсолютное* давление земной атмосферы. Свое название этот тип давления получил от измерительного прибора барометра, который, как известно, определяет атмосферное давление в определенный момент времени при определенной температуре и на определенной высоте над уровнем моря. Относительно этого давления определяются *избыточное* давление и вакуум [27; 28].

*Избыточное* давление имеет место в том случае, если имеется положительная разность между *измеряемым* давлением и *барометрическим*, т. е. *избыточное* давление – это величина, на которую измеряемое давление больше барометрического, или *избыточное* давление – это давление над атмосферным. Для измерения этого вида давления используют манометр [5; 16; 27].

Вакуум или по-другому *вакуумметрическое* давление – это величина, на которую измеряемое *давление* меньше *барометрического*. Если избыточное давление обозначается в положительных единицах, то вакуум в отрицательных. Приборы, способные измерять этот тип давления, называют вакуумметрами.

*Дифференциальное* давление имеет место, если сравнивается одно давление относительно другого, причем ни одно из них не равно *барометрическому*. *Избыточное* давление и вакуум меряется относительно *барометрического* давления. Если же измерить эти величины относительно любой другой величины, то мы получим уже *дифференциальное*.

### 2.1.3 Приборы для измерения гидростатического давления

Для измерения давления применяют различные приборы, которые можно подразделить на две основные группы: *жидкостные* и *механические*.

Простейшим *жидкостным* прибором является *пьезометр*, измеряющий давление в жидкости высотой столба той же жидкости. Он представляет собой трубку, залитую определенной жидкостью под давлением. С одной стороны трубка сообщается с атмосферой, а другим концом соединяется с точкой замера давления (пьезометрического напора). Пьезометр – очень чувствительный и точный прибор, однако он удобен только при измерении небольших давлений, в противном случае трубка получается очень длинной, что осложняет его применение (рисунок 2.3) [5; 6; 16].

Избыточное давление в точке М (см. рисунок 2.3) определяется по высоте столба жидкости и удельному весу жидкости в пьезометре:

$$p_m = \gamma_n h_n \text{ или } h_n = \frac{p_m}{\gamma_n}. \quad (2.2)$$

Таким образом, пьезометрическая высота определяет величину избыточного давления в точке, где установлен пьезометр.

Пьезометры применяются главным образом для лабораторных исследований. Их преимущество перед манометрами состоит в непосредственном измерении давления с помощью пьезометрической высоты столба жидкости без промежуточных передаточных механизмов. В качестве пьезометра может быть использован любой колодец, котло-

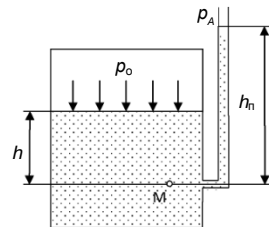


Рисунок 2.3 – Пьезометр

ван, скважина с водой или даже любое измерение глубины воды в открытом резервуаре, так как оно даёт нам величину  $h_{п}$ .

Для измерения более высоких давлений применяют *ртутные манометры*. Поскольку плотность ртути в 13,6 раза больше плотности воды, то и трубки в этих манометрах значительно короче (рисунок 2.4).

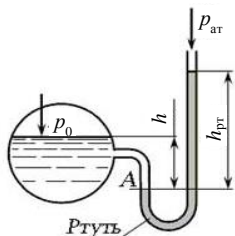


Рисунок 2.4 – Ртутный манометр

Обозначим давление  $p_0$ , действующее на свободной поверхности жидкости как абсолютное давление, и выберем плоскость  $A$  как плоскость уровня. Согласно основному уравнению гидростатики абсолютное давление  $p_A$  по плоскости  $A$ :

$$p_A = p_0 + p_{ж}gh = p_{ат} + p_{рт}gh_{рт}, \quad (2.3)$$

откуда

$$p_0 = p_{ат} - p_{ж}gh + p_{рт}gh_{рт}, \quad (2.4)$$

где  $p_{ж}$  – плотность жидкости в резервуаре;

$p_{рт}$  – плотность ртути.

В тех случаях, когда необходимо измерить не давление в резервуаре, а разность давлений в двух резервуарах или в двух точках жидкости в одном и том же резервуаре, применяют дифференциальные манометры (рисунок 2.5).

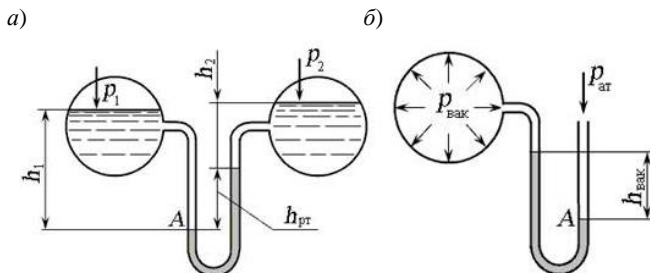


Рисунок 2.5 – Ртутный манометр:  
а – дифференциальный; б – вакуумметр

По основному закону гидростатики для плоскости  $A$ :

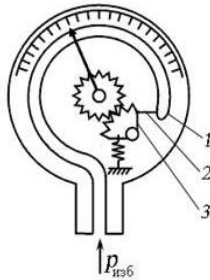
$$p_A = p_1 + p_{ж}gh_1 = p_2 + p_{рт}gh_{рт} + p_{ж}gh_2, \quad (2.5)$$

откуда разность давлений

$$p_1 - p_2 = p_{ж}g(h_1 - h_2) + p_{рт}gh_{рт}. \quad (2.6)$$

Для измерения давлений от 0,2 до 0,3 МПа применяют механические манометры – пружинные или мембранные (рисунок 2.6).

а)



б)

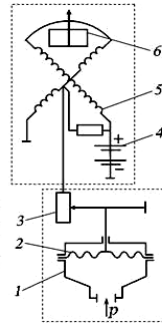


Рисунок 2.6 – Манометр:  
а – пружинный; б – мембранный

Наибольшее распространение получили пружинные манометры, основной частью которых является чувствительный элемент в виде изогнутой полой эллиптической трубки 1, один её конец запаян и соединён тягой 2 с механизмом 3, имеющим рычажно-зубчатую передачу с показывающей стрелкой (см. рисунок 2.6, а). Другой конец трубки герметично соединён с гидросистемой, где измеряется давление. Под действием давления  $p_{изб}$  трубка 1 выпрямляется и приводит в действие рычажный механизм со стрелкой. В зависимости от жёсткости эллиптической трубки устанавливается диапазон давлений, измеряемый манометром [15].

Основным элементом мембранного манометра (см. рисунок 2.6, б) является диафрагма 2, закреплённая в корпусе датчика 1 указателя давления масла. При увеличении давления под диафрагмой она прогибается, а вместе с ней перемещается по реостату 3 подвижный контакт, изменяя сопротивление. Стрелка указателя закреплена на оси вместе с постоянным магнитом б, находящимся под действием результирующего поля катушек 5. Для создания магнитного поля катушки подключены к АКБ 4.

Плотность жидкости может быть приближенно (с точностью до 0,01) определена с помощью ареометра (прибора для измерения плотности жидкости, рисунок 2.7).

Действие ареометра основано на законе Архимеда. Ареометры находят широкое практическое применение при

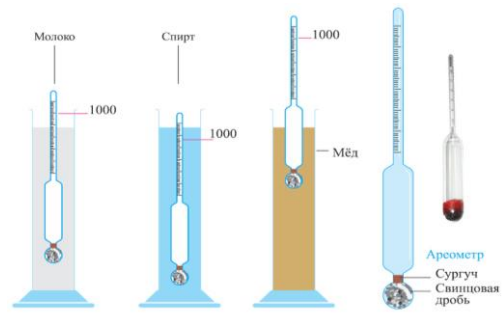


Рисунок 2.7 – Ареометры

определении относительной плотности серной, азотной и соляной кислот, этилового спирта и др. Преимущество его применения – быстрота определения и возможность использования для анализа вязких жидкостей. К недостаткам, помимо невысокой точности, следует отнести необходимость использования относительно большого количества анализируемой жидкости. Как правило, градуировку ареометров производят при 20 °С и относят к плотности воды при 4 °С, поэтому показания шкалы дают величину  $d$ . Если в соответствии с указаниями стандарта температура анализируемой жидкости отличается от температуры, указанной на шкале ареометра, то следует внести поправку на разницу температур [8; 15].

Для автоматического измерения плотности жидкостей и преобразования измеренных значений в аналоговый или цифровой сигнал применяют плотномер, который устанавливают на трубопроводах в составе систем учета массы и определения качества жидкостей на объектах нефтеперерабатывающей, пищевой и химической промышленности.

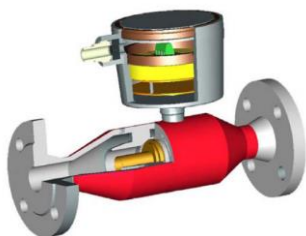


Рисунок 2.8 – Плотномер

Для жидкостей используются автоматические и ручные плотномеры, которые подразделяются в зависимости от принципа действия. Классификация плотномеров приведена в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Классификация плотномеров

Плотномер	Погрешность, %	Принцип работы
Поплавковый (ареометрический)	0,2–2	Масса жидкости, вытесненная плавающим ареометром, равна его массе (закон Архимеда)
Массовые	0,5–1	Пропорциональность плотности и массы жидкости постоянному объему
Гидростатические	4	Линейная зависимость гидростатического давления относительно высоты уровня и плотности жидкости
Вибрационные	1–2	Зависимость резонансной частоты колебаний, которые возбуждаются в жидкости, относительно ее плотности
Радиоизотопные	2	Изменение интенсивности ионизирующих излучений в результате их прохождения сквозь рассматриваемую среду
Ультразвуковые	5	Зависимость скорости звука в среде относительно плотности среды

Для выбора соответствующего плотномера рассматриваются основные метрологические, а также эксплуатационные характеристики, к ним относятся: точность, воспроизводимость, пределы измерения, их погрешности и диапазон, температуры действия и давления, определение взаимодействия конструкционных материалов и исследуемых веществ. Стандартной температурой считается 0 °С, которая позволяет произвести измерения при помощи плотномера [8; 15].

#### 2.1.4 Класс точности прибора, относительная и приведенная погрешности

Класс точности – основная метрологическая характеристика прибора, определяющая допустимые значения основных и дополнительных погрешностей, влияющих на точность измерения.

Класс точности прибора  $k$ , %, представляет отношение максимально возможного значения абсолютной погрешности  $\Delta_{\max}$  к верхнему пределу значения  $N$  шкалы прибора:

$$k = \frac{\Delta_{\max}}{N} \cdot 100. \quad (2.7)$$

Класс точности прибора обозначается на его шкале цифрой, но знак «%» обычно не пишется. Установленные классы точности приборов давления соответствуют следующему ряду: 0,02; 0,05; 0,1; 0,2; 0,35; 0,4; 0,5; 1,0; 1,5; 2,5; 4,0; 6,0. Для измерения в промышленных условиях чаще всего применяют технические приборы, которые имеют класс точности от 0,5 до 6,0. Для стрелочных приборов принято указывать класс точности, записываемый в виде числа, например 0,05 или 4,0. Это число дает максимально возможную погрешность прибора, выраженную в процентах от наибольшего значения величины, измеряемой в данном диапазоне работы прибора.

Следует отметить, что неотъемлемой частью любого измерения является погрешность измерений.

*Погрешность измерения* – это отклонение результата измерения от истинного значения измеряемой величины. Погрешность измерений представляет собой сумму погрешностей, каждая из которых имеет свою причину. По форме числового выражения погрешности измерений подразделяются на *абсолютные* и *относительные* (таблица 2.2).

Таблица 2.2 – Краткая характеристика погрешностей

Погрешность	Определение	Формула расчета
Абсолютная	Разность между показанием прибора и истинным значением измеряемой величины	$\Delta = X - X_0$ , где $X$ – результат измерения; $X_0$ – истинное значение измеряемой величины



Окончание таблицы 2.2

Погрешность	Определение	Формула расчета
Относительная	Отношение абсолютной погрешности измерения к действительному значению измеряемой величины	$\delta = \pm \frac{\Delta}{X_d} \cdot 100 \%,$ где $\Delta$ – абсолютная погрешность; $X_d$ – действительное значение измеряемой величины
Приведенная	Отношение абсолютной погрешности измерения к нормирующему значению, постоянному во всем диапазоне измерения или его части	$\gamma = \pm \frac{\Delta}{X_n} \cdot 100 \%,$ где $X_n$ – нормирующее значение

Относительная и приведенная погрешности выражаются в процентах, либо являются безразмерной величиной, а также могут принимать как положительные, так и отрицательные значения [8; 15].

### 2.1.5 Свойства гидростатического давления

*Первое свойство:* гидростатическое давление направлено всегда по внутренней нормали к площадке, на которую это давление действует (рисунок 2.9). Это свойство легко доказать от противного. Проведем в жидкости поверхность  $\omega$ , выделяющую некоторый объем II.

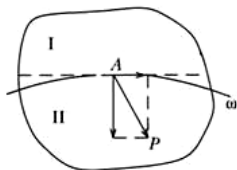


Рисунок 2.9 – Схема для определения первого свойства гидростатического давления

Предположим, что в точке А действует сила  $P$ , направленная не по нормали (см. рисунок 2.9). Тогда ее можно разложить на нормальную и касательную составляющие. Однако касательные силы, обусловленные внутренним трением, могут возникать лишь при движении жидкости, а не при ее равновесии. Отсюда следует, что сила  $P$  может быть направлена лишь по нормали к площадке, на которую она действует [5; 6; 14; 16].

*Второе свойство:* давление в любой точке жидкости одинаково по всем направлениям, поскольку в противном случае также происходило бы перемещение жидкости внутри занимаемого ею объема. Гидростатическое давление в любой точке не зависит от направления. Это значит, что если через точку  $M$  провести, например, две площадки 1-1 и 2-2, то гидростатические давления на этих площадках по абсолютной величине будут одинаковы, т. е.  $|p_1| = |p_2|$  (рисунок 2.10).

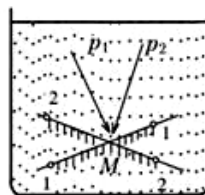


Рисунок 2.10 – Схема определения второго свойства гидростатического давления

*Третье свойство:* гидростатическое давление в точке зависит от координат, а в жидкости, находящейся только под действием сил тяжести, – от глубины её погружения в жидкость. Гидростатическое давление есть функция координат. При этом для жидкости, находящейся в состоянии равновесия, справедлив *закон Паскаля*: всякое изменение давления в какой-либо точке жидкости передается без изменения во все остальные точки жидкости. На этом свойстве основано действие гидравлических машин (гидропрессы, силовые цилиндры, гидродомкраты) [5; 6; 14; 16; 21].

### 2.1.6 Закон Паскаля

**Закон Паскаля** – давление, которое оказывается на жидкость или газ, передается в каждую точку жидкости или газа без изменений. То есть, передача давления во всех направлениях происходит одинаково.

Данный закон действителен только для жидкостей и газов. Дело в том, что молекулы жидких и газообразных веществ под давлением ведут себя совсем не так, как молекулы твердых тел. Их движение отличается друг от друга. Если молекулы жидкости и газа движутся относительно свободно, то молекулы твердых тел такой свободой не обладают. Они лишь слегка колеблются, немного отклоняясь от исходного положения. И благодаря относительно свободному передвижению молекулы газа и жидкости оказывают давление во всех направлениях.

Основной величиной в законе Паскаля является давление, которое измеряется в паскалях (Па). Давление  $p$  – отношение силы  $F$ , которая действует на поверхность перпендикулярно к ее площади  $S$ .

Тогда

$$p = F / S. \quad (2.8)$$

Формулу закона Паскаля можно прочесть следующим образом: 1 Па равен силе в 1 Н, которая действует на поверхность площадью 1 м<sup>2</sup>, т. е. 1 Па = 1 Н/м<sup>2</sup>.

Многие законы физики, в том числе и закон Паскаля, применяются на практике. Например, обычный водопровод не мог бы функционировать, если бы в нем не действовал данный закон. Ведь молекулы воды в трубе движутся хаотично и относительно свободно, а значит и давление, оказываемое на стенки водопровода, везде одинаковое [5; 6; 16; 21; 27; 28].

Работа гидравлического прессы также основана на законах движения и равновесия жидкостей. Пресс представляет собой два соединенных между собой цилиндра с поршнями. Пространство под поршнями заполняют маслом (рисунок 2.11).



Рисунок 2.11– Гидравлический пресс

Также можно провести эксперимент с сырым и вареным яйцом. Если острым предметом, например длинным гвоздем, проткнуть сначала одно, а потом другое, то результат будет разным. Вареное яйцо гвоздь пройдет *насквозь*, а *сырое разлетится вдребезги*, так как для сырого яйца будет действовать закон Паскаля, а для вареного нет [5; 6; 14; 17; 21; 27; 28].

### 2.1.7 Закон сообщающихся резервуаров

**Сообщающиеся резервуары** – это сосуды, соединенные между собой ниже уровня жидкости в каждом из них, что позволяет жидкости перемещаться из одного резервуара в другой.

Форма сообщающихся резервуаров (сосудов) очень разнообразна. В них однородная по плотности жидкость устанавливается на одном уровне, если давления над свободными уровнями жидкости одинаковые, и это не зависит от формы сосуда (рисунок 2.12).

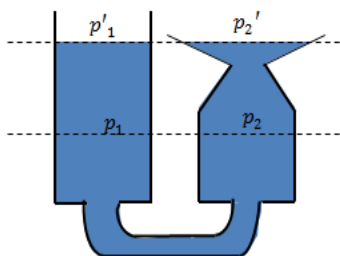


Рисунок 2.12 – Расчетная схема для сообщающихся резервуаров

В жидкости в состоянии равновесия давление на одном уровне:

$$p = \rho gh, \quad (2.9)$$

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

$g$  – ускорение свободного падения, кг/м<sup>2</sup>;

$h$  – высота столба жидкости, м.

В сообщающихся сосудах уровень жидкости находится на одном уровне, тогда исходя из формулы (2.9), можно сказать, что если давление на одном уровне жидкости одинаковы, то равными будут и высоты столбов жидкости.

Если в сообщающихся сосудах находятся жидкости с разными плотностями, то их уровни не будут находиться на одном уровне. Высоты столбов таких жидкостей разные. Следствием закона сообщающихся сосудов является положение: в сообщающихся сосудах высоты столбиков жидкости над уровнем их раздела обратно пропорциональны плотностям этих жидкостей:

$$h_1 h_2 = \rho_2 \rho_1, \quad (2.10)$$

где  $\rho_1, \rho_2$  – плотности жидкостей;

$h_1, h_2$  – соответствующие высоты столбов этих жидкостей.

При одинаковом давлении над поверхностями жидкостей высота столба жидкости с меньшей плотностью будет больше, чем высота столба более плотной жидкости.

### 2.1.8 Гидростатический парадокс

**Гидростатический парадокс** (парадокс Паскаля) – явление, заключающееся в том, что вес жидкости, налитой в сосуд, может отличаться от силы давления жидкости на дно сосуда.

В данном случае под словом «парадокс» понимают неожиданное явление, не соответствующее обычным представлениям. Так, в расширяющихся кверху сосудах сила давления на дно меньше веса жидкости, а в сужающихся – больше. В цилиндрическом сосуде обе силы одинаковы. Если одна и та же жидкость налита до одной и той же высоты в сосуды разной формы, но с одинаковой площадью дна, то, несмотря на разный вес налитой жидкости, сила давления на дно одинакова для всех сосудов и равна весу жидкости в цилиндрическом сосуде (рисунок 2.13).

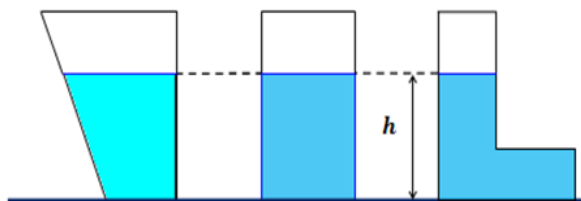


Рисунок 2.13 – Гидростатический парадокс (гидростатическое давление не зависит от формы сосуда)

В однородной покоящейся жидкости давления в точках, лежащих в одной горизонтальной плоскости (на одном уровне), одинаковы. Во всех случаях, приведенных на рисунке 2.13, давление жидкости на дно сосудов одинаково [5; 6; 10; 14; 16; 21].

На данной глубине жидкость давит одинаково по всем направлениям, поэтому давление на стенку на данной глубине будет таким же, как и на горизонтальную площадку, расположенную на такой же глубине.

Распределение давления по поверхности отражают в виде эпюр давления, построение которых основано на свойствах гидростатического давления (рисунок 2.14).

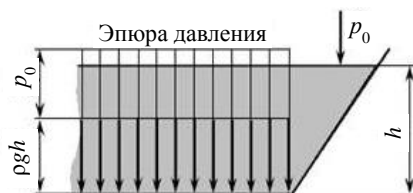


Рисунок 2.14 – Действие гидростатического давления

*Эпюра давления* – это графическое изображение распределения гидростатического давления в жидкости в зависимости от высоты столба жидкости, где давление представляется вектором, направление которого нормально к ограничивающей жидкость поверхности, а его значение определяется избыточным или абсолютным значением в точке приложения данного вектора [16; 21; 27; 28].

Давление жидкости на ограничивающие её горизонтальные поверхности определяется основным уравнением гидростатики:

$$p = p_0 + pgh. \quad (2.11)$$

Силу давления жидкости вызывает только избыточное давление:

$$p = p_{изр} S = p_{ат} + pghS, \quad (2.12)$$

где  $S$  – площадь поверхности, ограничивающей жидкость.

Причина гидростатического парадокса состоит в том, что по закону Паскаля жидкость давит не только на дно, но и на стенки сосуда. Если стенки сосуда вертикальные, то силы давления жидкости на его стенки направлены горизонтально и не имеют вертикальной составляющей. Сила давления жидкости на дно сосуда в этом случае равна весу жидкости в сосуде. Если же сосуд имеет наклонные стенки, давление жидкости на них имеет вертикальную составляющую. В расширяющемся кверху сосуде она направлена вниз, в сужающемся кверху сосуде она направлена вверх. Вес жидкости в сосуде равен сумме вертикальных составляющих давления жидкости по всей внутренней площади сосуда, поэтому он и отличается от давления на дно.

Гидростатический парадокс объясняется законом Паскаля – способностью жидкости передавать давление одинаково во всех направлениях [5; 6; 16; 21; 27].

Из формулы гидростатического давления следует, что одно и то же количество воды, находясь в разных сосудах, может оказывать разное давление на дно. Поскольку это давление зависит от высоты столба жидкости, то в узких сосудах оно будет больше, чем в широких. Благодаря этому даже небольшим количеством воды можно создавать очень большое давление. В 1648 г. это очень убедительно продемонстрировал Б. Паскаль. Он вставил в закрытую бочку, наполненную водой, узкую трубку и, поднявшись на балкон второго этажа, вылил в эту трубку кружку воды. Из-за малой толщины трубки вода в ней поднялась до большой высоты, и давление в бочке увеличилось настолько, что крепления бочки не выдержали, и она треснула [5; 6].

### **2.1.9 Основное уравнение гидростатики в дифференциальном виде (уравнение Эйлера для покоящейся жидкости)**

В дифференциальной форме уравнение гидростатики выводится из уравнения импульсов (2-й закон Ньютона) для неподвижной среды. В соответствии с этим законом в покоящейся жидкости сумма сил, действующая на любой элементарный объем среды, равна нулю. В векторной форме дифференциальное уравнение гидростатики имеет вид:

$$-\frac{1}{\rho} = \text{grad } p + F = 0, \quad (2.13)$$

где  $\rho$  – плотность среды;

$p$  – давление;

$F$  – вектор массовых сил,  $F = X_i + Y_j + Z_k$ .

Это так называемое уравнение Эйлера. Так как жидкость неподвижна, то из поверхностных сил остается только гидростатическое давление, которое уравновешивается массовой силой  $F$ .

Найдем уравнение гидростатики в интегральной форме для покоящейся жидкости в поле массовых сил тяжести. Систему координат расположим так, как показано на рисунке 2.15.

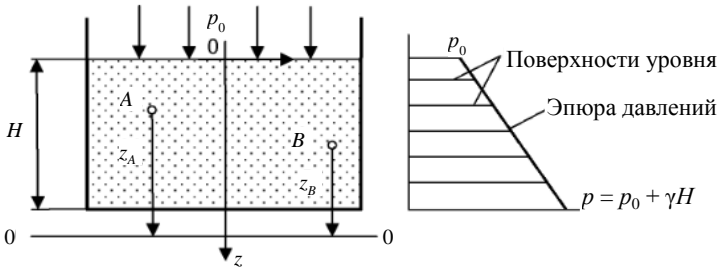


Рисунок 2.15 – Поле сил тяжести

Начало координат совместим со свободной поверхностью.

Свободная поверхность – это поверхность раздела фаз, давление на которой постоянно [5; 6]. Массовой силой здесь является сила тяжести, которая действует в направлении оси  $z$ , то есть,  $Z = g$ . Тогда уравнения Эйлера, записанные в декартовой системе координат, примут вид:

$$\frac{1dp}{\rho dx} = 0, \quad (2.14)$$

$$\frac{1dp}{\rho dy} = 0, \quad (2.15)$$

$$\frac{1dp}{\rho dz} = g. \quad (2.16)$$

Интегрируя эти уравнения, получим в плоскости  $xy$   $p = \text{const}$ . Вдоль оси  $z$  давление меняется линейно:

$$\int_0^z \frac{1dp}{\rho dz} dz = \int_0^z g dz, \quad (2.17)$$

$$p_z - p_0 = \rho g z, \quad (2.18)$$

или

$$p_z = p_0 + \rho g z, \quad (2.19)$$

где  $z$  – вертикальная координата.

Отсюда, давление в произвольной точке М, расположенной на расстоянии  $h$  от свободной поверхности, находим как

$$p_M = p_0 + \rho gh \quad (2.20)$$

или 
$$p = p_0 + \gamma h. \quad (2.21)$$

Полученное уравнение (2.21) называют основным уравнением гидростатики. Давление, вычисленное по этому уравнению, называют абсолютным давлением. Если давление над свободной поверхностью атмосферное, то

$$p = p_A + \gamma h. \quad (2.22)$$

Таким образом, из основного уравнения гидростатики следует, что в покоящейся жидкости под действием сил тяжести сумма потенциальной энергии давления и положения остается неизменной. Или, иначе, сумма пьезометрической и геометрической высот величина постоянная и равна гидростатическому напору [5; 6; 21; 27; 28].

### 2.1.10 Примеры применения уравнения Эйлера для решения практических задач

Рассмотрим задачу по определению скорости движения жидкости по горизонтальной трубе на выходе из неё согласно исходным данным, приведенным в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Исходные данные для расчета

Плотность жидкости, кг/м <sup>3</sup>	Давление, МПа		Скорость на входе в трубу, м/с
	на входе в трубу	на выходе из трубы	
950	0,3	1	50

Тогда уравнение Эйлера для стационарного одномерного потока

$$v \frac{dv}{dx} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dx}. \quad (2.23)$$

Умножим обе части на  $dx$ :

$$v dv = -\frac{dp}{\rho}. \quad (2.24)$$

Тогда

$$\frac{\rho v^2}{2} + p = \text{const}. \quad (2.25)$$

Запишем это выражение для входного и выходного сечений:

$$\frac{\rho v_1^2}{2} + p_1 = \frac{\rho v_2^2}{2} + p_2, \quad (2.26)$$

$$\frac{\rho(v_1^2 - v_2^2)}{2} = p_2 - p_1, \quad (2.27)$$

$$v_2 = \sqrt{v_1^2 - \frac{2(p_2 - p_1)}{\rho}} = 50^2 - \frac{2(10^6 - 3 \cdot 10^5)}{950} = 32,04 \text{ м/с.}$$

Ответ: скорость на выходе из трубы составляет 32,04 м/с.

## 2.2 Определение сил давления покоящейся среды на плоские стенки и криволинейные поверхности. Закон Архимеда

### 2.2.1 Центр давления. Определение центра давления для прямоугольной площадки

Точка приложения результирующей силы давления жидкости на любую поверхность называется *центром* давления.

Из теоретической механики известно, что момент равнодействующей силы относительно произвольной оси равен сумме моментов составляющих сил относительно той же оси (рисунок 2.16).

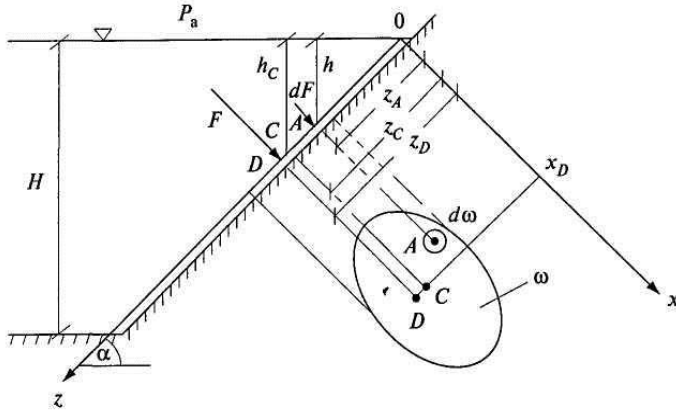


Рисунок 2.16 – Расчетная схема

За ось примем ось  $Ox$  (см. рисунок 2.16), тогда

$$Fz_D = \int_{\omega} zDF = \int_{\omega} z\gamma h d\omega = \int_{\omega} z\gamma z \sin \alpha d\omega = \gamma \sin \alpha \int_{\omega} z^2 d\omega. \quad (2.28)$$

Известно также, что  $\int_{\omega} z^2 d\omega$  является моментом инерции площади  $\omega$  относительно оси  $Ox$   $J_{Ox} = \int_{\omega} z^2 d\omega$ . В результате получаем  $Fz_D = \gamma \sin \alpha J_{Ox}$ , отку-



да  $z_D = \frac{\gamma \sin \alpha J_{Ox}}{F}$ . Подставим в это выражение формулу (2.28) для  $F$  и геометрическое соотношение  $h_c = z_c = \sin \alpha$ :

$$z_D = \frac{\gamma \sin \alpha J_{Ox}}{\gamma h_c \omega} = \frac{\sin \alpha J_{Ox}}{z_c \sin \alpha \omega} = \frac{J_{Ox}}{z_c \omega}. \quad (2.29)$$

Перенесем ось момента инерции в центр тяжести площадки  $\omega$ . Обозначим момент инерции относительно оси, параллельной оси  $Ox$  и проходящей через  $J_c$ . Моменты инерции относительно параллельных осей связаны соотношением

$$J_{Ox} = J_c + \omega z_c^2, \quad (2.30)$$

тогда  $z_D = \frac{J_c + \omega z_c^2}{z_c \omega}$ . Отсюда,  $z_D = z_c + \frac{J_c}{z_c \omega}$ . (2.31)

Формула (2.31) показывает, что центр давления расположен всегда ниже центра тяжести площадки, за исключением случая, если площадка горизонтальна и центр давления совпадает с центром тяжести. Для простых геометрических фигур моменты инерции относительно оси, проходящей через центр тяжести и параллельной оси  $Ox$  (см. рисунок 2.16), определяются по формулам [5; 6; 16; 21; 27; 28]:

– для *прямоугольника*

$$J_c = \frac{bh^3}{12}, \quad (2.32)$$

где сторона основания параллельна  $Ox$ ;

– *равнобедренного треугольника*

$$J_c = \frac{bh^3}{36}, \quad (2.36)$$

где сторона основания параллельна  $Ox$ ;

– *круга*

$$J_c = \frac{\pi r^4}{4}. \quad (2.35)$$

### 2.2.2 Определение силы Архимеда

*Сила Архимеда*, оказывающая действие на тело, погруженное в жидкость (или газ), равна весу жидкости (или газа), в объеме, вытесненном (вытесненным) этим телом.

Рассмотрим тело в виде прямоугольного параллелепипеда, полностью находящееся в жидкости (рисунок 2.17).

Предположим, что верхнее и нижнее основания располагаются параллельно горизонту. Силы давления, действующие на боковые грани параллелепипеда, попарно уравновешены (например,  $\vec{F}_{12} = -\vec{F}_{21}$ ). Они только сжимают параллелепипед. Силы, которые действуют на верхнюю и нижнюю грани параллелепипеда, не равны между собой. Сила действия столба жидкости на верхнюю грань

$$F_1 = p_1 S = (\rho g h_1 + p_0) S, \quad (2.36)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости,  $\text{кг/м}^3$ ;

$h_1$  – высота столба жидкости над верхним основанием параллелепипеда, м;

$p_0$  – давление атмосферы на поверхность жидкости, Па;

$S$  – площадь основания,  $\text{м}^2$ .

Сила давления жидкости на нижнее основание параллелепипеда

$$F_2 = p_2 S = (\rho g h_2 + p_0) S, \quad (2.37)$$

где  $h_2$  – высота столба жидкости над нижним основанием, м.

Так как  $h_2 > h_1$ , то  $F_2 > F_1$ . Тогда модуль результирующей силы, действующей на тело со стороны жидкости,

$$F_A = F_2 - F_1 = p_2 S (h_2 - h_1). \quad (2.38)$$

Если обозначить высоту параллелепипеда как  $h = h_2 - h_1$ , получим закон Архимеда:

$$F_A = \rho g S h = \rho g V, \quad (2.39)$$

где  $V$  – объем параллелепипеда,  $\text{м}^3$ .

При нахождении тела в жидкости (газе) частично под  $V$  понимают объем, погруженный в вещество (жидкость, газ). Правую часть выражения (2.38) еще называют весом жидкости, которую вытесняет тело, погруженное в нее. На тело, находящееся в жидкости или газе, действует сила Архимеда, величина которой равна весу вещества (жидкости или газа) в объеме погруженной части тела. Сила Архимеда направлена вертикально вверх.

Закон Архимеда (2.38) выполняется для тел любой формы. Сила Архимеда дает возможность плавать разного рода кораблям, несмотря на то, что плотность материала, из которого изготовлен корпус транспортного средства в несколько раз больше, чем плотность воды. Необходимо только чтобы вес воды, которую вытесняет подводная часть судна, был равен силе тяжести, которая действует на судно. Средняя же плотность корабля меньше плотности воды.

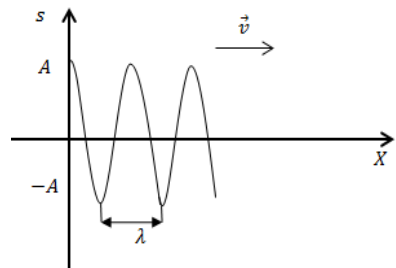


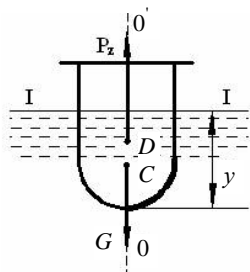
Рисунок 2.17 – Расчетная схема

Сила Архимеда действует на тела, находящиеся в воздухе. Но так как плотность воздуха мала, действием этой силы часто пренебрегают. В состоянии невесомости сила Архимеда равна нулю, так как в невесомости нет гидростатического давления.

Следует учесть, что если тело примыкает ко дну сосуда или его стенке, то равнодействующая сил гидростатического давления станет прижимать тело ко дну или стенке. Поэтому, например, если якорь лежит на большой глубине, то его крайне сложно оторвать от дна.

### 2.2.3 Условие плавания и остойчивости тела

В надводном положении на плавающее тело действуют две силы (рисунок 2.18): сила тяжести тела  $G$  и выталкивающая архимедова сила  $P_z$ . Способность тела плавать, т. е. держаться на поверхности при заданной нагрузке, называется *плавучестью* и определяется по неравенству:



$$\sum G_i \leq P_z, \quad (2.40)$$

где  $\sum G_i$  – суммарная сила тяжести судна и дополнительной загрузки.

Отметим, что при подводном плавании, т. е. погруженном состоянии  $\sum G_i = P_z$ .

Рисунок 2.18 – Расчетная схема

**К основным понятиям теории плавания** относятся:

- *плоскость плавания* (I-I, рисунок 2.18) – пересекающая тело плоскость свободной поверхности жидкости;
- *ватерлиния* – линия пересечения поверхности тела и плоскости плавания;
- *осадка* ( $y$ ) – глубина погружения нижней точки тела. Наибольшая допустимая осадка судна отмечается на нём красной ватерлинией;
- *водоизмещение* – вес воды, вытесненный судном. Водоизмещение судна при полной нагрузке является его основной технической характеристикой;
- *центр водоизмещения* (точка  $D$ , рисунок 2.18) – центр тяжести водоизмещения, через который проходит линия действия выталкивающей архимедовой силы;
- *ось плавания* ( $0-0'$ ) – линия, проходящая через центр тяжести  $C$  и центр водоизмещения  $D$  при равновесии тела.

Для сохранения равновесия ось плавания должна быть вертикальна. Если на плавающее судно в поперечном направлении действует внешняя сила, например сила давления ветра, то судно накренится, ось плавания повернётся относительно точки  $C$  и возникнет крутящий момент  $M_k$ , вращающий судно относительно продольной оси против часовой стрелки (рисунок 2.19).

После прекращения действия внешней силы судно может вернуться в исходное положение, или опрокинуться в зависимости от его остойчивости.

*Остойчивость* – способность плавающего тела, выведенного из равновесия, возвращаться в исходное положение после прекращения действия сил, вызвавших крен.

*Остойчивость* плавающего тела зависит от взаимного положения точек  $C$  и  $D$ . Если центр тяжести  $C$  находится ниже центра водоизмещения  $D$ , то при надводном плавании тело всегда устойчиво, так как возникающий при крене крутящий момент  $M_k$  всегда направлен в сторону, противоположную крену. Если точка  $C$  находится выше точки  $D$  (рисунок 2.20), то плавающее тело может быть устойчивым и неустойчивым [14].

При крене центр водоизмещения  $D$  смещается по горизонтали в сторону крена, так как один борт судна вытесняет больший объём воды, чем другой. Тогда линия действия выталкивающей архимедовой силы  $P_z$  пройдёт через новый центр водоизмещения  $D'$  и пересечётся с осью плавания  $\theta-\theta'$  в точке  $M$ , называемой *метацентром*. Для формулирования условия устойчивости обозначаем отрезок  $MD^1 = b$  (где  $b$  – метацентрический радиус) и  $CD^1 = \Delta$  (где  $\Delta$  – эксцентриситет).

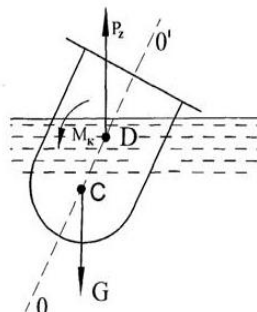


Рисунок 2.19 – Действие сил на тело, частично погруженное в жидкость

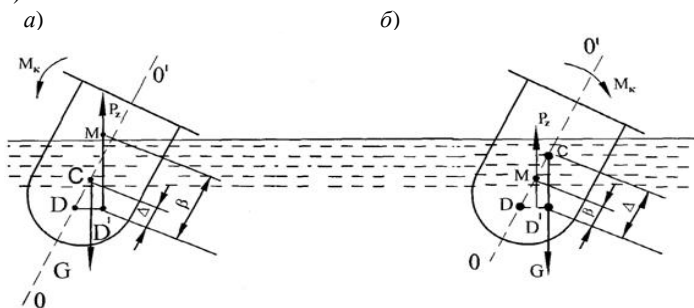


Рисунок 2.20 – Схема действия сил на тело, частично погруженное в жидкость при крене:

- а – крутящий момент направлен в сторону, противоположную крену;
- б – крутящий момент вращает тело в сторону крена, т.е. тело не устойчиво

*Условие устойчивости:* тело устойчиво, если его метацентрический радиус больше эксцентриситета, т. е.  $b > \Delta$ . Из рисунка 2.20 видно, что в случае:

а)  $b > \Delta$  (возникший крутящий момент направлен в сторону, противоположную крену);

б)  $b < \Delta$  момент  $M_k$  (вращает тело в сторону крена, т. е. тело не устойчиво).

При решении задач на остойчивость необходимо использовать справочные данные о значениях моментов инерции твёрдых тел относительно горизонтальной оси. При малых углах крена метацентрический радиус  $b$  определяется по формуле:

$$\beta = \frac{I_c}{W}, \quad (2.41)$$

где  $I_c$  – центральный момент инерции площади ватерлинии относительно оси поворота;

$W$  – объём погруженной части тела.

### 2.2.4 Практическое применение закона Архимеда на примере решения задачи

На примере задачи рассмотрим практическое применение закона Архимеда.

Полый железный шар взвешивают в воздухе и керосине. Показания динамометра соответственно равны 2,59 и 2,16 Н. Необходимо определить объём внутренней полости при этом выталкивающей силой воздуха пренебречь (рисунок 2.21).

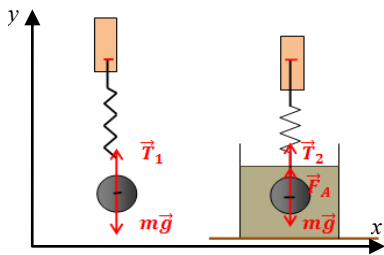


Рисунок 2.21 – Действие сил на тело, погруженное в жидкость по условию задачи

При взвешивании шара в воздухе на него действуют сила тяжести  $m\bar{g}$  и сила упругости пружины динамометра  $\vec{T}_1$ . Тогда условие равновесия шара в воздухе:  $m\bar{g} + \vec{T} = 0$ . Выберем координатную ось, как показано на рисунке 2.20, и спроектируем это векторное равенство на направление выбранной оси:

$$-mg + T_1 = 0. \text{ Откуда масса шара } m = \frac{T_1}{g}.$$

При взвешивании в керосине на шар действуют сила тяжести  $m\bar{g}$ , сила упругости пружины динамометра  $T_2$  и сила Архимеда  $\vec{F}_A$ . В этом случае условие равновесия шара запишется в виде:  $m\bar{g} + \vec{T}_1 + \vec{F}_A = 0$  или в проекции на координатную ось:  $-m\bar{g} + \vec{T}_2 + \vec{F}_A = 0$ . Подставив в последнее уравнение выражение для массы шара, полученное из первого уравнения, а также учитывая, что сила Архимеда  $F_A = \rho_2 g V$  (где  $\rho_2$  – плотность керосина;  $V$  – объём шара), получим:  $T_2 - T_1 + \rho_2 g V = 0$ . Тогда объём шара  $V = \frac{T_1 - T_2}{\rho_2 g}$  и объём

внутренней полости  $v = V - V_1$ . При этом  $V_1 = \frac{m}{\rho_1} = \frac{T_1}{\rho_1 g}$  (где  $V_1$  – объём, за-

нимаемый железом;  $\rho_2$  – плотность железа). Объем полости определяется по формуле  $v = \frac{T_1 - T_2}{\rho_2 g} - \frac{T_1}{\rho_1 g}$ . Исходя из плотности заданных веществ: железа  $\rho_1 = 7800$  кг/м и керосина  $\rho_2 = 800$  кг/м, а также ускорения свободного падения  $g = 9,8$  м/с<sup>2</sup>, объем внутренней полости

$$v = \frac{2,59 - 2,16}{800 \cdot 9,8} - \frac{2,59}{7800 \cdot 9,8} = 2,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3.$$

*Ответ:* объем внутренней полости шара составляет  $2,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ .

### Контрольные вопросы

- 1 Что такое гидростатическое давление?
- 2 Назовите единицы измерения гидростатического давления.
- 3 Назовите свойства гидростатического давления.
- 4 Что такое атмосферное давление?
- 5 Что такое абсолютное давление?
- 6 Что такое барометрическое давление?
- 7 Что такое избыточное давление?
- 8 Что такое вакуумметрическое давление?
- 9 Что такое дифференциальное давление?
- 10 Что такое класс точности прибора?
- 11 Что такое относительная погрешность прибора?
- 12 Что такое приведенная погрешность?
- 13 Приведите классификацию плотномеров.
- 14 Назовите приборы для измерения гидростатического давления.
- 15 Что определяет пьезометрическая высота?
- 16 Что называется гидростатическим парадоксом?
- 17 Назовите причину гидростатического парадокса.
- 18 Что называется центром давления?
- 19 Дайте определение силы Архимеда?
- 20 Назовите закон Паскаля.
- 21 Приведите примеры применения закона Паскаля на практике.
- 22 Основное уравнение гидростатики в дифференциальном виде.
- 23 Что такое остойчивость?
- 24 Назовите условие остойчивости тела, погруженного в жидкость.
- 25 Что такое ось плавания?
- 26 Что такое центр водоизмещения?
- 27 Что такое осадка?
- 28 Что такое ватерлиния?
- 29 Что такое плоскость плавания?
- 30 Что такое метацентр?
- 31 Назовите основные понятия теории плавания.
- 32 Назовите принцип работы поплавкового (ареометрического) плотномера.
- 33 Назовите принцип работы гидростатического плотномера.
- 34 Назовите принцип работы вибрационного плотномера.

## 3 ГИДРОДИНАМИКА ЖИДКОСТИ

---

### 3.1 Виды и режимы движения жидкости. Уравнение Бернулли

#### 3.1.1 Установившееся и неустановившееся, равномерное и неравномерное, напорное и безнапорное движения жидкости

**Установившееся движение** – это движение, неизменное по времени, при котором гидромеханическое давление и скорость являются функциями координат, которые не зависят от времени.

Давление и скорость могут изменяться при перемещении частиц жидкости из одного положения в другое, но в данной неподвижной относительно русла точке величины давления и скорости при *установившемся* движении не меняются во времени.

Примеры *установившегося* движения:

– истечение жидкости через отверстие в резервуарах при постоянном уровне (напоре);

– течение в нефтепроводах при неизменном характере работы потребителей;

– движение жидкости в замкнутом трубопроводе, создаваемое работой центробежного насоса с постоянным числом оборотов.

**Неустановившееся движение** – это такое движение, когда скорость ( $v = f_1(x, y, z, t)$ ) и давление ( $p = f_2(x, y, z, t)$ ) в каждой точке изменяются с течением времени, т.е. являются функциями координат и времени. В этом случае скорость и давление зависят не только от их местонахождения в пространстве, но и от времени.

Примерами *неустановившегося* движения жидкости являются опорожнение и заполнение резервуаров, трубопроводов, течение в трубопроводах при остановке, запуске насосов, открытии или закрытии запорной арматуры и др.

*Установившееся* движение, в свою очередь, подразделяется на *равномерное* и *неравномерное*.

*Равномерным* называется такое установившееся движение, при котором живые сечения вдоль потока не изменяются ( $S = \text{const}$ ) и средние скорости по длине потока также не изменяются ( $v = \text{const}$ ). Примером равномерного движения является: движение жидкости в цилиндрической трубе, в канале постоянного сечения при одинаковых глубинах.

Установившееся движение называется *неравномерным*, когда распределение скоростей в различных поперечных сечениях неодинаково; при этом средняя скорость и площадь поперечного сечения потока могут быть и постоянными вдоль потока. Примером неравномерного движения может быть движение жидкости в конической трубе или в речном русле переменной ширины.

Различают течения жидкости напорные и безнапорные.

*Напорными* называют течения в закрытых руслах без свободной поверхности, а *безнапорное* – это течение со свободной поверхностью.

При *напорных течениях* давление вдоль потока обычно переменное, а при *безнапорном* – постоянное (чаще – атмосферное).

Примером *напорного* течения является течение в трубопроводах с повышенным (или пониженным) давлением, течения в гидромашинах и в других гидроагрегатах. *Безнапорными* являются течения в реках, открытых каналах и лотках.

### 3.1.2 Элементы потока жидкости

**Поток жидкости** – это непрерывная масса частиц жидкости, движущаяся в определенном направлении (рисунок 3.1).

Различают поток *руслевой*, если он ограничен полностью или частично стенками русла, и *свободный*. Пример *свободного* потока – движение струи жидкости, вышедшей из гидромонитора.

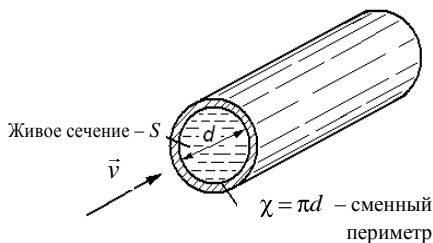


Рисунок 3.1 – Элементы потока

Примерами *руслового* потока может служить движение жидкости в трубопроводах, реках и каналах.

Для схематизации явления движения жидкости и рассмотрения картины течения, образующейся в каждый данный момент времени, вводят понятие *линии тока* (рисунок 3.2).

Построим в точке 1 вектор, показывающий величину и направление скорости движения  $u_1$  в этой точке в данный момент времени  $t$ . Выберем на этом векторе точку 2 на расстоянии  $dl_1$  от точки 1 и построим вектор соответствующей скорости  $u_2$  в этой точке в тот же момент времени  $t$ . Затем выберем точку 3 и т. д. (см. рисунок 3.2). В пределе ломаная линия 1–2–3 станет кривой, проходящей через данную точку 1. Эта кривая называется *линией тока*.

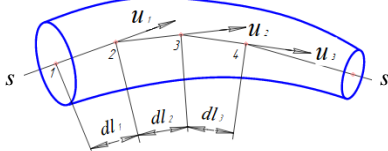


Рисунок 3.2 – Линия тока



ей тока. Следовательно, *линией тока* называется кривая, проведенная в движущейся жидкости линия, касательные к которой в каждой точке совпадают с направлением векторов скорости в точке в данный момент времени. Если в движущейся жидкости взять элементарный замкнутый контур и через все его точки провести линии тока, то образуется трубчатая поверхность, называемая *трубкой тока*. Часть потока, заключенная внутри трубки тока, называется *струйкой* (рисунок 3.3).

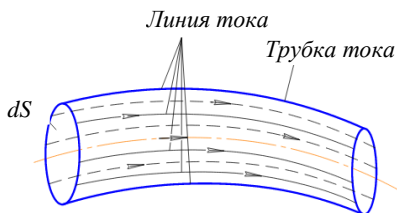


Рисунок 3.3 – Элементарная струйка

Следовательно, *элементарная струйка* – часть потока жидкости, ограниченная линиями тока, проведенными через все точки замкнутого контура, находящегося в движущейся жидкости. Любой поток жидкости можно рассматривать как совокупность большого количества *элементарных струек*. Для случая установившегося движения форма *элементарной струйки* остается неизменной с течением времени и боковая поверхность (трубка тока) непроницаема для частиц жидкости, движущихся как вне, так и внутри ее (обмена энергией жидкости между элементарными струйками нет). Вследствие небольшого поперечного сечения элементарной струйки скорость и гидродинамическое давление во всех точках ее поперечного сечения одинаковы.

Основным свойством *элементарной струйки* является то, что в любой точке ее боковой поверхности, т. е. *трубки тока*, векторы скорости направлены по касательным, а нормальные к этой поверхности составляющие скорости отсутствуют, следовательно, ни одна частица жидкости, ни в одной точке трубки тока не может проникнуть внутрь струйки или выйти наружу.

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



### 3.1.3 Гидравлические элементы живого сечения

К гидравлическим элементам потока относятся: *живое сечение*, *расход*, *смоченный периметр*, *гидравлический радиус* и *средняя скорость* (таблица 3.1).

Таблица 3.1 – Краткая характеристика гидравлических элементов живого сечения

Гидравлические элементы потока жидкости	Определение
<p>Живое сечение, м<sup>2</sup></p>	<p>Поперечное сечение потока, нормальное ко всем линиям тока его пересекающим (обозначается буквой <i>S</i>)</p>

Окончание таблицы 3.1

Гидравлические элементы потока жидкости	Определение
<p>Смоченный периметр, м</p> 	<p>Длина контура живого сечения, на котором жидкость соприкасается с твердыми стенками (обозначается буквой <math>\chi</math>)</p>
<p>Гидравлический радиус, м</p> 	<p>Отношение площади живого сечения <math>S</math> к смоченному периметру <math>\chi</math> (обозначается буквой <math>R = \frac{S}{\chi}</math>)</p>

Средняя по живому сечению скорость – это условная одинаковая во всех точках скорость, при которой расход потока будет такой же, как и при различных местных скоростях.

### 3.1.4 Расход воды: объемный, массовый, весовой

**Расход потока** – это объем жидкости, проходящий в единицу времени через живое сечение потока. Обозначается буквой  $Q$  и измеряется в  $\text{м}^3/\text{с}$ .

**Расход** – это количество жидкости, протекающее через живое сечение потока (струи) в единицу времени. Расход измеряется в единицах объема, весовых единицах или единицах массы, в связи с чем различают расходы: *объемный* ( $Q$ ), *массовый* ( $M$ ), *весовой* ( $G$ ) (таблица 3.2).

Таблица 3.2 – Краткая характеристика расходов

Расход	Единица измерения	Формула расчета	Условные обозначения
<i>Объемный</i> (протекание жидкости в единицу времени через живое сечение потока)	$\text{м}^3/\text{с}$ , $\text{дм}^3/\text{с}$ , $\text{л}/\text{с}$	$Q = \frac{V}{t}$	$V$ – объем жидкости, протекающий через живое сечение потока; $M$ – масса жидкости, протекающая через живое сечение потока;
<i>Массовый</i> (протекание массы жидкости, в единицу времени через живое сечение потока)	$\text{кг}/\text{с}$ , $\text{т}/\text{с}$	$Q_M = \frac{M}{t}$	$G$ – вес жидкости, протекающий через живое сечение потока;
<i>Весовой</i> (протекание веса жидкости в единицу времени через живое сечение потока)	$\text{Н}/\text{с}$ , $\text{кН}/\text{с}$	$Q_G = \frac{G}{t}$	$t$ – время течения жидкости

Чаще всего используется *объёмный* расход потока жидкости. С учётом того, что поток складывается из *элементарных струек*, то и расход потока складывается из расходов элементарных струек жидкости  $dQ$ .

### 3.1.5 Средняя и мгновенная скорости движения жидкости

*Средняя скорость* движения жидкости, м/с, – это отношение расхода к площади живого сечения:

$$v = \frac{Q}{S}, \quad (3.1)$$

где  $Q$  – расход жидкости, м<sup>3</sup>/с;

$S$  – площадь живого сечения, м<sup>2</sup>.

Принято вычислять среднюю скорость, так как скорость движения разных частиц жидкости будет различна. Например, для круглой трубы скорость по центру трубы будет принимать наибольшую величину, а у стенок трубы она будет равна нулю.

Мгновенная скорость – скорость частицы жидкости в данный момент времени в каждой точке в пределах движущегося потока.

Мгновенная скорость – это предел, к которому стремится средняя скорость при  $\Delta t \rightarrow 0$ .

### 3.1.6 Уравнение неразрывности движения жидкости

Уравнение неразрывности потока является основным уравнением гидродинамики. На примере рисунка 3.4 рассмотрим неразрывность движения жидкости.

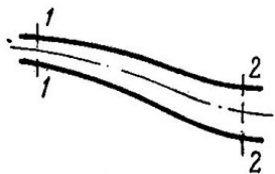


Рисунок 3.4 – Расчетная схема

Отделим сечениями *1-1* и *2-2* некоторый отрезок *элементарной струйки*, в который в единицу времени через сечение *1-1* втекает объем жидкости, равный  $Q_1 = U_1 F_1$ , а через сечение *2-2* – вытекает объем, равный  $Q_2 = U_2 F_2$ . Примем, что жидкость несжимаема и в ней невозможно образование незаполненных жидкостью пространств, т. е. должно соблюдаться условие *сплошности* или неразрывности движения.

Учитывая, что форма *элементарной струйки* с течением времени не изменяется и поперечный приток в струйку или отток из неё отсутствуют, делаем вывод, что элементарные расходы жидкости, проходящие через сечение *1-1* и *2-2*, должны быть одинаковы.

Таким образом,  $Q_1 = Q_2$  или  $U_1 F_1 = U_2 F_2$ . Такие соотношения можно составить для любых двух сечений струйки. Поэтому в более общем виде получаем, что всюду вдоль струйки  $Q = UF = \text{const}$ . Это уравнение называется *уравнением неразрывности жидкости*, которое является первым основным

уравнением гидродинамики. Переходя далее к потоку жидкости в целом, получаем, что  $\frac{U_1}{U_2} = \frac{F_2}{F_1}$ , т. е. средние скорости в поперечных сечениях потока при неразрывности движения обратно пропорциональны площади этих сечений.

### 3.1.7 Уравнение неразрывности движения потока (вывод)

Основным условием, которое должно соблюдаться при течении жидкости, является непрерывность изменения параметров потока в зависимости от координат и времени, т. е. при течении жидкости должны быть соблюдены условия, при которых жидкость должна двигаться в канале как сплошная среда, без разрывов. Выделим внутри пространства с движущейся *капельной* жидкостью неподвижный контур в форме элементарного параллелепипеда с ребрами  $dx$ ,  $dy$ ,  $dz$  (рисунок 3.5).

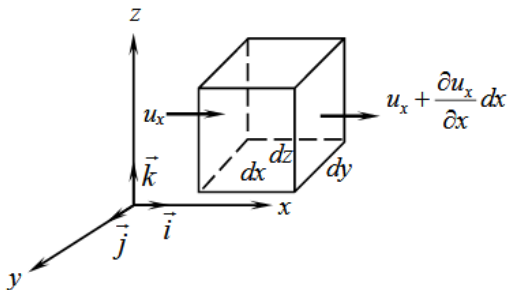


Рисунок 3.5 – Движение жидкости через контур

Обозначим скорость жидкости, которая втекает в левую грань параллелепипеда, через  $u_x$ . Скорость жидкости, вытекающей из правой грани, вследствие неразрывности поля скоростей

$$u_x + \frac{\partial u_x}{\partial x} dx. \quad (3.2)$$

Поскольку рассматриваемый элементарный объем неподвижен, изменение скорости не зависит от времени. В направлении оси  $x$  через левую грань втекает за 1 с жидкость массой  $(u_x dy dz \rho)$ , а вытекает через правую грань

$$\left[ \rho \left( u_x + \frac{\partial u_x}{\partial x} dx \right) dy dz \right]. \quad (3.3)$$

Следовательно, за 1 с из параллелепипеда вытекает в направлении оси  $x$  жидкости больше, чем втекает, на величину

$$\rho \frac{\partial u_x}{\partial x} \cdot dx dy dz . \quad (3.4)$$

Аналогичные выражения получаются и для направлений  $x$ ,  $y$ ,  $z$ . Закон сохранения массы требует, чтобы сумма трех полученных приращений была равна нулю:

$$\rho \frac{\partial u_x}{\partial x} dx dy dz + \rho \frac{\partial u_y}{\partial y} dx dy dz + \rho \frac{\partial u_z}{\partial z} dx dy dz = 0. \quad (3.5)$$

Это уравнение называют уравнением неразрывности, т.к. оно предполагает, что жидкость является сплошной средой.

### 3.1.8 Опыты О. Рейнольдса

Эксперименты О. Рейнольдса показали, что при движении жидкости последняя теряет определенное количество энергии. Эти потери зависят от особенностей движения частиц жидкости в потоке и режима течения. Опыты проводились на специальном лабораторном стенде, представляющем собой заполненный водой сосуд **Б**, к которому в нижней части присоединена стеклянная трубка **Т**. На конце трубки установлен кран **К** для регулирования расхода жидкости. Расход измеряется с помощью секундомера и мерного бочка **М**. Сосуд **Б** постоянно заполняется водой и над ним расположена ёмкость с краской **С**. По тонкой трубочке **Т**<sub>1</sub> краска попадает в жидкость, движущуюся в трубке **Т**. Подачу краски регулирует кран **Р** (рисунок 3.6).

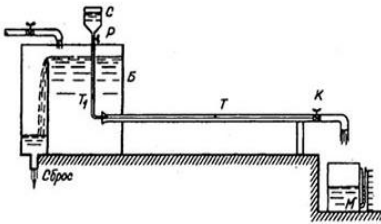


Рисунок 3.6 – Схема установки О. Рейнольдса для определения режимов движения жидкости

жидкость краску несколькими струйками, то они так и будут двигаться, не перемешиваясь с остальной водой.

Движение жидкости, наблюдаемое при небольших скоростях, при которых отдельные струйки жидкости движутся параллельно друг другу и оси потока, называют *ламинарным* (от латинского ламина – слой) или *струйчатым* движением (режимом). *Ламинарное* движение может рассматриваться как движение отдельных слоев жидкости, происходящее без перемешивания частиц (рисунок 3.7, а).

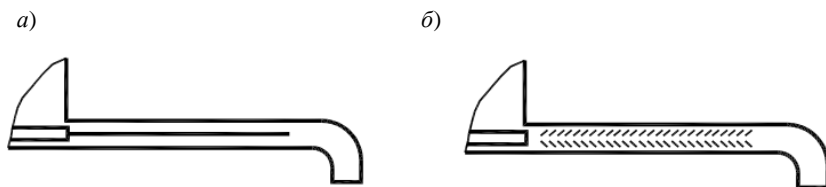


Рисунок 3.7 – Режимы движения воды:  
*a* – ламинарный; *б* – турбулентный

Таким образом, в *ламинарном* режиме жидкость движется струйчато или слоисто, без перемешивания. В *турбулентном* режиме частицы жидкости движутся хаотично, струйки быстро разрушаются (рисунок 3.7, *б*).

**Опыт № 2.** Открывая кран больше и увеличивая скорость потока, видно, что струйка краски становится волнообразной и далее перемешивается с остальной массой воды.

Движение жидкости, которое наблюдается при больших скоростях, называется *турбулентным* (по латински турбулентус – вихревой) движением (режимом). В этом случае в движении жидкости нет видимой закономерности. Отдельные частицы перемешиваются между собой и движутся по меняющимся траекториям сложной формы. Поэтому такое движение называется *беспорядочным*. О. Рейнольдс установил, что основными факторами, определяющими характер режима движения, являются:

- средняя скорость движения жидкости  $v$ , м/с;
- диаметр трубопровода  $d$ , м;
- плотность жидкости  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>;
- абсолютная вязкость жидкости  $\mu$ , Па·с.

При этом, чем больше размеры поперечного сечения и плотность жидкости и чем меньше её вязкость, тем легче при увеличении скорости осуществить *турбулентный* режим. Для характеристики режима движения жидкости Рейнольдсом был выведен безразмерный параметр  $Re$ , учитывающий влияние перечисленных выше факторов, который называется числом Рейнольдса:

$$Re = v d \rho / \mu. \quad (3.6)$$

Поскольку  $\mu/\rho = \nu$  (где  $\nu$  – кинематическая вязкость жидкости, м<sup>2</sup>/с), то формула может иметь вид:  $Re = v d / \nu$ .

Физический смысл – число Рейнольдса ( $Re$ ) характеризует смену режимов течения от *ламинарного* к *турбулентному*. Число Рейнольдса является критерием подобия течения вязкой жидкости.

### 3.1.9 Нижний и верхний критические пределы числа Рейнольдса. Переходная область

Границы существования того или иного режима движения жидкости определяют:

- нижнее критическое число Рейнольдса  $Re_{кр.н}$ ;
- верхнее критическое число Рейнольдса  $Re_{кр.в}$ .

Значение скорости, соответствующее этим значениям  $Re$ , называют *критическими*. При значениях числа Рейнольдса  $Re < Re_{кр.н}$  возможен только *ламинарный* режим, а при значениях  $Re > Re_{кр.в}$  – только *турбулентный*. При  $Re_{кр.н} < Re < Re_{кр.в}$  наблюдается неустойчивое состояние потока.

Следовательно, для определения характера режима необходимо в каждом отдельном случае вычислить число Рейнольдса и сопоставить его с критическими значениями этого числа. В опытах значения числа Рейнольдса приняты следующие:  $Re_{кр.н} = 2000$  и  $Re_{кр.в} = 12\ 000$ . Многие эксперименты, проведенные впоследствии, показали, что критические числа Рейнольдса не являются постоянными величинами и что в действительности при известных условиях неустойчивая зона может оказаться значительно шире.

В настоящее время при практических расчетах обычно принято исходить только из одного критического значения числа Рейнольдса, принимаемого  $Re_{кр} = 2300$ , считая, что при  $Re < 2300$  всегда имеет место *ламинарный*, а при  $Re > 2300$  – всегда *турбулентный* режимы. При этом движение жидкости в неустойчивой зоне исключается из особого рассмотрения, это приводит к некоторому запасу и большей надежности в гидравлических расчетах в случае, если в этой зоне действительно имеет место *ламинарный* режим.

При круглом сечении радиус  $R = d/4$ , откуда  $d = 4R$ , подставляем в формулу для определения числа Рейнольдса  $Re = 4R/v$  или  $Re/4 = R/v$ . Принимаем для критического числа Рейнольдса независимо от формы жидкого сечения величину  $Re_{кр.} = 2300$ .

Таким образом, режим *ламинарный*, если значение числа Рейнольдса  $\frac{vR}{v} < 575$  и режим *турбулентный*, если  $\frac{vR}{v} > 575$ .

Обычно предполагается, что при числе  $Re$  выше 2300 образуется *турбулентный* режим. Тем не менее, при значениях  $Re$  выше критического и до определённого предела наблюдается *переходный* (смешанный) режим течения жидкости, когда *турбулентное* течение более вероятно, но *ламинарное* в некоторых конкретных случаях тоже наблюдается, – это *неустойчивая турбулентность*. В трубах такой переходный интервал может достигаться при  $Re = 2300 \dots 10\ 000$  (рисунок 3.7).

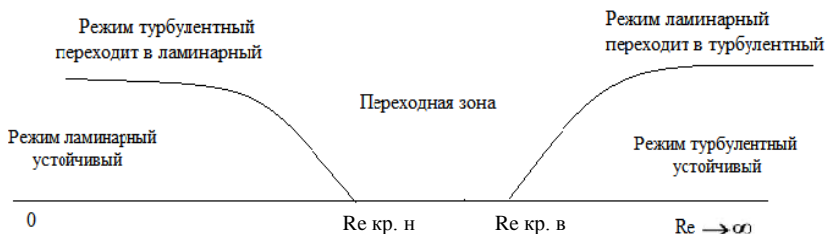


Рисунок 3.7 – Ось чисел О. Рейнольдса

На практике в большинстве случаев (движение воды в трубах, каналах, реках) приходится иметь дело с *турбулентным* режимом. *Ламинарный* режим встречается реже. Он наблюдается, например, при движении в трубах очень вязких жидкостей, что иногда имеет место в нефтепроводах, при движении жидкости в очень узких трубках и порах естественных грунтов.

### 3.1.10 Модель движения жидкости в трубопроводе

В реальном потоке, как показывают многочисленные опыты, возможны разные течения жидкости:

1) *ламинарное* (слоистое) *течение*, в котором частицы жидкости двигаются в своих слоях не перемешиваясь. При этом сами частицы внутри слоя имеют вращательное движение за счет градиента скоростей  $\frac{dv}{dr}$  (рисунок 3.8).

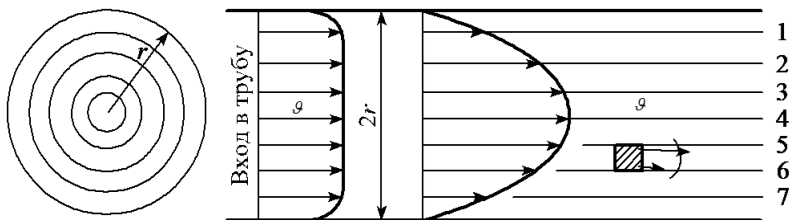


Рисунок 3.8 – Ламинарное движение жидкости в трубопроводе без перемешивания

При увеличении скорости течения жидкости – скорость  $v$  увеличивается, градиент скорости  $\frac{dv}{dr}$ , соответственно. Увеличивается вращательное движение частиц, при этом скорость более удаленного от стенки слоя еще более увеличивается, а скорость пристеночных слоев – уменьшается (рисунок 3.9).



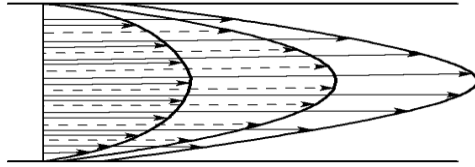


Рисунок 3.9 – Ламинарное движение жидкости в трубопроводе при различных скоростях

Соответственно в пристеночных слоях трубопровода увеличивается гидромеханическое давление (по уравнению Бернулли). Под действием разности давления вращающаяся частица перемещается в толщу ядра, образуя второй режим течения жидкости – *турбулентное течение* (рисунок 3.10).

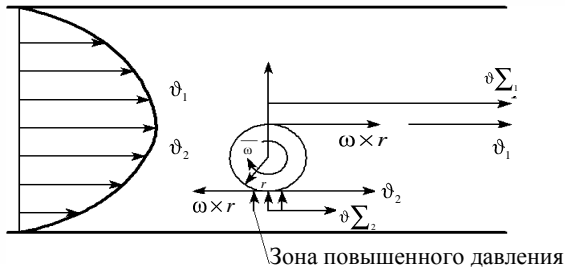


Рисунок 3.10 – Турбулентное движение жидкости

*Турбулентное течение* жидкости сопровождается интенсивным перемешиванием жидкости и пульсацией скоростей и давлений (рисунок 3.11).

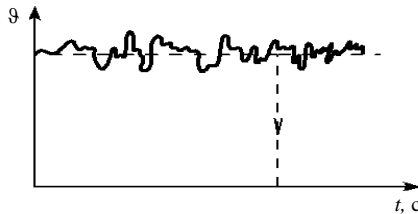


Рисунок 3.11 – Пульсация скоростей и давлений при турбулентном движении жидкости

*Турбулентное течение* жидкости в трубопроводе приведено на рисунке 3.12.

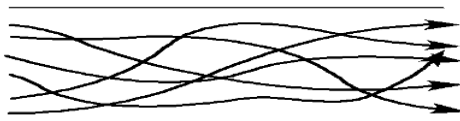


Рисунок 3.12 – Турбулентное движение жидкости в трубопроводе

На практике *ламинарное* течение наблюдается при течении вязких жидкостей (в гидро- и маслосистемах самолета), а *турбулентное* течение – в водопроводе, топливных (керосин, бензин, спирт) системах.

### 3.1.11 Коэффициент Кориолиса

**Коэффициент Кориолиса** характеризует отношение действительной кинетической энергии потока жидкости в данном сечении к той кинетической энергии потока, которую он имел бы, если бы все частицы двигались с одинаковой скоростью, равной средней скорости потока. Удельная полная энергия потока, отнесенная к единице массы:

$$E = \frac{e_n}{\rho Q} = z + \frac{P}{\rho} + \frac{\alpha v_{cp}^2}{2}. \quad (3.7)$$

Третий член в уравнении (3.7) является кинетической энергией единицы массы потока при действительном распределении скоростей в сечении потока:

$$E_{ист}^k = \frac{\alpha v_{cp}^2}{2}. \quad (3.8)$$

Если скорости в сечении распределены равномерно и равнялись  $v = v_{cp} = \text{const}$ , то кинетическая энергия единицы массы потока определяется по средней скорости:  $E_{cp}^k = \frac{v_{cp}^2}{2}$ .

Определим коэффициент Кориолиса как отношение действительной кинетической энергии к средней:

$$\frac{E_{ист}^k}{E_{cp}^k} = \alpha. \quad (3.9)$$

Следовательно, коэффициент Кориолиса является отношением кинетической энергии потока, вычисленной по настоящему распределению скоростей в сечении, к кинетической энергии, определенной по значению средней скорости. Поэтому коэффициент Кориолиса также называется коэффициентом кинетической энергии.

Рассмотрим поток, состоящий из двух ручьев, скорости которых соответственно  $v_1 = 2 \text{ м/с}$ ,  $v_2 = 4 \text{ м/с}$ . Действительная кинетическая энергия равна сумме кинетических энергий ручьев:  $E_{ист}^k = v_1^2 / 2 + v_2^2 / 2 = 10 \text{ м}^2/\text{с}^2$ . Средняя скорость:  $v_{cp} = (v_1 + v_2) / 2 = 3 \text{ м/с}$ , а кинетическая энергия потока, вычисленная по средней скорости:  $E_{cp}^k = v_{cp}^2 / 2 = 9 \text{ м}^2/\text{с}^2$ . Тогда коэффици-

ент Кориолиса  $\alpha = E_{\text{кр}}^k / E_{\text{кр}}^r = 10,9$ . Как видно, действительная кинетическая энергия больше средней, а коэффициент Кориолиса всегда больше единицы. Следовательно, чем больше неравномерность распределения скоростей в поперечных сечениях потока, тем коэффициент Кориолиса имеет большее значение. Тогда для ламинарного потока жидкости в трубах  $\alpha_{\text{л}} = 2$ , а для турбулентного –  $\alpha_{\text{т}} = 1,02 \dots 1,04$ , т. е. при *турбулентном* потоке скорости в сечении распределены более равномерно, чем при *ламинарном* потоке.

### 3.1.12 Уравнение Бернулли для потока идеальной жидкости

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

Рассмотрим трубопровод переменного диаметра, расположенный в пространстве под углом  $\beta$  (рисунок 3.13).

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

Для измерения давления жидкости применяются *пьезометры* – тонкостенные стеклянные трубки, в которых жидкость поднимается на высоту  $p/\rho g$ .



Рисунок 3.13 – Схема к выводу уравнения Бернулли для идеальной жидкости

В каждом сечении установлены пьезометры, в которых уровень жидкости поднимается на разные высоты. Кроме пьезометров в каждом сечении 1-1 и 2-2 установлена трубка, загнутый конец которой направлен навстречу

потоку жидкости, такая трубка называется *трубка Пито*. Жидкость в трубках Пито также поднимается на разные уровни, если отсчитывать их от *пьезометрической линии*.

Пьезометрическую линию можно построить следующим образом. Если между сечением 1-1 и 2-2 поставить несколько таких же пьезометров и через показания уровней жидкости в них провести кривую, то мы получим ломаную линию (см. рисунок 3.13). Однако высота уровней в трубках Пито относительно произвольной горизонтальной прямой  $0-0$ , называемой *плоскостью сравнения*, будет одинакова. Если через показания уровней жидкости в трубках Пито провести линию, то она будет горизонтальна, и будет отражать *уровень полной энергии трубопровода*. Для двух произвольных сечений 1-1 и 2-2 потока идеальной жидкости *уравнение Бернулли* имеет следующий вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = H = \text{const.} \quad (3.10)$$

Так как сечения 1-1 и 2-2 взяты произвольно, то полученное уравнение можно представить, как  $z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = H = \text{const}$  и прочитать его следующим образом: *сумма трех членов уравнения Бернулли для любого сечения потока идеальной жидкости есть величина постоянная*.

С энергетической точки зрения каждый член уравнения представляет собой определенные виды энергии (таблица 3.3).

**Таблица 3.3 – Краткая характеристика расходов**

Параметр уравнения Бернулли	Удельные энергии в сечениях	Напор
$z_1$ и $z_2$	Положения, характеризующие потенциальную энергию в сечениях 1-1 и 2-2	Геометрический
$\frac{p_1}{\rho g}$ и $\frac{p_2}{\rho g}$	Давления, характеризующие потенциальную энергию давления в сечениях 1-1 и 2-2	Пьезометрический
$\frac{v_1^2}{2g}$ и $\frac{v_2^2}{2g}$	Кинетические энергии в сечениях 1-1 и 2-2	Скоростной

**Полным напором** называется полная (кинетическая и потенциальная) удельная механическая энергия жидкости. Напор (давление) выражается в метрах водяного столба (м), атмосферах (атм), барах (бар), килограмм-сила на квадратный сантиметр (кгс/см<sup>2</sup>) или мегапаскалях (МПа).

Согласно уравнению Бернулли *полная удельная энергия идеальной жидкости в любом сечении постоянна*.

Уравнение Бернулли можно рассматривать и геометрически. Из рисунка 3.13 видно, что каждый член уравнения имеет линейную размерность:  $z_1$  и  $z_2$  – геометрические высоты сечений 1-1 и 2-2 над плоскостью сравнения;  $\frac{p_1}{\rho g}$  и  $\frac{p_2}{\rho g}$  – пьезометрические высоты;  $\frac{v_1^2}{2g}$  и  $\frac{v_2^2}{2g}$  – скоростные высоты в указанных сечениях. В этом случае уравнение Бернулли можно прочитать так: *сумма геометрической, пьезометрической и скоростной высоты для идеальной жидкости есть величина постоянная.*

### 3.1.13 Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости несколько отличается от уравнения

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = H = \text{const.}$$

При этом следует отметить, что при движении реальной вязкой жидкости возникают силы трения, на преодоление которых жидкость затрачивает энергию. В результате полная удельная энергия жидкости в сечении 1-1 будет больше полной удельной энергии в сечении 2-2 на величину потерь энергии (рисунок 3.14).

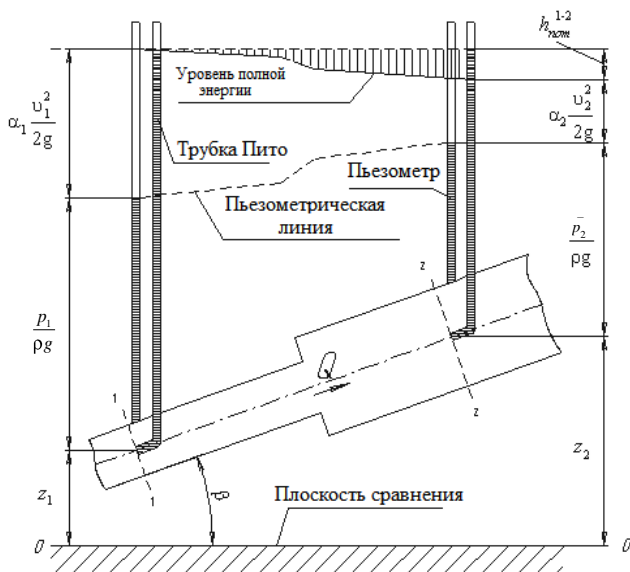


Рисунок 3.14 – Схема к выводу уравнения Бернулли для реальной жидкости

Потерянная энергия или потерянный напор обозначаются  $h_{\text{пот}}^{1-2}$  и имеют также линейную размерность. Тогда уравнение Бернулли для реальной жидкости будет иметь вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{\text{пот}}^{1-2} = H = \text{const}. \quad (3.11)$$

Из рисунка 3.14 видно, что по мере движения жидкости от сечения 1-1 до сечения 2-2 потерянный напор все время увеличивается (потерянный напор выделен вертикальной штриховкой).

Таким образом, уровень первоначальной энергии, которой обладает жидкость в первом сечении, для второго сечения будет складываться из четырех составляющих: геометрической высоты, пьезометрической высоты, скоростной высоты и потерянного напора между сечениями 1-1 и 2-2. Кроме этого, в уравнении появились еще два коэффициента  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , которые являются *коэффициентами Кориолиса* и зависят от режима течения жидкости ( $\alpha = 2$  для ламинарного режима,  $\alpha = 1$  для турбулентного режима). Потерянная высота  $h_{\text{пот}}^{1-2}$  складывается из линейных потерь, вызванных силой трения между слоями жидкости, и потерь, вызванных местными сопротивлениями (изменениями конфигурации потока):

$$h_{\text{пот}}^{1-2} = h_{\text{лин}} + h_{\text{мест}}. \quad (3.12)$$

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

Таким образом, уравнение Бернулли является основным законом установившегося движения жидкости и позволяет рассмотреть работу ряда устройств, например, дроссельного расходомера, карбюратора, струйного насоса, трубки полного напора и т. п.

### 3.1.14 Геометрическая интерпретация уравнения Бернулли

Согласно рисунку 3.14 потери энергии между сечениями  $h_{\text{пот}}^{1-2}$ , отнесенные к расстоянию между ними  $L$ , представляют собой средний гидравлический уклон:

$$i_{\text{ср}} = \frac{h_{\text{пот}}^{1-2}}{L}. \quad (3.13)$$

Гидравлический уклон – величина безразмерная и всегда положительная. Средний пьезометрический уклон также величина безразмерная, но

может иметь как положительное, так и отрицательное значение и определяется по формуле

$$i_{\text{ср пьез}} = \frac{\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right)}{L}. \quad (3.14)$$

Если  $\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) > \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right)$ , то уклон  $i_{\text{ср пьез}}$  положительный.

Если  $\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) < \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right)$ , то уклон  $i_{\text{ср пьез}}$  отрицательный.

### 3.1.15 Использование трубки Пито для определения скоростного напора

Для измерения скорости в точках потока широко используется работающая по принципу уравнения Бернулли трубка Пито, загнутый конец которой направлен навстречу потоку (рисунок 3.15).

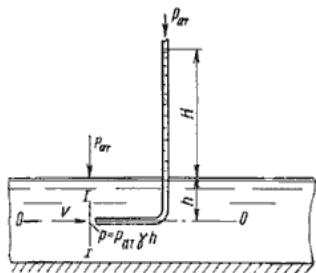


Рисунок 3.15 – Трубка Пито

Пусть требуется измерить скорость жидкости в какой-то точке потока. Поместив конец трубки в указанную точку и составив уравнение Бернулли для сечения  $I-I$  и сечения, проходящего на уровне жидкости в трубке Пито, получим

$$\frac{p_{\text{ам}} + \gamma h}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = H + h + \frac{p_{\text{ам}}}{\gamma} \quad (3.15)$$

$$\text{или } v = \sqrt{2gH},$$

где  $H$  – столб жидкости в трубке Пито.

Для измерения расхода жидкости в трубопроводах часто используют расходомер Вентури, действие которого также основано по принципу уравнения Бернулли. Расходомер Вентури состоит из двух конических насадков с цилиндрической вставкой между ними (рисунок 3.16).

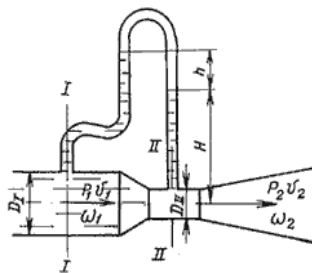


Рисунок 3.16 – Расходомер Вентури

Если в сечениях  $I-I$  и  $II-II$  поставить пьезометры, то разность уровней в них будет зависеть от расхода жидкости, протекающей по трубе. Пренебрегая потерями напора и считая  $z_1 = z_2$ , запишем уравнение Бернулли для сечений  $I-I$  и  $II-II$ :

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}. \quad (3.16)$$

или

$$h = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} = \frac{v_1^2}{2g} \left[ -1 + \left( \frac{v_2}{v_1} \right)^2 \right]. \quad (3.17)$$

Используя уравнение неразрывности  $Q = v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2$ , сделаем замену:

$$h = \frac{Q^2}{2g\omega_1^2} \left[ -1 + \left( \frac{v_2}{v_1} \right)^2 \right]. \quad (3.18)$$

Решая относительно  $Q$ , получим

$$Q = \omega_1 \omega_2 \sqrt{\frac{2g}{\omega_1^2 - \omega_2^2}} \cdot \sqrt{h}. \quad (3.19)$$

Выражение, стоящее перед  $\sqrt{h}$ , является постоянной величиной и носит название *постоянной водомера* Вентури. Из полученного уравнения видно, что  $h$  зависит от расхода  $Q$ . Часто эту зависимость строят в виде тарировочной кривой  $h$  от  $Q$ , которая имеет параболический характер.

### 3.1.16 Потери напора на гидравлическое трение при ламинарном режиме движения

Потери напора на трение, или потери по длине возникают в чистом виде в прямых трубах постоянного сечения, т. е. при ламинарном (равномерном) течении жидкости. Для горизонтальной трубы постоянного сечения с геометрическими высотами центров тяжести сечений  $z_1 = z_2$ , средние скорости в сечениях  $v_1 = v_2$ , коэффициенты *Кориолиса*  $\alpha_1 = \alpha_2$ , тогда потери напора в соответствии с уравнением Бернулли могут быть определены по зависимости

$$h_{\text{тр}} = \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_2}{\rho g}. \quad (3.20)$$

Таким образом, при равномерном движении жидкости потери напора по длине трубы определяются разностью пьезометрических высот в сечениях. Общее выражение для потерь напора на трение при равномерном движении жидкости в трубах  $h_{\text{тр}}$ , м, справедливое как для ламинарного, так и для турбулентного режимов, имеет вид:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{lv^2}{d2g}, \quad (3.21)$$



где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси).

Эта зависимость называется **формулой Дарси-Вейсбаха**.

### 3.1.17 Закон Пуазейля

Закон Пуазейля представляет собой формулу для объемной скорости течения жидкости. Он был открыт экспериментально французским физиологом Пуазейлем, который исследовал течение крови в кровеносных сосудах. Закон Пуазейля часто называют главным законом гидродинамики, связывающим объемную скорость течения жидкости с разностью давления в начале и конце трубки как движущей силой потока, вязкостью жидкости, радиусом и длиной трубки. Закон Пуазейля используют в случае, если течение жидкости ламинарное:

$$v = \frac{(p_1 - p_2)\pi r^4}{8vl}, \quad (3.22)$$

где  $v$  – объемная скорость жидкости, м<sup>3</sup>/с;

$(p_1 - p_2)$  – разлчие давления через концы трубки, Па;

$r$  – внутренний радиус трубки, м;

$v$  – вязкость жидкости, Па с;

$l$  – длина трубки, м.

Закон Пуазейля показывает, что величина  $v$  пропорциональна разнице давления  $p_1 - p_2$  в начале и конце трубки. Если  $p_1$  равняется  $p_2$ , поток жидкости прекращается. Формула закона Пуазейля также показывает, что высокая вязкость жидкости приводит к снижению объемной скорости её течения жидкости. Она также показывает, что объемная скорость жидкости значительно зависима от радиуса трубки. Это подразумевает, что умеренные изменения радиуса кровеносных сосудов могут обеспечивать большие различия объемной скорости жидкости, протекающей через сосуд.

Формула закона Пуазейля упрощается и становится более универсальной при введении вспомогательной величины – *гидродинамического сопротивления*  $R$ , которое для цилиндрической трубки может быть определено по формуле:

$$R = \frac{8vl}{\pi r^4}. \quad (3.23)$$

Таким образом, Закон Пуазейля показывает, что объемная скорость жидкости прямо пропорциональна разнице давления в начале и конце трубки и обратно пропорциональна гидродинамическому сопротивлению:

$$v = \frac{(p_1 - p_2)}{R}. \quad (3.24)$$

## 3.2 Определение потерь напора

### 3.2.1 Гидравлически гладкие и шероховатые трубы

Поверхности стенок трубопроводов имеют различную шероховатость. **Шероховатость** – это совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами на базовой длине (измеряется в микрометрах, мкм). Высота выступов *шероховатости* называется *абсолютной шероховатостью* ( $\Delta$ ). Так как промышленные трубопроводы обладают неравномерной высотой выступов, то пользуются понятием *эквивалентной шероховатости*. Под ней понимают такую условно равномерную шероховатость, при которой потери напора в трубопроводе такие же, как и при естественной шероховатости.

В зависимости от состояния внутренней поверхности трубопровода различают три вида *шероховатости* (таблица 3.4).

Таблица 3.4 – Краткая характеристика видов шероховатости труб

Вид шероховатости труб	Краткая характеристика
<p>Равномерная</p> 	Одинаковая высота выступов, находящихся на одинаковом расстоянии друг от друга
<p>Неравномерная</p> 	Выступы имеют неодинаковую высоту, форму и плотность распределения по поверхности трубы (эквивалентная шероховатость)
<p>Волнистая</p> 	Неравномерное (волнообразное) расположение выступов по поверхности стенки

В зависимости от соотношения толщины ламинарного слоя  $\delta$  и высоты шероховатости ( $\Delta$ ) различают гидравлически гладкие трубы, если  $\delta > \Delta$ , и гидравлически шероховатые, если  $\delta < \Delta$ . Опыты показывают, что толщина ламинарного подслоя зависит от числа Рейнольдса. При увеличении числа  $Re$  толщина ламинарного подслоя уменьшается:

$$\delta = 30 \frac{d}{Re \sqrt{\lambda}}. \quad (3.25)$$

При различных числах Рейнольдса одна и та же труба может быть как гидравлически гладкой, так и шероховатой. Шероховатость обычно характеризуется не высотой выступов шероховатости  $\Delta$ , а отношением  $\Delta$  к радиусу или диаметру трубы, т. е.  $\Delta r$  или  $\Delta d$ , называемыми *относительной шероховатостью*. При этом понятия гидравлически гладкой и шероховатой стенки относительны: одна и та же стенка в одних условиях (при малых  $Re$ ) может быть «гладкой», в других условиях (при больших  $Re$ ) – «шероховатой» [5–7; 10; 14; 16; 21; 31].

### 3.2.2 Определение коэффициента внутреннего гидравлического трения

**Коэффициент гидравлического трения** зависит от режима движения жидкости, значения критерия Рейнольдса, а также состояния стенок трубы.

При *ламинарном режиме* течения жидкости коэффициент гидравлического трения можно рассчитать по формуле:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (3.26)$$

При турбулентном режиме течения жидкости весь диапазон значений чисел Рейнольдса, в зависимости от относительной шероховатости, необходимо разделить на области, каждой из которых будет соответствовать своя формула для расчета коэффициента гидравлического трения (таблица 3.5).

Таблица 3.5 – Расчет коэффициента гидравлического трения

Режим движения жидкости		Число Рейнольдса	Коэффициент гидравлического трения
Ламинарный		$Re < 2300$	$\lambda = \frac{64}{Re}$ или $\lambda = \frac{75}{Re}$
Переходный		$2300 < Re < 4000$	Проектирование трубопроводов не рекомендуется
Турбулентный	I область	$4000 < Re < 10 \frac{d}{\Delta}$	$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$ (формула Блазиуса)
	II область	$10 \frac{d}{\Delta} < Re < 560 \frac{d}{\Delta}$	$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta_s}{d} + \frac{68}{Re} \right)$ (формула Альтшуля)
	III область	$Re > 560 \frac{d}{\Delta}$	$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta_s}{d} \right)^{0,25}$ (формула Шифринсона) $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left( \frac{\Delta_s}{3,71d} \right)$ (формула Никурадзе)

Изменение коэффициента трения  $\lambda$  в интервале чисел  $Re$ , охватывающем *ламинарный режим* и *турбулентное течение* в гладких трубах, представлено на рисунке 3.17.

В области гидравлически гладких труб коэффициент  $\lambda$  с увеличением  $Re$ , как и при ламинарном режиме, уменьшается, но по более пологой кривой. Как в том, так и в другом случае падение  $\lambda$  вызвано уменьшением сил трения по сравнению с инерционными силами.

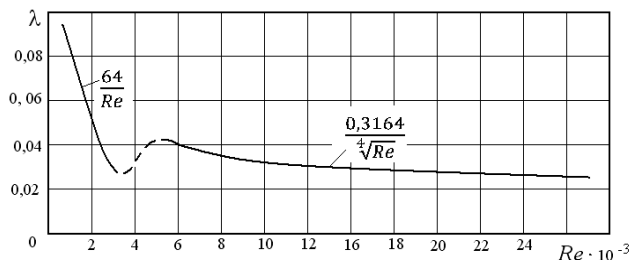


Рисунок 3.17 – Зависимость коэффициента трения от числа Рейнольдса при ламинарном и турбулентном режимах течения в гидравлически гладких трубах

Впервые наиболее исчерпывающие работы по определению коэффициента трения были даны И. И. Никурадзе, который на основе опытных данных построил график зависимости  $\lg(1000\lambda)$  от  $\lg Re$  для ряда значений  $\Delta/r_0$ . Опыты Никурадзе были проведены на трубах с искусственно заданной шероховатостью, полученной путем приклейки песчинок определенного размера на внутренние стенки трубопровода. Результаты этих исследований представлены на рисунке 3.18, где построены кривые зависимости  $\lg(1000\lambda)$  от  $\lg Re$  для ряда значений  $\Delta/r_0$ .

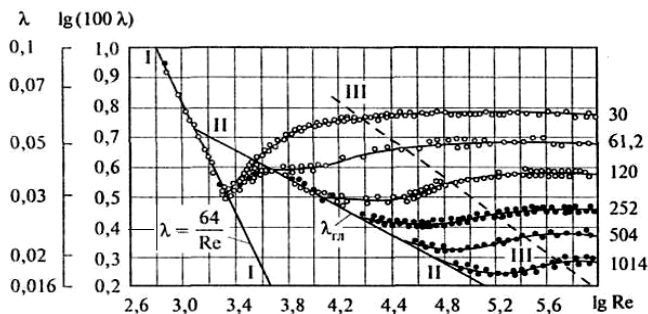


Рисунок 3.18 – График Никурадзе – Мурина

На графике 3.18 прямая I соответствует ламинарному режиму движения жидкости. Далее на графике можно рассмотреть три области.

Первая область (I) – область малых  $Re$  и  $\Delta/r_0$ , где коэффициент  $\lambda$  не зависит от шероховатости, а определяется лишь числом  $Re$ . Это область гидравлически гладких труб, и если число Рейнольдса лежит в диапазоне  $4000 < Re < 10 \frac{d}{\Delta}$ , то коэффициент  $\lambda$  определяется по полуэмпирической формуле Блазиуса.

Во второй области (II), расположенной между линий II и пунктирной линией справа, коэффициент  $\lambda$  зависит одновременно от двух параметров – числа Re и относительной шероховатости  $\Delta/r_0$ , которую можно заменить на  $\Delta_3$ . Для определения коэффициента  $\lambda$  в этой области может служить универсальная формула А. Д. Альтшуля (см таблицу 3.5).

Третья область (III) – область больших Re и  $\Delta/r_0$ , где коэффициент  $\lambda$  не зависит от числа Re, а определяется лишь относительной шероховатостью (область расположена справа от пунктирной линии). Это *область шероховатых труб*, в которой все линии с различными шероховатостями параллельны между собой. Эту область называют областью автотурбулентности или режимом квадратичного сопротивления, т. к. здесь гидравлические потери пропорциональны квадрату скорости (см. таблицу 3.5).

### 3.2.3 Определение коэффициента Дарси лабораторным способом

Начало изучения законов фильтрации подземных вод в горных породах относится к 1856 г., когда французский гидравлик Анри Дарси выполнил ряд экспериментов по фильтрации воды в пористых средах при помощи установки, приведенной на рисунке 3.19.

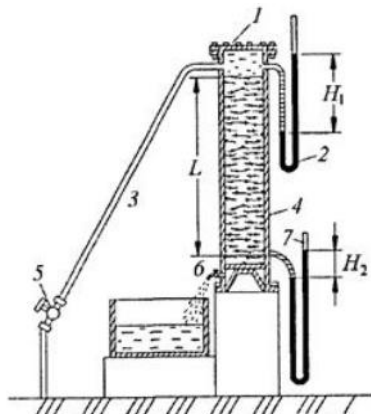


Рисунок 3.19 – Установка Дарси

Установка представляет собой вертикально расположенный цилиндр 1 с внутренним размером диаметра 15 см, заполненный гравием различной крупности ( $d = 2,0 \dots 5,0$  мм), толщина слоя – 15 см. На границах расположения гравийной засыпки имеются штуцеры, к которым через резиновые шланги подсоединены стеклянные пьезометры 2 и 7 для измерения напоров. Вода в цилиндр поступает из системы водопровода 5 по трубе 3. Внизу цилиндра, через отверстие 6 вода вытекает в мерный резервуар, с помощью которого можно определить объем воды  $W$ ,  $\text{м}^3$ , поступающий в единицу времени  $t$ , с, измеряемого секундомером, а температуру воды – термометром.

Сущность опыта сводится к определению расхода воды  $Q$ ,  $\text{см}^3/\text{с}$ ,  $\text{м}^3/\text{сут}$ , профильтровавшейся через фильтр на участке  $L$ , и напоров  $H_1$  и  $H_2$  на границах участка фильтрации:

$$Q = W / t, \quad (3.27)$$

где  $W$  – объем жидкости в мерном резервуаре,  $\text{м}^3$ ;  
 $t$  – время заполнения резервуара.

**Закон Дарси** – это линейный закон фильтрации, устанавливающий линейную связь между потерей напора  $H_1 - H_2$  и объёмным расходом жидкости  $Q$ , текущей в трубке с площадью поперечного сечения  $F$ , заполненной пористой средой (рисунок 3.20).

Напор для несжимаемой жидкости имеет вид:

$$H = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g},$$

где  $z$  – высота положения;

$p/\gamma$  – пьезометрическая высота;

$\gamma$  – объёмный вес;

$v$  – скорость движения жидкости.

А. Дарси экспериментально установил, что расход жидкости через трубку с пористой средой прямо пропорционален потере напора и площади поперечного сечения трубки (модели пласта) и обратно пропорционален длине трубки (пласта):

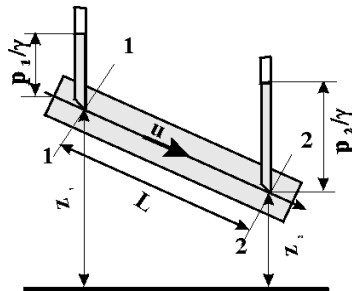


Рисунок 3.20 – Схема наклонного пласта

$$Q = k_{\phi} \frac{\Delta H}{\Delta L} F. \quad (3.28)$$

Тогда гидравлический уклон

$$i = \frac{\Delta H}{\Delta L}. \quad (3.29)$$

$$\Delta H = H_2 - H_1, \quad (3.30)$$

где  $H_1$  и  $H_2$  – полные напоры в начальном и конечном сечениях образца пористой среды (модели пласта).

Полные напоры характеризуют расход потока через единицу площади сечения, перпендикулярного потоку под действием единичного градиента напора. Тогда

$$Q = Fv, \text{ а } v = k_{\phi} \frac{\Delta H}{\Delta L} \text{ и } v = k_{\phi} i, \quad (3.31)$$

где  $k_{\phi}$  – коэффициент фильтрации, м/с.

Коэффициент фильтрации характеризует расход потока через единицу площади, через которую фильтруется жидкость, зависящий как от структуры пористой среды, так и от свойств фильтрующейся жидкости, т. е. зависит от размера частиц, их формы и степени шероховатости, пористости среды, вязкости жидкости.

Следует отметить, что под фильтрацией понимают движение воды в пористом пространстве грунта. Знание законов фильтрации необходимо при проектировании, строительстве и эксплуатации производственных, жилых и общественных зданий и сооружений, а также для определения притока грунтовой воды к котлованам строящихся зданий, дренажным и водозаборным устройствам, для расчётов осадки фундаментов и вычисления потерь воды через земляные плотины и дамбы. Движение грунтовых вод так же, как и открытых потоков, может быть установившимся и неустановившимся, равномерным и неравномерным, напорным и безнапорным [5–7; 10; 14; 16; 31].

### 3.2.4 Виды местных сопротивлений

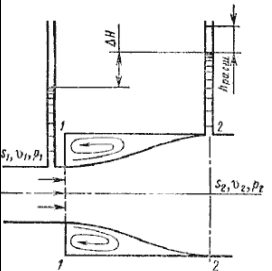
Гидравлические потери энергии делятся на *местные* и потери на трение по длине. Рассмотрим потери, обусловленные *местными* гидравлическими сопротивлениями, т. е. такими элементами трубопроводов, в которых вследствие изменения размеров или конфигурации русла происходит изменение скорости потока, отрыв транзитного потока от стенок русла и возникают вихреобразования [5–7; 31].

Эмпирическая общая формула связи местной потери напора и скорости потока определяется по формуле Вейсбаха:

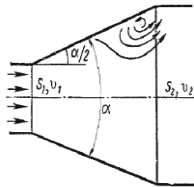
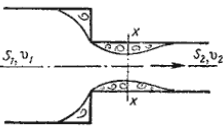
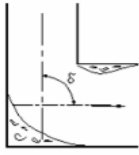
$$h_m = \frac{\xi v^2}{2g}; \quad p_m = \frac{\xi \rho v^2}{2}. \quad (3.32)$$

Простейшие местные сопротивления при турбулентном режиме течения в трубе представлены в таблице 3.6.

Таблица 3.6 – Краткая характеристика местных сопротивлений при турбулентном режиме

Вид местных сопротивлений	Краткая характеристика	Процесс вихреобразования
<p data-bbox="165 983 356 1031">Внезапное расширение русла</p> 	<p data-bbox="417 983 656 1254">Потеря напора (энергии) расходуется на вихреобразование, связанное с отрывом потока от стенок, т. е. на поддержание вращательного непрерывного движения жидких масс с постоянным их обновлением</p>	<p data-bbox="684 983 980 1420">Поток срывается с угла русла (сечение 1-1) и постепенно расширяется (сечение 2-2), причем в кольцевом пространстве между потоком и стенкой трубы образуются вихри, которые приводят к потере энергии из-за уменьшения скорости и возрастания давления. Поэтому второй пьезометр показывает высоту на <math>\Delta H</math> большую, чем первый, но если бы потерь напора в данном месте не было, то второй пьезометр показал бы высоту большую еще на <math>h_{расш}</math>.</p>

Окончание таблицы 3.6

Вид местных сопротивлений	Краткая характеристика	Процесс вихреобразования
<p>Постепенное расширение русла (диффузор)</p> 	<p>Течение скорости сопровождается ее уменьшением и увеличением давления, т. е. преобразованием кинетической энергии жидкости в энергию давления</p>	<p>Отрыв основного потока от стенки с последующим вихреобразованием, интенсивность которых возрастает с увеличением угла расширения диффузора <math>\alpha</math></p>
<p>Внезапное сужение русла</p> 	<p>Вихреобразование происходит в кольцевом пространстве вокруг суженной части потока</p>	<p>Потеря напора обусловлена трением потока при входе в более узкую трубу и потерями на вихреобразование</p>
<p>Постепенное сужение русла (конфузор)</p> 	<p>Течение жидкости сопровождается увеличением скорости и падением давления</p>	<p>Небольшое вихреобразование и отрыв потока от стенки с одновременным сжатием потока на выходе из конфузора в месте соединения конической трубы с цилиндрической (в конфузоре имеются лишь потери на трение)</p>
<p>Внезапный поворот трубы (колени)</p> 	<p>Колени без закругления вызывает значительные потери энергии</p>	<p>В колене происходят отрыв потока и вихреобразование в колене, причем потери тем больше, чем больше угол <math>\delta</math></p>
<p>Постепенный поворот трубы (закругленное колени или отвод)</p> 	<p>Коэффициент сопротивления отвода <math>\xi_{отв}</math> зависит от отношения <math>R/d</math>, угла <math>\delta</math>, а также формы поперечного сечения трубы</p>	<p>Плавность поворота значительно уменьшает интенсивность вихреобразования и сопротивление отвода по сравнению с колени</p>



Местная потеря напора при *внезапном расширении русла*

$$h_{\text{расш}} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \frac{v^2}{2g}, \quad (3.33)$$

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

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

$$h_{\text{расш}} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}. \quad (3.34)$$

Выражение  $(1 - S_1 / S_2)^2$  обозначается греческой буквой  $\xi$  (дзета) и называется *коэффициентом потерь*, таким образом

$$h_{\text{расш}} = \xi \frac{v_1^2}{2g}. \quad (3.35)$$

Полную потерю напора при *постепенном расширении русла* в диффузоре рассматривают как сумму двух слагаемых:

$$h_{\text{диф}} = h_{\text{тр}} + h_{\text{расш}}, \quad (3.36)$$

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

$$h_{\text{тр}} = \frac{\lambda_r}{8 \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) \frac{v_1^2}{2g}, \quad (3.37)$$

$n = S_2/S_1 = (r_2/r_1)^2$  – степень расширения диффузора.

Потеря напора на расширение  $h_{\text{расш}}$  имеет ту же самую природу, что и при внезапном расширении русла:

$$h_{\text{расш}} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 k \frac{v^2}{2g}, \quad (3.38)$$

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

Полную потерю напора при *постепенном расширении русла* (диффузоре) можно переписать в виде:

$$h_{\text{диф}} = \left[ \frac{\lambda_r}{8 \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) + k \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2 \right] \frac{v_1^2}{2g} = \xi_{\text{диф}} \frac{v_1^2}{2g}. \quad (3.39)$$

Тогда коэффициент сопротивления диффузора

$$\xi_{\text{диф}} = \frac{\lambda_r}{8 \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) + \sin \alpha \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2. \quad (3.40)$$

Полная потеря напора при внезапном сужении русла

$$h_{\text{суж}} = \xi_{\text{суж}} \frac{v^2}{2g}, \quad (3.41)$$

где  $\xi_{\text{суж}}$  – коэффициент сопротивления сужения определяется по полуэмпирической формуле И. Е. Идельчика,

$$\xi_{\text{суж}} = 0,5 \left( 1 - \frac{S_1}{S_2} \right) = 0,5 \left( 1 - \frac{1}{n} \right), \quad (3.42)$$

$n = S_1 / S_2$  – степень сужения.

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

Течение жидкости в конфузоре при *постепенном сужении русла* сопровождается увеличением скорости и падением давления. В конфузоре имеются лишь потери на трение:

$$\xi_{\text{конф}} = \frac{\lambda_r}{8 \sin(\alpha / 2)} \left( 1 - \frac{1}{n^2} \right) \frac{v_2^2}{2g}, \quad (3.43)$$

где  $\xi_{\text{конф}}$  – коэффициент сопротивления конфузора,

$$\xi_{\text{конф}} = \frac{\lambda_r}{8 \sin(\alpha / 2)} \left( 1 - \frac{1}{n^2} \right), \quad (3.44)$$

$n = S_1 / S_2$  – степень сужения.

Потери при внезапном повороте трубы (колени) тем больше, чем больше угол  $\delta$ . Потери напора рассчитывают по формуле

$$h_{\text{кол}} = \xi_{\text{кол}} \frac{v^2}{2g}, \quad (3.45)$$

где  $\xi_{\text{кол}}$  – коэффициент сопротивления колена круглого сечения, который определяется по графику в зависимости от угла колена  $\delta$  (рисунок 3.21).

При постепенном повороте трубы (закругленное колено или отвод) коэффициент сопротивления отвода  $\xi_{\text{кол}}$  зависит от отношения  $R / d$ , угла  $\delta$ , а также формы поперечного сечения трубы. Для отводов круглого сечения с углом  $\delta = 90^\circ$  и  $R / d \geq 1$  при турбулентном течении можно воспользоваться эмпирической формулой:

$$\xi_{\text{отв}} = 0,051 + \frac{0,19\delta}{R}. \quad (3.46)$$

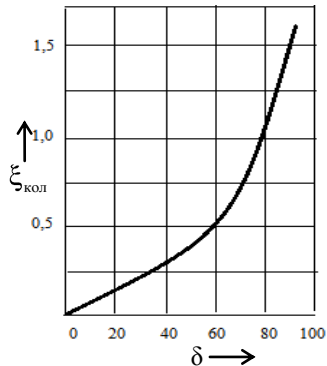


Рисунок 3.21 – График зависимости  $\xi_{\text{кол}}$  от угла  $\delta$

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

$$\xi_{\text{отв}} = 0,9\xi'_{\text{отв}} \sin \delta, \quad (3.47)$$

а при  $\delta \leq 100^\circ$

$$\xi_{\text{отв}} = \left( 0,7 + \frac{\delta}{90} \cdot 0,35 \right) \xi'_{\text{отв}}. \quad (3.48)$$

Потеря напора в колене

$$h_{\text{отв}} = \xi_{\text{отв}} \frac{v^2}{2g}. \quad (3.49)$$

Все вышеизложенное относится к турбулентному движению жидкости. При ламинарном движении местные сопротивления незначительны при определении общего сопротивления трубопровода. Кроме этого, закон сопротивления при ламинарном режиме является более сложным и исследован в меньшей степени.

### 3.2.5 Явление кавитации. Число кавитации

Явление *кавитации* было предсказано Л. Эйлером еще в XVIII веке и О. Рейнольдсом в 1873 году задолго до его обнаружения в 1893 году при испытании английского эскадренного миноносца «Дэринг». Термин «Кавитация» происходит от латинского – *Cavitas* (впадина, углубление, полость).

*Кавитацией* принято называть явление разрыва сплошности в жидкости с образованием *кавитационных* микропузырьков, заполненных паром, газом или их смесью, обусловленное понижением давления, или так называемое, «холодное кипение» жидкости. При кавитации нарушается неразрывность потока жидкости, происходят местные гидравлические удары с повышением давления до 100 МПа и выше [31].

*Кавитацией* также называется выделение из жидкости паров и газа (местное закипание жидкости), обусловленное местным падением давления в потоке, с последующей конденсацией паров в области более высокого давления (рисунок 3.22).

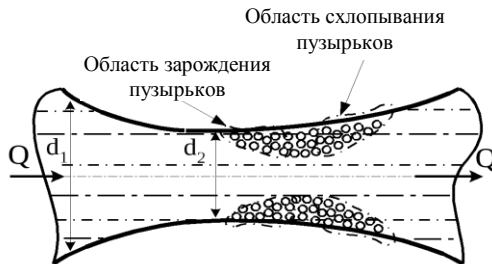


Рисунок 3.22 – Гидродинамическая кавитация

Явление кавитации совершенно одинаково и для потока, обтекающего неподвижное тело, и для среды, в которой движется тело. В обоих случаях важны лишь относительная скорость и абсолютное давление. Соотношение между давлением и скоростью, при которых происходит кавитация, дается безразмерным критерием  $k$ , который называется *числом кавитации* (или *кавитационным коэффициентом*) и определяется выражением

$$k = \frac{2(p_1 - p_{кр})}{\rho v_m^2}, \quad (3.50)$$

где  $p_{кр} = p_{н.п}$  – давление насыщенных паров жидкости.

Для характеристики местных гидравлических сопротивлений число кавитации может быть определено как

$$k = \frac{(p_1 - p_{н.п})}{\rho v_1^2 / 2}, \quad (3.51)$$

где  $p_1$  и  $v_1$  – абсолютное давление и скорость потока в сечении трубы перед местным сопротивлением.

**Кавитация** – крайне вредное явление, приводящее к разрушению элементов гидропривода. *Физическая стабильность* жидкости – способность ее длительно сохранять свои первоначальные физические свойства (вязкость, плотность, смазывающую способность) при работе на высоких давлениях. Поэтому к рабочим жидкостям, применяемым в гидроприводах, предъявляют следующие основные требования: высокий индекс вязкости; хорошая смазывающая способность; физическая, механическая стабильность при хранении и эксплуатации.

*Механическая стабильность* – способность жидкости работать при значительной вибрации без расслоения на компоненты.

*Химическая стабильность жидкости* – устойчивость жидкости к окислению кислородом воздуха. При окислении из жидкости выпадает осадок в виде смолы и коксоподобных веществ, которые, попадая в зазоры гидроаппаратов, парализуют их работу. Заращивание щелей гидроаппаратов называется *облитерацией*.

Однако в настоящее время кавитация нашла широкое применение в различных областях. Большую роль она играет в биомедицине. Она помогает бороться с проблемами почек и используется для удаления камней в этой области. Уничтожение камней осуществляется при помощи ударной волны. Для процедуры используется такой вид оборудования, как литотриптор. Он работает по принципу кавитации и помогает разрушать камни даже без хирургической процедуры.

*Кавитацию* также используют стоматологи. Благодаря этому стало возможным ультразвуковое очищение зубов.

В судостроении не редко встречается использование *кавитации*. В насосах и винтах судов используется это явление. Оно применяется в местах, где при соприкосновении с водой вращающиеся твердые детали понижают ее давление. В результате она начинает нагреваться и образуются пузырьки, после лопания которых появляется характерный шум. В военной промышленности кавитация тоже нашла свое применение. Она позволяет создавать уникальные острые виды пуль и сверхбыстрые торпеды.

### **3.2.6 Использование явления кавитации для решения различных технических задач энергосбережения**

**Кавитация** нежелательна во многих случаях, однако имеются исключения. Например, кавитация используется при ультразвуковой очистке поверхностей твердых тел. Специальные устройства создают кавитацию, используя звуковые волны в жидкости. Кавитационные пузыри, схлопываясь, порождают ударные волны, которые разрушают частицы загрязнений или отделяют их от поверхности [31].

Таким образом, снижается потребность в опасных и вредных для здоровья чистящих веществах во многих промышленных и коммерческих процессах, где требуется очистка как этап производства.

В промышленности *кавитация* часто используется для гомогенизации (смешивания) и отсадки взвешенных частиц в коллоидном жидкостном составе, например, смеси красок или молоке. Многие промышленные смесители основаны на этом принципе. Обычно это достигается благодаря конструкции гидротурбин или путём пропускания смеси через кольцевидное отверстие, которое имеет узкий вход и значительно больший по размеру выход: вынужденное уменьшение давления приводит к кавитации, поскольку жидкость стремится в сторону большего объёма. Этот метод может управляться гидравлическими устройствами, которые контролируют размер входного отверстия, что позволяет регулировать процесс работы в различных средах. Внешняя сторона смесительных клапанов, по которой кавитационные пузыри перемещаются в противоположную сторону, чтобы вызвать имплозию (внутренний взрыв), подвергается огромному давлению и часто выполняется из сверхпрочных или жестких материалов, например, из нержавеющей стали, стеллита или даже поликристаллического алмаза (PCD).

Кавитацию используют для обработки топлива, которое дополнительно очищается (при проведении химического анализа сразу обнаруживается существенное уменьшение количества фактических смол), и перераспределяется соотношение фракций (в сторону более лёгких). Эти изменения, если топливо сразу поступает к потребителю, повышают его качество и калорийность, как следствие, достигается более полное сгорание и уменьшение массовой доли загрязняющих веществ. Помимо этого были разработаны кавитационные водные устройства очистки, в которых граничные условия кави-

тации могут уничтожить загрязняющие вещества и органические молекулы. Спектральный анализ света, испускаемого в результате сонохимической реакции, показывает химические и плазменные базовые механизмы энергетической передачи. Свет, испускаемый кавитационными пузырями, называется сонолюминесценцией. Кавитационные процессы имеют высокую разрушительную силу, которую используют для дробления твёрдых веществ, находящихся в жидкости. Одним из применений таких процессов является измельчение твёрдых включений в тяжёлые топлива, что используется для обработки котельного топлива с целью увеличения калорийности его горения. Кавитационные устройства снижают вязкость углеводородного топлива, что позволяет снизить необходимый нагрев и увеличить дисперсность распыления топлива. Кавитационные устройства используются для создания водно-мазутных и водно-топливных эмульсий и смесей, которые часто используются для повышения эффективности горения или утилизации обводнённых видов топлива.

В бассейнах физкультурно-оздоровительного комплекса были проведены исследования существующих инженерных систем результаты, которых показали целесообразность применения инновационных способов подготовки воды и воздуха. Предполагается еще ряд исследований в этом направлении, но уже сейчас можно сделать вывод, что кавитационная обработка воды является первоочередным направлением водоподготовки [32].

Значительные объёмы воды, находящиеся в чаше бассейна, необходимо не только обеззараживать, но и нагревать. На нагрев воды в бассейнах тратятся значительные материальные ресурсы. Сокращение расходов на нагрев воды также возможно при применении эффекта кавитации. Кавитационные нагреватели – это устройства, преобразующие механическую энергию жидкости в тепловую.

### **3.2.7 Методика решения практических задач с применением уравнения Бернулли**

При применении уравнения Д. Бернулли для решения практических задач гидравлики необходимо учитывать следующие два основных условия:

- 1) уравнение Бернулли может быть применено только для тех живых сечений потока, в которых соблюдаются условия плавно изменяющегося движения (на участках между выбранными сечениями условия плавно изменяющегося движения могут и не соблюдаться);

- 2) гидродинамическое давление и, следовательно, высоту положения  $z$  можно относить к любой точке живого сечения, так как для любой точки живого сечения потока при плавно изменяющемся движении есть величина постоянная. Обычно двучлен удобно отнести для упрощения решения задач к точкам или на свободной поверхности, или на оси потока [5–7; 14].

Например, поршень диаметром  $d_n = 8$  см перемещается со скоростью  $v_n$  под действием силы  $F = 0,4$  кН. Жидкость плотностью  $\rho = 870$  кг/м<sup>3</sup> под действием поршня из правой части гидроцилиндра перемещается в бак, открытый в атмосферу. Определить скорость перемещения поршня  $v_n$ , если высота  $h = 9,4$  м (рисунок 3.23).

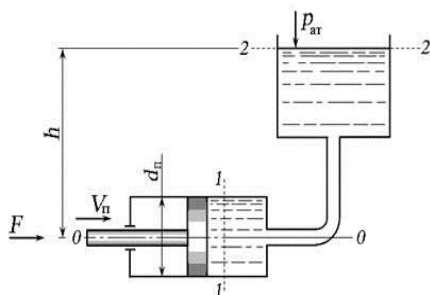


Рисунок 3.23 – Схема к задаче

Плоскость сравнения 0-0 выбираем по оси гидроцилиндра. Сечение 1-1 выбираем по живому сечению жидкости в гидроцилиндре, причём параметры уравнения, относящиеся к этому сечению, относятся к центру тяжести сечения. Сечение 2-2 выбираем по свободной поверхности жидкости, где давление – только атмосферное (избыточное  $p_{изб} = 0$ ), скорость жидкости  $v_2 \approx 0$ . Составим уравнение Бернулли, где давление

будем учитывать в *избыточной системе отсчёта*.

Для сечения 1-1:

– геометрическая высота  $z_1 = 0$ , так как центр тяжести сечения совпадает с плоскостью сравнения;

– избыточное давление создаётся силой  $F = p_1 S_n$ , откуда

$$p_1 = \frac{F}{S_n} = \frac{4F}{\pi d_n^2} = \frac{4 \cdot 400}{3,14 \cdot 0,08^2} = 80 \text{ кПа};$$

– жидкость в сечении движется с той же скоростью, что и поршень ( $v_1 = v_n$ ), поэтому скоростной напор запишем как  $\frac{v_n^2}{2g}$ .

Для сечения 2-2:

– геометрическая высота  $z_2 = h$ ;

– избыточное давление  $p_2 = 0$ ;

– скорость  $v_2 = 0$ .

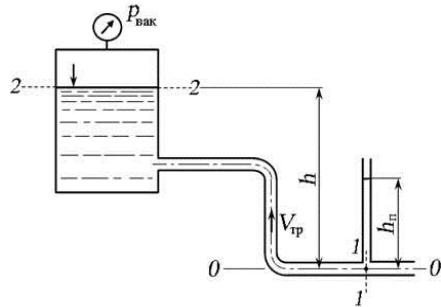
Составим уравнение Бернулли:  $0 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} = h + 0 + 0$ , откуда

$$v = \sqrt{2gh - \frac{2p_1}{\rho}} = \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 9,4 - \frac{2 \cdot 80000}{870}} = 0,576 \text{ м/с.}$$

*Ответ:* скорость перемещения поршня 0,576 м/с.

Рассмотрим пример по определению вакуумметрического давления в баке  $p_{\text{вак}}$ , при котором скорость течения потока жидкости в трубопроводе составит  $v_{\text{тр}} = 1,2$  м/с. Высота  $h = 3,2$  м, плотность жидкости  $\rho = 870$  кг/м<sup>3</sup>. Высота уровня жидкости в пьезометре составляет  $h_{\text{п}} = 0,64$  м (рисунок 3.24).

Плоскость сравнения  $0-0$  выберем по оси трубопровода в нижней его части. Сечение  $1-1$  выберем по установленному в нижней части трубы пьезометру, сечение  $2-2$  выберем по свободной поверхности жидкости в баке. Составим уравнение Бернулли, где давление будем учитывать в *избыточной системе отсчёта*.



Для сечения  $1-1$ :

– геометрическая высота  $z_1 = 0$ ,

так как центр тяжести сечения совпадает с плоскостью сравнения;

– пьезометрическая высота в сечении  $\frac{p_1}{\rho g} = h_{\text{п}}$ ;

– скорость течения жидкости в трубопроводе  $v_1 = v_{\text{тр}}$ .

Для сечения  $2-2$ :

– геометрическая высота  $z_2 = h$ ;

– вакуумметрическая высота  $-\frac{p_{\text{вак}}}{\rho g}$ ;

– скорость  $v_2 = 0$ .

Составим уравнение Бернулли:  $0 + h_{\text{п}} + \frac{v_{\text{тр}}^2}{2g} = h - \frac{p_{\text{вак}}}{\rho g} + 0$ , откуда

$$p_{\text{вак}} = \rho g(h - h_{\text{п}}) - \rho \frac{v_{\text{тр}}^2}{2} = 870,8(3,2 - 0,64) - 870 \frac{1,2^2}{2} = 21,2 \text{ кПа.}$$

**Ответ:** вакуумметрическое давление в баке составляет 21,2 кПа.

Рассмотрим пример по определению утечки через радиальные зазоры в шестерённом насосе вследствие разности давлений в нагнетательной и всасывающей полости. Высота каждого зазора  $\delta = 0,09$  мм, длина зазора  $L = 2$  мм, ширина  $B = 30$  мм, перепад давлений  $\Delta p = 1,32$  МПа, наружный диаметр шестерни  $D = 62$  мм, частота вращения  $n = 1450$  об/мин, вязкость масла  $\mu = 0,012$  Па·с (рисунок 3.25).



Считаем, что число зубьев, образующих радиальные зазоры слева и справа, одинаковы и равны  $N = 7$  с каждой стороны, размеры зазоров также одинаковы. Поэтому величина утечек слева и справа одинакова.

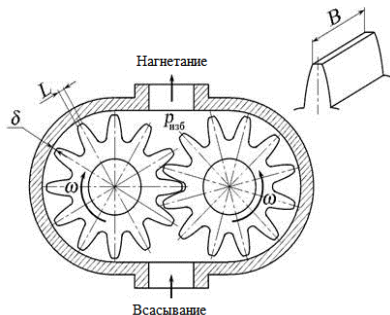


Рисунок 3.25 – Схема к задаче

Перепад давлений, приходящийся на один зазор,  $\Delta p_\delta = \frac{\Delta p}{N}$ .

Общий расход через зазоры равен сумме расходов слева и справа  $Q = Q_1 + Q_2 = 2Q_1$ . Расход через зазоры слева или справа  $Q_1 = Q_2 = \frac{\Delta p \delta^3 B}{N \cdot 12\mu L} - \frac{v_{гр} \delta B}{2}$ .

Окружная скорость

$$v_{гр} = \omega R = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{D}{2} = \frac{3,14 \cdot 1450 \cdot 0,062}{60} = 4,7 \text{ м/с.}$$

Тогда

$$Q_1 = \frac{\Delta p \delta B^3}{N \cdot 12\mu L} - \frac{v_{гр} \delta B}{2} = \frac{1,32 \cdot 10^6 \cdot 0,09^3 \cdot 10^{-9} \cdot 0,03}{7 \cdot 12 \cdot 0,012 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} - \frac{4,7 \cdot 0,09 \cdot 10^{-3} \cdot 0,03}{2} = 7,974 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Общий расход через зазоры вследствие утечек

$$Q = 2Q_1 = 2 \cdot 7,974 \cdot 10^{-6} = 15,9 \cdot 10^{-6} \approx 0,016 \text{ л/с.}$$

*Ответ:* утечки через радиальные зазоры в шестерённом насосе вследствие разности давлений в нагнетательной и всасывающей полостях составляют 0,016 л/с.

### 3.3 Истечение жидкости через отверстия и насадки

#### 3.3.1 Определение расхода и скорости истечения жидкости из малого отверстия в тонкой стенке в атмосферу при постоянном напоре

Рассмотрим истечение из незатопленного отверстия согласно рисунку 3.26.

Составим уравнение Бернулли для сечений  $I-I$  и  $C-C$  относительно плоскости сравнения  $O-O$ :

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g_{\Pi}} + \frac{\alpha_i v_i^2}{2g} = Z_c + \frac{p_c}{\rho g} + \frac{\alpha_c v_c^2}{2g} + h_{\text{отв}} \quad (3.52)$$

тогда

$$h_{\text{отв}} = \xi_{\text{отв}} \frac{v_c^2}{2g}, \quad (3.53)$$

где  $Z_1$  – высота положения плоскости  $I-I$  относительно плоскости  $O-O$ ;

$p_1$  – давление на свободной поверхности в сосуде;

$\alpha_i$  – коэффициент кинетической энергии для  $i$ -го сечения;

$v_i$  – скорость воды в  $i$ -м сечении;

$p_c$  – давление в сечении  $C-C$ ;

$\xi_{\text{отв}}$  – коэффициент сопротивления отверстия.

Примем допущения:  $Z_1 - Z_c = H$ ;  $\frac{\alpha_i v_i^2}{2g} = 0$ ;

$\alpha_c = 1$ .

Формула Бернулли примет вид:

$$H + \frac{p_1 - p_c}{\rho g} = \frac{v_c^2}{2g} (1 + \xi_{\text{отв}}). \quad (3.54)$$

Преобразуем формулу (3.54):

$$H_0 = \frac{v_c^2}{2g} (1 + \xi_{\text{отв}}), \quad (3.55)$$

где  $H_0$  – напор истечения,

$$H + \frac{p_1 - p_c}{\rho g} = H_0. \quad (3.56)$$

Из формулы (3.56) находим

$$v_c = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_{\text{отв}}}} \sqrt{2gH_0}, \quad (3.57)$$

или

$$v_c = \varphi \sqrt{2gH_0}, \quad (3.58)$$

где  $\varphi$  – коэффициент скорости,

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_{\text{отв}}}}. \quad (3.59)$$

Струя жидкости, вытекая из отверстия площадью  $\omega$ , претерпевает сжатие, площадь ее поперечного сечения  $\omega_c$  уменьшается:

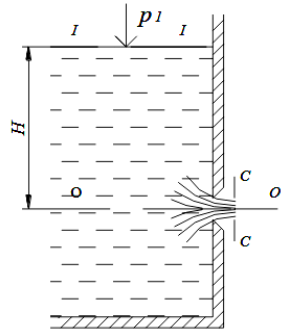


Рисунок 3.26 – Истечение жидкости из отверстия в тонкой стенке

$$\omega_c = \varepsilon\omega, \quad (3.60)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент сжатия.

Истечение жидкости из затопленного отверстия в тонкой стенке приведено на рисунке 3.27.

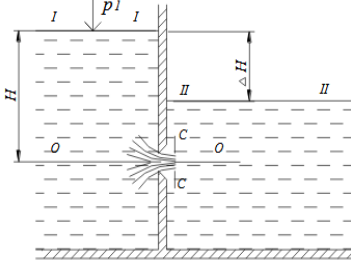


Рисунок 3.27 – Истечение жидкости из затопленного отверстия в тонкой стенке

Тогда расход жидкости из отверстия

$$Q = \omega_c v_c = \varepsilon\omega v_c = \varepsilon\varphi\omega\sqrt{2gH_0} = \mu_0\omega\sqrt{2gH_0},$$

$$Q = \mu_0\omega\sqrt{2gH_0}, \quad (3.61)$$

$$\mu_0 = \varepsilon\varphi, \quad (3.62)$$

где  $\mu_0$  – коэффициент расхода отверстия.

При истечении через затопленное отверстие (см. рисунок 3.27) формулы для определения скорости и расхода имеют вид:

$$v_c = \varphi\sqrt{2g\Delta H}, \quad (3.63)$$

$$Q = \mu_0\omega\sqrt{2g\Delta H}. \quad (3.64)$$

### 3.3.2 Уравнение Торричелли

Итальянский ученый Эванджелита Торричелли, изучавший движение жидкостей, в 1643 году экспериментально обнаружил, что скорость вытекания жидкости через малое отверстие на дне открытого сосуда (рисунок 3.28) описывается формулой:

$$v = \sqrt{2gh}, \quad (3.65)$$

где  $g$  – гравитационная постоянная;

$h$  – высота уровня жидкости над отверстием.

Такая же формула описывает скорость тела, свободно падающего с высоты  $h$  в поле тяжести Земли в вакууме. В действительности, найденная формула не совсем точна. В более точном приближении скорость жидкости зависит от формы и размера отверстия, от вязкости жидкости и режима течения. Поэтому, формула Торричелли часто записывается с дополнительным множителем  $\varphi$ :

$$v = \varphi\sqrt{2gh}, \quad (3.66)$$

где коэффициент  $\varphi$  близок к 1.

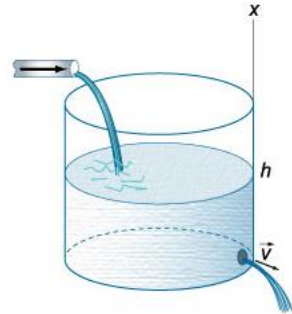


Рисунок 3.28 – Вытекание жидкости через малое отверстие на дне открытого сосуда

Значения параметра  $\phi$  для отверстий различной формы и размера принимается по гидравлическим справочникам.

### 3.3.3 Истечение под уровень

Истечение жидкости часто происходит не в атмосферу, а в пространство, заполненное этой же жидкостью (рисунок 3.29).

Случай, представленный на рисунке 3.29, называется *истечением под уровень*, или истечением через затопленное отверстие. При этом вся кинетическая энергия струи теряется на вихреобразование, как при внезапном расширении. Скорость истечения в сжатом сечении струи

$$v = \phi \sqrt{2gH}, \quad (3.67)$$

где  $\phi$  – коэффициент скорости;  
 $H$  – расчетный напор,

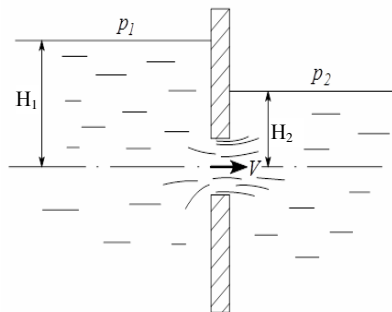


Рисунок 3.29 – Истечение под уровень

$$H = H_0 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}. \quad (3.68)$$

Расход жидкости

$$Q = S_c v = \varepsilon S_0 \phi \sqrt{2gH} = \mu S_0 \sqrt{2gH}. \quad (3.69)$$

Таким образом, имеем те же расчетные формулы, что и при истечении в воздух (газ), только расчетный напор  $H$  в данном случае представляет собой разность гидростатических напоров по обе стенки, т. е. скорость и расход жидкости в данном случае не зависят от высот расположения отверстия. Коэффициенты сжатия и расхода при истечении под уровень можно принимать те же, что и при истечении в воздушную среду [5–7].

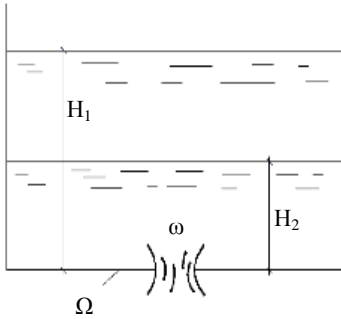
### 3.3.4 Определение времени опорожнения резервуара

Закономерности истечения вязкой несжимаемой жидкости через отверстия в стенках сосудов имеют важное приложение к задачам практики в нефтяной промышленности. Это, прежде всего, задачи о времени опорожнения всевозможных резервуаров и подвижных емкостей. В этом случае в отличие от рассмотренных задач истечения вследствие непрерывного изменения напора и, следовательно, непрерывного изменения скоростей и давлений всегда имеет место неустановившееся движение жидкости, что делает неприемлемым обычное уравнение Бернулли. Поэтому при решении таких задач полное время истечения разделяют на бесконечно малые промежутки,

в течение каждого из которых напор считают постоянным, а движение жидкости установившемся. Это позволяет использовать для решения полученные выше зависимости и приводит к достаточно точным результатам.

Рассмотрим заполненный жидкостью резервуар (рисунок 3.30).

Если за время опорожнения резервуара притока жидкости не происходит, то время на опорожнение определяется по формуле:



$$t = \frac{2\Omega}{\mu\omega\sqrt{2g}}(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}). \quad (3.70)$$

Принимая в формуле (3.70)  $H_2 = 0$ , время полного опорожнения

$$t = \frac{2\Omega}{\mu\omega\sqrt{2g}}\sqrt{H_1}. \quad (3.71)$$

Если выражение (3.71) умножить на  $\frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H_1}}$ , то можно получить следующую зависимость:

Рисунок 3.30 – Опорожнение сосуда через отверстие в его дне:  
 $\Omega$  – площадь дна (или зеркала);  
 $\omega$  – площадь отверстия в дне;  
 $H_1$  – начальный напор;  $H_2$  – конечный (после частичного опорожнения) напор

$$t = \frac{2\Omega}{\mu\omega\sqrt{2gH_1}} = \frac{2W}{Q}. \quad (3.72)$$

Тогда время опорожнения резервуара

$$t = \frac{2W}{Q}, \quad (3.73)$$

где  $W$  – объем резервуара;

$Q$  – расход жидкости при начальном напоре  $H_1$ .

В качестве примера задачи на опорожнение резервуаров определим время опорожнения железнодорожной цистерны, имеющей сливное отверстие  $A$  эффективным сечением  $\mu S$  (рисунок 3.31).

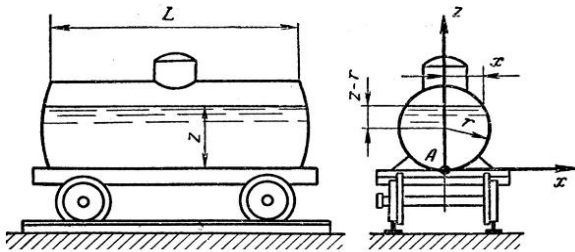


Рисунок 3.31 – Опорожнение цистерны через отверстие

Приняв указанное на рисунке расположение координатных осей, получим:  $dt = -\frac{Sdz}{\mu s \sqrt{2gz}}$ . В рассматриваемом случае площадь поперечного сечения сосуда  $S$  представляет горизонтальную площадь свободной поверхности жидкости, находящейся в цистерне, соответствующую некоторому уровню  $z$ :  $S = 2Lx$ .

Установим зависимость  $x(z)$ . Вертикальное поперечное сечение цистерны представляет собой окружность. Ее уравнение, отнесенное к началу координат, будет выглядеть:  $x^2 + (z - r)^2 = r^2$ . Отсюда  $x = \sqrt{2rz - z^2}$ . Следовательно,  $S = 2L\sqrt{2rz - z^2}$ .

Подставив полученное значение  $S$  в исходное уравнение, найдем:

$$dt = -\frac{2L\sqrt{2rz - z^2} dz}{\mu s \sqrt{2gz}}$$

$$t = -\int_{2r}^0 \frac{2L}{\mu s \sqrt{2gz}} \frac{\sqrt{2rz - z^2} dz}{\sqrt{z}}$$

Внесем постоянные за знак интеграла и переменим пределы:

$$t = \frac{2L}{\mu s \sqrt{2gz}} \int_0^{2r} \frac{\sqrt{(2r - z)z} dz}{\sqrt{z}}$$

Сделав подстановку  $2r - z = y$ ,  $-dz = dy$ , после преобразований в результате интегрирования, получим окончательное выражение для определения времени опорожнения цистерны в секундах:

$$t = \frac{8Lr^2}{3\mu s \sqrt{r} \sqrt{g}};$$

$$t = 0,85 \frac{Lr^2}{\mu s \sqrt{r}}$$

Для железнодорожной цистерны модели 15–890 длиной  $L = 10,3$  м, радиусом  $r = 1,2$  м эффективным проходным (сливным) сечением отверстия  $\mu s = 0,003$  м<sup>2</sup> (внешний цилиндрический насадок) и объёмом бензина 60 м<sup>3</sup> время слива  $t$ , согласно уравнению, составит 4850 с или 1,35 часа.

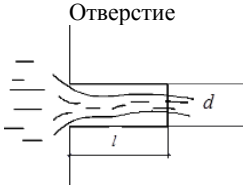
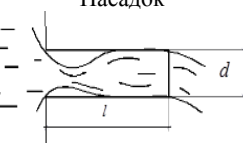

### 3.3.5 Истечение жидкости через насадки (патрубки)

**Насадком** называется короткая труба, присоединенная к отверстию в тонкой стенке. Насадки имеют различные формы живого сечения и постоянные или меняющиеся размеры основного канала по длине.

Насадки применяют для увеличения расхода жидкости через отверстие, измерения расхода жидкости, организации направленного слива, создания струй, имеющих самое различное назначение и применение. Так, например, струями высокого давления разрушаются твердые горные породы и режутся металлы [5–7].

В таблице 3.7 приведены виды насадок и краткая характеристика движения в них жидкости.

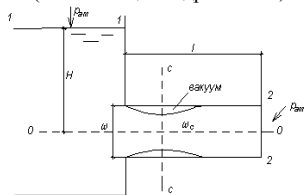
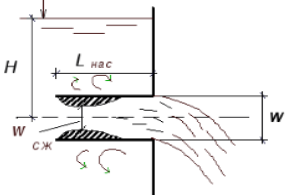
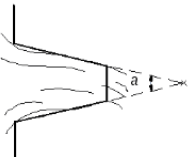
Таблица 3.7 – Виды насадок и их характеристики

Вид насадки	Длина насадки, м	Краткая характеристика
<p>Отверстие</p> 	$l = (2 \dots 3)d$	Струя не касается стенок, а только кромок самого отверстия. В этих условиях насадок работает как отверстие
<p>Насадок</p> 	$l = (3 \dots 5)d$	Струя сначала сужается, затем заполняет все отверстия (при расчете учитываются только местные сопротивления)
<p>Короткая трубка</p> 	$l > 5d$	При расчете учитываются и местное сопротивление, и сопротивление по длине (чем длиннее труба, тем меньше коэффициент скорости $\varphi$ и коэффициент расхода $\mu$ , поскольку на истечение оказывают влияние потери напора по длине, и из такой трубы будет меньше вытекать жидкости)

Наибольшее распространение получили цилиндрический внешний внутренний насадок, а также конический сходящийся и расходящийся и коноидальный (таблица 3.8).

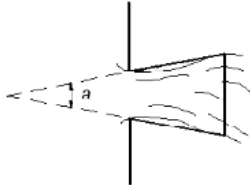
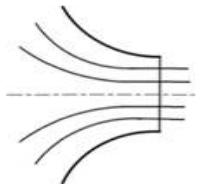
Скорость истечения и расход жидкости через насадки определяются по тем же формулам, что и при истечении жидкости через отверстия в тонкой стенке, но с другими коэффициентами скорости  $\varphi$  и расхода  $\mu$ . Каждый тип насадков характеризуется своими значениями коэффициентов скорости и расхода. При этом следует иметь в виду, что коэффициенты будут даваться к выходному сечению насадков.

Таблица 3.8 – Виды насадок и их характеристики

Вид насадки	Краткая характеристика	Коэффициент		
		расхода	скорости	местного сопротивления
<p>Насадок Вентури (внешний цилиндрический)</p> 	<p>Сжатие струи при входе в насадок и ее расширение к выходу из насадка позволяет полностью заполнить сечение, что способствует образованию в этой зоне области вакуума, максимальное значение которого возникает в сечении, где струя имеет наибольшее сжатие</p>	$\varepsilon = 1$	$\mu = \varphi = 0,82$	$\xi = 0,5$
<p>Внутренний цилиндрический насадок – насадок Борда</p> 	<p>Создание дополнительных возмущений при входе жидкости по сравнению с внешним цилиндрическим насадком</p>	$\varepsilon = 1$	$\mu = \varphi = 0,71$	$\xi = 1,0$
<p>Конический сходящийся</p> 	<p>Сжатие струи при входе меньше, чем в цилиндрическом насадке, величина которого, а также коэффициентов, характеризующих этот насадок, зависит от угла конусности</p>	–	$\mu = 0,946;$ $\varphi = 0,963$ (угол $\alpha = 13^{\circ}24'$ )	$\xi = 0,08$



Окончание таблицы 3.8

Вид насадка	Краткая характеристика	Коэффициент		
		расхода	скорости	местного сопротивления
<p>Конический расходящийся</p> 	<p>Наличие небольшой выходной скорости вызывает большие потери напора (вакуум в сечении оказывается бóльшим, чем в случае сходящегося насадка)</p>	$\epsilon = 1$	$\mu = \varphi = 0,45 \dots 0,5$ (угол $\alpha = 5 \dots 7^\circ$ )	$\xi = 3,0 \dots 3,95$
<p>Коноидальный</p> 	<p>Сжатие струи при выходе из насадка отсутствует, и стенки насадка имеют плавные очертания, что минимизирует в нем потери (форма внутренней поверхности насадка близка к форме струи, вытекающей из отверстия)</p>	$\epsilon = 1$	$\mu = \varphi = 0,97 \dots 0,99$	$\xi = 0,07 \dots 0,03$

### 3.3.6 Прямая и обратная ударная волна. Фаза и период гидроудара

**Ударная волна** – поверхность разрыва, которая движется внутри среды, при этом давление, плотность, температура и скорость испытывают скачок.

*Ударная волна* – это распространяющийся по среде фронт резкого, почти мгновенного, изменения параметров среды: плотности, давления, температуры, скорости. *Ударные волны* называют также сильными разрывами или скачками [5–7].

Ударные волны в воде носят название *гидравлического удара* (рисунок 3.32).

Как видно из рисунка 3.32, жидкость по трубопроводу длиной  $L$  и диаметром  $d$  движется со скоростью  $v_0$ , избыточное давление в трубопроводе  $p_0$  определяется высотой столба жидкости  $h$  в резервуаре, открытом в атмосферу. При быстром закрытии затвора давление в трубопроводе повысится на величину  $\Delta p$ .

В результате жидкость будет сжиматься, диаметр трубопровода в результате деформации увеличится до значения  $d + \Delta d$ . В трубопроводе образуется фронт ударной волны с давлением  $p + \Delta p$ , перемещающейся от затвора к резервуару со скоростью  $C$ .

За фронтом ударной волны происходит выравнивание давления и скорости потока, направленного в обратную сторону – к резервуару, до начальных значений  $p_0$  и  $v_0$ , стенки трубопровода и жидкость возвращаются в первоначальное состояние. Так как жидкость движется от задвижки, происходит понижение давления на величину  $(-\Delta p)$ , расширение жидкости и сжатие трубопровода. После достижения фронтом волны резервуара происходит

движение в прямом направлении (к задвижке) со скоростью  $v_0$  и давлением  $p_0$ . При достижении задвижки возникает ситуация, соответствующая начальному моменту при закрытии затвора.

В связи с упругими свойствами жидкости и материала стенок трубопровода, а также гидравлическими потерями на

трение процесс носит затухающий характер (рисунок 3.33).

Время цикла, при котором происходит повышение и уменьшение давления на величину  $\Delta p$ , называется *фазой гидравлического удара*

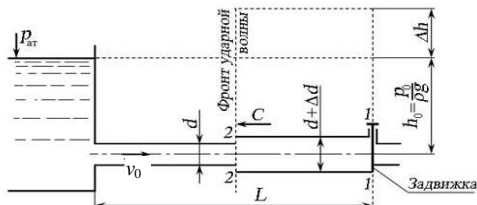


Рисунок 3.32 – Схема гидравлического удара в трубопроводе

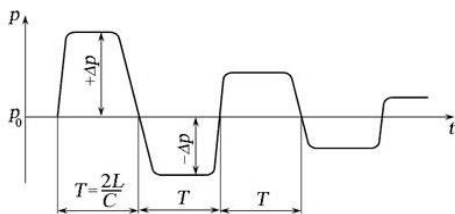


Рисунок 3.33 – Циклограмма изменения давления при гидравлическом ударе

$$T = \frac{2L}{C}, \quad (3.74)$$

где  $L$  – длина трубы, по которой перемещается фронт ударной волны;

$C$  – скорость перемещения ударной волны.

Если время закрытия задвижки  $t_3 < T$ , то есть трубопровод перекрывается практически мгновенно, происходит так называемый *прямой гидравлический удар*.

Если время закрытия задвижки  $t_3 > T$ , в момент возвращения ударной волны через не перекрытую часть живого сечения потока успевает пройти некоторый расход жидкости со скоростью  $v$ . Кинетическая энергия потока уменьшается по сравнению с прямым ударом, и потенциальная энергия станет меньше. Такой гидравлический удар называют *непрямым гидравлическим ударом*. В этом случае формула Жуковского преобразуется к виду:

$$\Delta p_n = 2\rho v_0 \frac{L}{t_3}, \quad (3.75)$$

где  $\Delta p_n$  – повышение давления в трубопроводе при непрямом гидроударе;

$t_3$  – время перекрытия живого сечения трубопровода.

При непрямом гидравлическом ударе величина  $\Delta p_n$  не зависит от скорости  $C$  распространения ударной волны. Таким образом, чтобы уменьшить повышение давления в трубопроводе, необходимо увеличить время закрытия задвижки или клапана, перекрывающего живое сечение потока в трубопроводе.

Впервые с явлением гидравлического удара столкнулись при устройстве водопроводов, когда водопроводные задвижки перекрывали воду слишком быстро. Резкое прекращение тока воды вызывало ударную волну (гидравлический удар), распространяющуюся в трубе водопровода и часто вызывавшую разрыв такой трубы. Для решения этой проблемы в России был привлечен Жуковский. Согласно опытам, проведенным в 1899 году профессором Н. Е. Жуковским, скорость распространения ударной волны в трубе уменьшается с увеличением диаметра и уменьшением толщины ее стенок. Ударная волна уменьшается и при уменьшении коэффициента упругости материала труб. Для стальных и чугунных труб значения  $C$  находятся в пределах 900–1300 м/с. Величина  $C$  может быть определена по упрощенной формуле, выведенной на основе формулы Н. Е. Жуковского. В зависимости от соотношения времени полного пробега волны давления и времени движения  $t$  запорного органа (задвижки или клапана) различают удар *прямой* или *непрямой*.

Явление прямого *гидравлического удара* будет иметь место в тех случаях, когда закрытие трубопровода совершается настолько быстро, что через трубопровод пробегает волна давления лишь в одном направлении и обратная волна (пониженного давления) не успевает достигнуть запорного органа ранее конца его закрытия. Типичным примером прямого удара является удар, создаваемый быстро закрывающимися обратными клапанами обычного типа у электронасосов в результате прекращения подачи электрического тока. Если же

за время движения запорного органа через данное сечение трубопровода пробегает не только первичная волна (навстречу течению), но и отраженная от противоположного открытого конца трубы, то в этом случае имеет место не прямой гидравлический удар. Типичным случаем возникновения непрямого гидравлического удара является повышение давления в водоводе при медленном закрытии задвижки или при закрытии обратного клапана, имеющего приспособление для медленной посадки [5–7; 10; 14; 16; 31].

*Гидравлический удар* может начинаться как с волны повышенного, так и пониженного давления. Основные причины возникновения гидравлического удара:

1) быстрое закрытие запорного органа в конце водовода или тупика водопроводной сети;

2) быстрое закрытие обратного клапана (типа «захлопка») вследствие внезапного выключения насосов из работы при перерыве в подаче тока;

3) переключение задвижек как на станции, так и на линии водоводов;

4) разрыв водяного столба в водоводе в результате накопления воздуха и последующего соударения разорвавшихся частей.

Одной из самых характерных и важных причин возникновения *гидравлического удара* на водоводах является быстрое закрытие обратного клапана вследствие внезапного выключения насосов из работы.

Повышение давления при гидравлическом ударе рассчитывается по формуле Жуковского:

$$\Delta p_{\text{уд}} = \rho \Delta v C, \quad (3.76)$$

где  $\rho$  – удельная плотность жидкости;

$\Delta v$  – изменение скорости (при полной остановке – скорость потока перед остановкой);

$C$  – скорость распространения ударной волны.

В свою очередь, скорость распространения ударной волны определяется по формуле

$$C = 1 / \sqrt{\rho\beta + 2pr / (\delta E)}, \quad (3.77)$$

где  $\rho$  – удельная плотность жидкости;

$\beta$  – сжимаемость жидкости;

$r$  – внутренний радиус трубы;

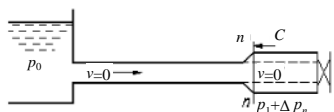
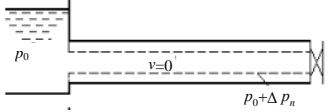
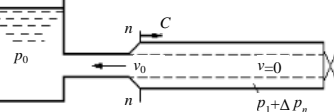
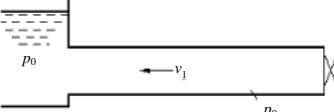
$\delta$  – толщина стенок трубы;

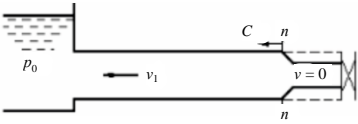
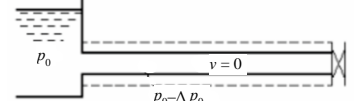
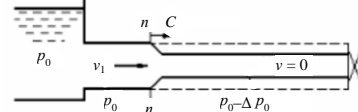
$E$  – модуль упругости материала трубы (модуль Юнга).

Следует отметить, что скачок давления при *гидравлическом ударе* не зависит от исходного давления, заставившего двигаться жидкость по трубе, а зависит только от набранной ею скорости. Это значит, что разгон жидкости относительно высоким давлением в течение короткого времени можно заменить более длительным разгоном под воздействием более низкого давления.

Фазы развития гидравлического удара приведены в таблице 3.9.

Таблица 3.9 – Фазы развития гидравлического удара

Номер фазы	Фаза	Краткая характеристика
1	<p>Заполнение трубы</p> 	<p>Заполнение трубы жидкостью под действием внешнего давления (в соответствии с законом Бернулли её давление несколько меньше давления неподвижной среды вне трубы)</p>
2	<p>Встреча с препятствием</p> 	<p>Внезапная остановка потока жидкости жёсткой заглушкой, который ударяется в неё, но продолжает своё движение вперёд. При этом скорость частиц жидкости, натолкнувшихся на задвижку, будет погашена, а их кинетическая энергия перейдёт в работу деформации стенок трубы и жидкости (стенки растягиваются, а жидкость сжимается)</p>
3	<p>Рост зоны повышенного давления</p> 	<p>Переход кинетической энергии в потенциальную за счет упругой деформации «головной части» потока жидкости и стенок трубы, с образованием в этой области повышения давления («хвост» потока продолжает двигаться и граница области повышенного давления (ударная волна) перемещается от заглушки ко входу трубы со скоростью практически равной скорости распространения упругих колебаний в среде)</p>
4	<p>Максимум повышенного давления</p> 	<p>Ударная волна достигла входа трубы и вышла в неподвижную среду относительно её стенок и при этом не добавляет свою кинетическую энергию и не оказывает сопротивления сжатой жидкости в трубе, которая начинает двигаться из зоны повышенного давления наружу (в свободной среде стенки трубы не ограничивают ударную волну, которая распространяется во все стороны, быстро «гаснет», теряя силу и «рассеиваясь»)</p>

5	<p>Начало обратного движения</p> 	<p>Возникновение отрицательной ударной волны (<math>p_0 - \Delta p_{уд}</math>), которая направлена от заглушки к резервуару со скоростью <math>C</math>, оставляя за собой сжавшиеся стенки трубы и расширившуюся жидкость, что обусловлено снижением давления (потенциальная энергия упругой деформации превращается в кинетическую энергию при движении в обратную сторону, а скорость перемещения этой границы в случае достаточно жёсткой трубы также равна скорости распространения упругих деформаций в среде, т. е. скорости звука в жидкости) однако перепад давления на границе не такой резкий, как при распространении ударной волны – зона границы существенно шире. Причиной этого являются особенности процесса рассеивания ударной волны у входа в трубу на предыдущей фазе</p>
6	<p>Окончание сжатия</p> 	<p>Состояние трубы в момент прихода отрицательной ударной волны к резервуару, где во всей трубе жидкость снова испытывает пониженное давление и движется обратно к входу со скоростью, равной скорости потока в трубе в фазе 2</p>
7	<p>Фаза разрежения (отрыва)</p> 	<p>Процесс выравнивания давления в трубе и в резервуаре, сопровождающийся возникновением движения жидкости со скоростью <math>v_0</math></p>

### 3.3.7 Мероприятия по предотвращению гидроудара

Резкое увеличение давления, сопровождающее гидравлический удар, – явление крайне негативное, т. к. гидравлический удар может разрушить трубопровод или какие-либо элементы гидравлических машин, испытывающие эффекты гидравлического удара. По этой причине разрабатываются методы предотвращения гидравлических ударов или уменьшения их негативного влияния (таблица 3.10).

Таблица 3.10 – Мероприятия по предотвращению гидроудара

Мероприятия	Направление снижения проблемного фактора
Максимальное уменьшение массы жидкости, участвующей в гидравлическом ударе	Монтирование запорной арматуры в непосредственной близости к резервуару
Замена прямого гидравлического удара на не прямой	Обеспечение медленного закрытия запорной арматуры в напорных трубопроводах
Снижение ударного давления путем создания условий неполного удара ( $t_3 > \phi_0$ )	Регламентирование времени закрытия задвижек, пуска мощных насосов и т. д.
Уменьшение скорости движения жидкости	Увеличение диаметра трубопровода
Выпуск воздуха, защемленного в повышенных сечениях профиля трассы водовода	Установление воздушных колпаков (вантузов)

Если по условиям эксплуатации или иным причинам снизить ударное давление за счет неполного удара нельзя, то приходится применять дорогие и мощные демпфирующие устройства и иные методы. Например, установление на напорных линиях, работающих в условиях циклической нагрузки, специальных компенсаторов с воздушной подушкой, которая принимает на себя удар. Следует отметить применение устройства плавного пуска, которые в целом снижают опасность возникновения гидравлического удара, но не предотвращают её полностью.

## 3.4 Определение потребного напора сложной системы гидролиний

### 3.4.1 Построение трубопроводной характеристики

Характеристикой трубопровода называется зависимость суммарной потери напора (или давления) в трубопроводе от расхода:  $\Sigma h = f(q)$ .

Таким образом, характеристика трубопровода представляет собой кривую требуемого напора, смещенную в начало координат. Характеристика трубопровода совпадает с кривой требуемого напора при  $H_{ст}=0$ .

Рассмотрим простой трубопровод постоянного сечения, который расположен произвольно в пространстве (рисунок 3.34), имеет общую длину  $l$  и диаметр  $d$ , а также содержит ряд местных сопротивлений (вентиль, фильтр и обратный клапан).

Запишем уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2. Поскольку скорость в обоих сечениях одинакова и  $v_1 = v_2$ , то скоростной напор можно не учитывать. При этом получим

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \sum h$$

или 
$$\frac{p_1}{\rho g} = Z_2 - Z_1 + \frac{p_2}{\rho g} + \sum h .$$

Пьезометрическую высоту, стоящую в левой части уравнения, назовем потребным напором  $H_{потр}$ . Если же эта пьезометрическая высота задана, то ее называют располагаемым напором  $H_{расп}$ , который складывается из геометрической высоты  $H_{потр}$ , на которую поднимается жидкость, пьезометрической высоты в конце трубопровода и суммы всех потерь напора в трубопроводе. Назовем сумму первых двух слагаемых *статическим* напором, который представим как некоторую эквивалентную геометрическую высоту  $H_{ст} = \Delta Z + \frac{p_2}{\rho g}$ , а последнее слагаемое  $\sum h$  – как степенную функцию расхода  $\sum h = KQ^m$ .

Тогда

$$H_{потр} = H_{ст} + KQ^m, \tag{3.78}$$

где  $K$  – величина, называемая сопротивлением трубопровода;

$Q$  – расход жидкости;

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

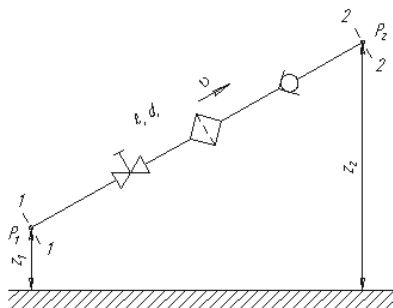


Рисунок 3.34 – Схема простого трубопровода

### 3.4.2 Параллельное и последовательное соединения гидролиний

**Параллельным** называют сложный трубопровод, имеющий в начале общую точку разветвления, в конце общую точку соединения (рисунок 3.35).

В таком трубопроводе расходы жидкости  $Q_1, Q_2, Q_3, \dots, Q_n$  распределяются таким образом, что гидравлические потери во всех параллельных линиях одинаковы:



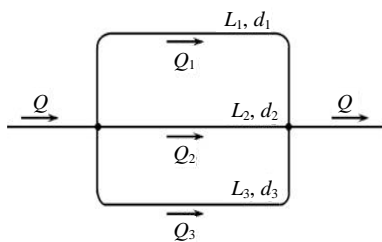


Рисунок 3.35 – Схема параллельного соединения простых трубопроводов

$$\begin{cases} Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots = Q_n = Q; \\ \sum h_{\text{пот}} = \sum h_1 = \sum h_2 = \dots = \sum h_n, \end{cases} \quad (3.79)$$

где  $Q$  – расход в точке разветвления и в точке соединения;  
 $n$  – количество разветвлений.

Для построения общей гидравлической характеристики сложного трубопровода в одной системе координат строят характеристики для каждого простого трубопровода. Так как потери напора в трубопроводах сложение производят по оси абсцисс

равны, а суммируются расходы, (рисунок 3.36).

**Последовательным** называют сложный трубопровод, в котором жидкость течёт по последовательно соединённым простым трубопроводам разного диаметра (рисунок 3.37).

При последовательном соединении трубопровода расход  $Q$  по всей его длине одинаков, потери напора равны сумме потерь на отдельных участках трубопровода:

$$\begin{cases} Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots = Q_n = Q; \\ \sum h_{\text{пот}} = \sum h_1 + \sum h_2 + \dots + \sum h_n, \end{cases} \quad (3.80)$$

где  $n$  – количество участков трубопровода.

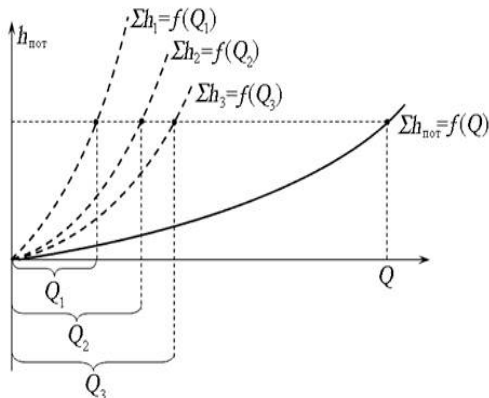


Рисунок 3.36 – Гидравлическая характеристика параллельного соединения простых трубопроводов для турбулентного режима течения жидкости

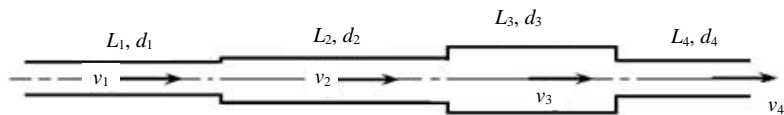


Рисунок 3.37 – Схема последовательного соединения простых трубопроводов

Такие трубопроводы удобнее всего рассчитывать, пользуясь гидравлической характеристикой трубопровода (рисунок 3.38).

Сложный трубопровод разбивают на ряд простых трубопроводов, для каждого из них в одной системе координат строят свою гидравлическую характеристику. Так как расход для всех простых трубопроводов одинаков, а потери напора суммируются, производят сложение характеристик трубопроводов по оси ординат. Полученная в результате сложения графическая характеристика является характеристикой всего сложного трубопровода, состоящего из нескольких простых трубопроводов.

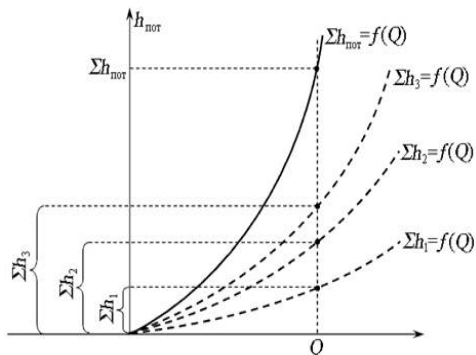


Рисунок 3.38 – Гидравлическая характеристика последовательного соединения простых трубопроводов для турбулентного режима течения жидкости

### 3.4.3 Примеры гидравлического расчета коротких трубопроводов

**Короткие трубопроводы** – это трубопроводы, в которых местные потери напора и потери по длине сопоставимы по значению, поэтому при гидравлическом расчете коротких трубопроводов учитываются все потери напора как местные, так и по длине.

Расчет коротких трубопроводов основан на условии неразрывности потока. В этом случае при выборе диаметра трубопровода решающее значение имеет практически допустимая скорость движения среды. Исходными уравнениями для гидравлического расчета короткого трубопровода является уравнение Бернулли в следующем виде:

$$H_n + BQ^2 = H_k + BQ^2 + \sum S_0 Q^2 l + \sum B\xi Q^2, \quad (3.81)$$

где  $H_n$  и  $H_k$  – пьезометрические напоры в начале и конце трубопровода;

$B$  – величина, зависящая от расчетного диаметра трубы и определяемая как  $B = 8 / g\pi^2 d\rho^2$ ;

$l$  – длины участков трубопроводов;

$S_0$  – удельное сопротивление трубы,  $S_0 = 8\lambda / \pi^2 g d^5$ ;

$\xi$  – коэффициент местных сопротивлений.

Пьезометрический напор

$$H = z + p / \rho g, \quad (3.82)$$

где  $z$  – геодезическая отметка какой-либо точки трубопровода;

$p$  – избыточное давление в этой точке;  
 $p/\rho g$  – пьезометрическая высота (свободный напор).

При расчетах трубопроводов применяют различные эмпирические зависимости и формулы, полученные экспериментально опытным путем, позволяющие определить коэффициент гидравлического трения:

– для гидравлически гладких труб – формулу Блазиуса:

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

где  $\text{Re}$  – число Рейнольдса;

– полиэтиленовых водопроводных труб, работающих в области гидравлически гладких труб, – формулу Шевелева:

$$\lambda = \frac{0,3164}{dv^{0,226}},$$

где  $v$  – скорость потока;

– вполне шероховатых труб – формулу Шифринсона:

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

где  $\Delta_s$  – средняя высота выступов шероховатости на внутренней поверхности трубы).

Удельные сопротивления трубы ( $S_{0\text{кв}}$  для бывших в эксплуатации труб, стальных и чугунных, работающих при скоростях потока  $v \geq 1,2$  м/с (квадратичная область сопротивления), определяется с учетом гидравлического коэффициента трения  $\lambda$  по формулам Ф. А. Шевелева. Значения удельных сопротивлений находят по справочным таблицам.

При скоростях потока  $v \geq 1,2$  м/с (переходная область сопротивления) удельное сопротивление

$$S_0 = S_{0\text{кв}} \theta, \quad (3.83)$$

где  $\theta$  – поправочный коэффициент, определяемый в зависимости от скорости.

При расчетах коротких трубопроводов из уравнения Бернулли определяют (в зависимости от условий задачи) расход или необходимый напор в начале трубопровода, либо диаметр и т. д.

Например, из условия неразрывности (сплошности) потока  $Q \frac{1}{\rho} = \frac{\pi d^2}{4} v$  внутренний диаметр трубопровода

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v \rho}}, \quad (3.84)$$

где  $Q$  – расход среды, кг/с;

$v$  – рекомендуемая скорость среды, м/с;

$\rho$  – плотность среды, кг/м<sup>3</sup>.

## Контрольные вопросы

- 1 Что такое установившееся движение жидкости?
- 2 Приведите примеры установившегося движения жидкости.
- 3 Что такое равномерное движение жидкости?
- 4 Что такое напорное течение жидкости?
- 5 Что такое безнапорное течение жидкости?
- 6 Приведите примеры напорного течения жидкости.
- 7 Что такое неустановившееся движение жидкости?
- 8 Что такое поток жидкости?
- 9 Назовите гидравлические элементы потока жидкости.
- 10 Что такое живое сечение потока?
- 11 Что такое смоченный периметр?
- 12 Что такое гидравлический радиус?
- 13 Что такое расход?
- 14 Какие бывают расходы жидкости?
- 15 Назовите единицу измерения потока жидкости.
- 16 Назовите единицу измерения массового потока.
- 17 Назовите единицу измерения весового потока.
- 18 Почему чаще всего используют объемный расход потока жидкости?
- 19 Что такое средняя скорость движения жидкости?
- 20 Что показали опыты О. Рейнольдса?
- 21 Назовите физический смысл числа О. Рейнольдса.
- 22 Назовите критические значения числа О. Рейнольдса.
- 23 Что характеризует коэффициент Кориолиса.
- 24 Назовите виды местных сопротивлений жидкости.
- 25 Что такое кавитация?
- 26 Приведите примеры кавитации.
- 27 Что такое ударная волна?
- 28 Что такое гидравлический удар.
- 29 Назовите соединения гидролиний.
- 30 Назовите мероприятия по предотвращению гидроудара.
- 31 Назовите причины гидравлического удара.
- 32 Назовите фазы развития гидравлического удара.
- 33 Назовите мероприятия по предотвращению гидравлического удара.
- 34 Назовите соединения гидролиний.

## 4 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРОМАШИНАХ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧАХ

---

### 4.1 Основные термины и определения

**Н**асос – (нагнетатель) машина для создания потока жидкой среды. *Насосы* представляют собой группу гидравлических машин, которые передают протекающей внутри машины жидкости полученную извне энергию, благодаря этому жидкость поднимается на некоторую высоту, или, что равноценно, перемещается с избыточным давлением или напором. Как правило, к насосу подводят механическую энергию. Насосы создают разность давлений жидкости непосредственно в самих насосах и трубопроводах и, таким образом, преобразуют энергию двигателя в энергию перемещаемой жидкости [1; 12; 13; 17; 29].

Таким образом, *насосом* называется гидравлическая машина, предназначенная для подъема жидкости и перемещения ее из одного места в другое.

*Насос* является устройством для напорного перемещения, всасывания или нагнетания в основном капельной жидкости в результате сообщения ей внешней потенциальной или кинетической энергии. Устройства для безнапорного перемещения жидкости насосом не называют и относят к водо-подъёмным механизмам.

Под названием насос известны также устройства иной сферы применения, например:

– вакуумный насос, предназначенный для удаления газов из замкнутых объёмов;

– тепловой насос – установка для передачи тепла из окружающей среды (воздуха или воды), имеющей низкую температуру, к объекту с более высокой температурой (например, к воде отопительной системы);

– насос магнитного потока, осуществляющий периодические изменения магнитного потока в замкнутой цепи, и др.

Названия большинства устройств состоят из слова «насос» и соответствующего определения, характеризующего его принцип действия (например, центробежный, электромагнитный), или особенности конструкции (горизонтальный, погружной), или подаваемую среду (например, фекальный насос). Иногда определительное слово фиксирует назначение и область применения насоса (например, дозировочный), тип привода (ручной, с электроприводом), а также автора конструкции (например, насос Гемфри) или название фирмы [1; 12; 13; 29].

Различают понятия «насос» и «насосный агрегат».

*Насосный агрегат* – это один или несколько насосов, приводимых в действие двигателем электрического, гидравлического, пневматического, комбинированного типа (электронасосный, турбонасосный, дизель-насосный, мотонасосный, гидроприводной, пневмоприводной агрегат), но электронасос, турбонасос, паровой и гидроприводной насос – отдельные устройства, в которых узлы двигателя или распределительное устройство привода входят в конструкцию насоса.

*Насосный агрегат* – это устройство, состоящее из насоса и двигателя, объединённых вместе. Существует два типа таких установок: передвижная (оборудованная специальной тележкой для перемещения) и стационарная (устанавливается на фундаменте или скважине).

На базе насосных агрегатов создаются насосные установки и станции. *Насосная установка* – это несколько устройств, связанных между собой. К ним относятся насосный агрегат, трубопроводы (всасывающие и нагнетательные), измерительная аппаратура, большие емкости для жидкости.

*Гидродвигатель* – машина, в которой энергия потока рабочей жидкости преобразуется в энергию движения выходного звена. Если выходное звено получает вращательное движение, то такой гидродвигатель называют *гидромотором*, если поступательное, то *силовым цилиндром*.

Гидромашина, которая может работать в режиме насоса или гидромотора, называется *обратимой*.

*Рабочий объем гидромашины* в насосе – это объем жидкости, вытесняемый в систему за один оборот вала насоса; в гидромоторе – объем жидкости, необходимый для получения одного оборота вала гидромотора. Гидромашины изготавливаются с постоянным и переменным рабочим объемом: с постоянным рабочим объемом называются *нерегулируемые*, а с переменным – *регулируемые*.

*Гидролиния (магистраль)* – это трубопровод, по которому транспортируется рабочая жидкость. Различают магистрали *всасывающие, напорные, сливные и дренажные*.

Основными параметрами насосов, определяющими диапазон изменения режимов их работы и конструктивные особенности, являются *напор, подача, мощность и коэффициент полезного действия*.

*Напором* насоса называется приращение механической энергии единицы массы жидкой среды между выходным и входным (нагнетательным и всасывающим) патрубками насоса. *Напор* представляет собой приращение удельной энергии жидкости на участке от входа в насос до выхода из него. Выраженный в метрах напор насоса определяет высоту подъема или дальность перемещения жидкости.

*Напор* обычно измеряется в метрах столба перекачиваемой жидкости. [1; 12; 13; 17; 29].

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:

$$H = \frac{P_{\text{ч}} - P_{\text{г}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{ч}}^2 - v_{\text{г}}^2}{g} + \Delta z. \quad (4.1)$$

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

*Подача* характеризуется объемом жидкости, подаваемой насосом в напорный трубопровод в единицу времени, и измеряется обычно в м<sup>3</sup>/с, л/с или м<sup>3</sup>/ч, т. е. подача (*производительность насоса*) – это отношение объема подаваемой жидкости ко времени.

*Теоретическая производительность насоса*  $Q_{\text{т}}$  – это расчетный объем жидкости, вытесняемый в единицу времени из его полости нагнетания.

*Действительная производительность насоса*  $Q_{\text{д}}$  уменьшается на величину  $Q_{\text{н}}$  из-за обратного течения жидкости в насосе из полости нагнетания в полость всасывания и из-за утечки жидкости во внешнюю среду. Поэтому  $Q_{\text{д}} = Q_{\text{т}} - Q_{\text{н}}$ , а отношение

$$\frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{т}}} = 1 - \frac{\Delta Q_{\text{н}}}{Q_{\text{т}}} = \eta_{\text{об.н}}, \quad (4.2)$$

где  $\eta_{\text{об.н}}$  – объемный КПД насоса.

*Мощность*, затрачиваемая насосом, необходима для создания нужного напора и преодоления всех видов потерь, неизбежных при преобразовании подводимой к насосу механической энергии в энергию движения жидкости по трубопроводам. Измеряемая в кВт мощность насоса определяет мощность приводного двигателя и суммарную (установленную) мощность насосной станции [1; 12; 13; 17; 29].

*Коэффициент полезного действия* (КПД) учитывает все виды потерь, связанные с преобразованием насосом механической энергии двигателя в энергию движущейся жидкости. КПД определяет экономическую целесообразность эксплуатации насоса при изменении остальных его рабочих параметров (напора, подачи, мощности).

*Коэффициентом быстроходности насоса*  $n_{\text{с}}$  называется частота вращения другого насоса, во всех деталях геометрически подобного рассматриваемому, но таких размеров, при которых, работая в том же режиме с напором в 1 м, он дает подачу 0,075 м<sup>3</sup>/с. Коэффициент быстроходности является важным удельным показателем, который широко используется в качестве характеристики типа насоса [12; 17; 29].

Основные технические параметры, характеризующие работу насосов, приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Краткая характеристика основных технических параметров насосов

Основные показатели	Краткая характеристика	Формула расчета
Подача (производительность)	Количество жидкости $Q$ , м <sup>3</sup> /ч, подаваемое насосом в напорный патрубок в единицу времени	$Q = \frac{M}{\rho}$ , где $M$ – массовая подача; $\rho$ – плотность жидкости при температуре перекачки
Напор	Приращение механической энергии единицы веса жидкости, прошедшей через рабочие органы насоса (разность удельных энергий при выходе из насоса и при входе в него)	$H = \frac{p}{\rho g}$
Потребляемая мощность	Мощность насоса $N_n$ , кВт, которая отдается насосу ведущим двигателем при его работе	$N_n = \rho g Q_n$
Коэффициент полезного действия	Отношение полезной мощности насоса к мощности на валу насоса (потребляемой)	$\eta = \frac{N_n}{N} = \frac{\rho g Q_n}{1000N}$
Скорость вращения вала насоса	Число оборотов в минуту, которое при установившемся режиме, т. е. при неизменных подаче и напоре, должно быть постоянным	$\omega = \frac{\pi n}{30}$
Коэффициент быстроходности насоса	Одновременный учет трех параметров любого насоса – частоты вращения, мощности (или подачи) и напора	$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$

Различают понятия *объемной*  $Q$  и *массовой*  $M$  подачи насоса. *Объемной* называется подача, если количество жидкости измеряется в единицах объема (м<sup>3</sup>/ч, м<sup>3</sup>/с, л/с). Если же 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 прочной части насоса [1; 12; 13; 17; 29].

Различают *полезную мощность*  $N_n$  – количество энергии, которое сообщается всему потоку жидкости в единицу времени. Полезная мощность всегда меньше мощности насоса за счет потерь, возникающих в насосе.



*Коэффициент полезного действия* (КПД) насоса характеризует степень конструктивной эффективности насоса и может быть определен только экспериментальным путем на специальных лабораторных стендах [1; 12; 13; 17; 29].

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

*Допустимая вакуумметрическая высота всасывания* выражается в метрах столба подаваемой жидкости и для существующей установки определяется по показанию вакуумметра, приведенному к оси насоса.

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. *Допустимый кавитационный запас*, приведенный к оси насоса, – это 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. 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 [1; 12; 13].

*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 по формуле проточной чистоты, исходя из соотношения геометрических размеров рабочего колеса и вида гидродинамических характеристик центробежного насоса. С увеличением коэффициента быстроходности крутизна характеристик центробежных насосов уменьшается и возрастает их максимальный КПД.

Насосы отличаются большим разнообразием по конструктивному исполнению и предназначаются для перекачки жидкостей: воды, нефти и продуктов ее переработки. В настоящее время насчитывается около трех тысяч видов насосов, которые объединены в две большие группы: насосы-машины (динамические и объемные) и аппараты (пневматические и струйные), классификация которых приведена на рисунке 4.1.



Рисунок 4.1 – Классификация насосов

**Насосы-аппараты**, к которым относятся струйные (жидкостно-жидкостные и газожидкостные), газлифты (в том числе эрлифты), вытеснители гидравлические тараны, магнитогидродинамические насосы и др.

По характеру движения жидкости насосы делятся на **динамические** и **объемные** [1; 2; 12; 13; 17; 29].

В **динамических** насосах жидкость перемещается при воздействии сил на незамкнутый объем жидкости, который непрерывно сообщается со входом в насос и выходом из него. К этой группе машин относятся центробежные, осевые, вихревые и др. насосы, которые являются *лопастными*.

В **динамических** насосах вода под действием гидродинамических сил перемещается от входа к выходу в незамкнутом объеме. Особую группу динамических насосов составляют гидроструйные (эжекторы), эрлифты, гидравлические тараны.

Классификация для **динамических** насосов может быть выполнена в зависимости от вида сил, действующих на жидкость, направления движения жидкой среды и вида отвода, а также конструкции рабочего колеса и др.

В **объемных** насосах перемещение рабочей среды осуществляется под воздействием поверхностного давления при периодическом изменении объема насосной камеры попеременно сообщающейся с входом и выходом насоса. В связи с этим классификация **объемных** насосов может быть выполнена в зависимости от характера движения рабочих органов и ведущего звена насоса, а также направления перемещения жидкости, вида рабочих органов и передачи движения к ним и др. [2].

Классификация **динамических** и **объемных** насосов в зависимости от конструктивных особенностей приведена на рисунке 4.2.

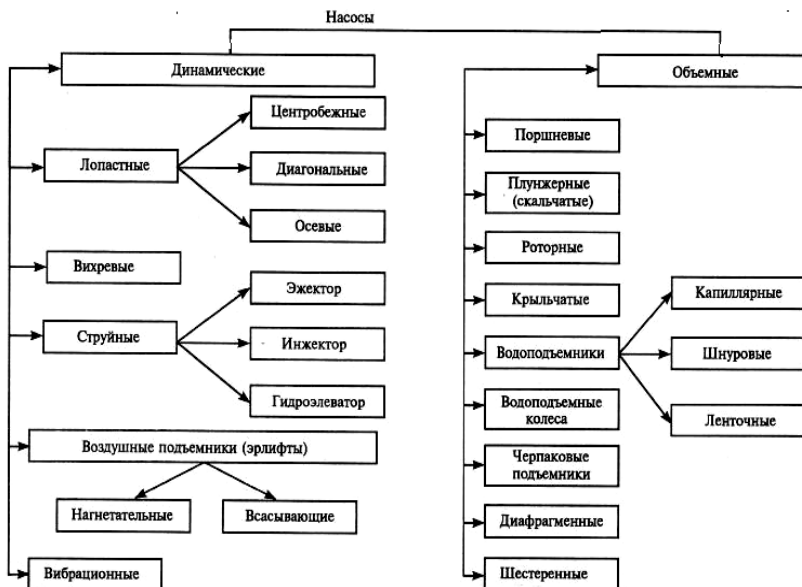


Рисунок 4.2 – Классификация объемных и динамических насосов

В зависимости от основных параметров – полезной мощности и подачи, насосы классифицируются по различным размерам (таблица 4.2).

Таблица 4.2 – Классификация насосов в зависимости от полезной мощности и напора

Размер насоса	Полезная мощность, л/с	Подача, м <sup>3</sup> /с
Микро	0–0,4	–
Мелкий	0,4–4	–
Малый	4–100	–
Средний	100–400	До 0,5
Крупный	400 и более	Более 0,5

По целевому назначению: погружные; поверхностные. По способу энергопитания: электрические; жидкотопливные. В зависимости от типа воды: для чистой воды; воды средней степени загрязненности; воды высокой степени загрязненности.

## 4.2 Динамические гидромашины (насосы)

### 4.2.1 Классификация динамических гидромашин (насосов)

В *динамических* насосах преобладают динамические силы и для них характерно двойное преобразование энергии, равномерная подача и уравновешенность рабочего процесса. В *динамических* насосах энергия воды, перекачиваемой через рабочую камеру агрегата, из кинетической преобразу-

ется в статическую и в результате этого при уменьшающейся скорости происходит увеличение давления, т. е. происходит динамический процесс. У *динамических* насосов объем рабочего пространства неизменен, в них движение воды происходит по гидродинамическому принципу. В результате вращения рабочего колеса внутри рабочей камеры насоса *кинетическая энергия* от рабочего колеса передается перекачиваемому потоку жидкости, которая в последующих элементах (направляющем аппарате, спирали, диффузоре) преобразуется в *потенциальную энергию* (энергию давления). Таким образом и создается необходимый напор. В отличие от *объемных* насосов они не способны к самовсасыванию [1; 12; 13; 17; 29].

*Динамические* насосы – это насосы, в которых перемещение перекачиваемой среды происходит под действием массовых (центробежных) сил и силы жидкостного трения.

*Динамическим насосом* называется насос, в котором жидкая среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом насоса.

*Динамический* насос – это гидравлическая машина, в которой жидкость перемещается под силовым воздействием в камере, постоянно сообщаемой с входом и выходом насоса. Перекачивание жидкости в динамических насосах осуществляется, как правило, за счет сил инерции (в лопастных) или трения (в насосах трения).

К *динамическим* насосам относятся:

- 1) лопастные – центробежные и осевые;
- 2) электромагнитные – кондукционные и индукционные;
- 3) трения – вихревые, струйные, шнековые, вибрационные и др.

Классификация динамических насосов приведена на рисунке 4.3.

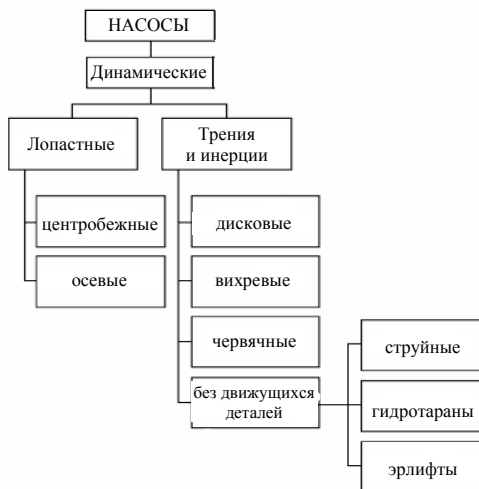


Рисунок 4.3 – Классификация динамических насосов

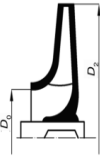


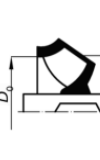
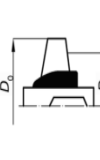
Динамические насосы широко применяются в различных технологических процессах, связанных с подъемом пластовой жидкости, воздействием на призабойную зону пласта, транспортированием нефти и воды в системах поддержания пластового давления, в установках подготовки нефти для нефтеперерабатывающих предприятий и др. Наиболее эффективно использование динамических насосов для перемещения значительных объемов жидкости.

По сравнению с другими видами динамические насосы отличаются простой конструкции, высокой степенью унификации узлов насосов одного типа, небольшими габаритными размерами, низкой стоимостью. Преимущество динамических насосов заключается также в возможности непосредственного соединения валов насосов с валами электродвигателей, быстроходных турбин и регулирования подачи насосов в широких пределах [1; 12; 13; 17; 29].

#### 4.2.2 Лопастные насосы. Основы теории лопастных насосов

*Лопастными* называют *динамические* насосы, в которых жидкость перемещается путем обтекания лопастей. Если жидкость перемещается перпендикулярно оси вращения, то насос называют *центробежным*, если жидкость движется по диагонали между осью вращения и перпендикуляром к ней, то насос называют *диагональным*, если жидкость в насосе перемещается вдоль оси вращения рабочего колеса с лопастями, то насос называют *осевым* (таблица 4.3).

Таблица 4.3 – Классификация лопастных рабочих колес по коэффициенту быстроходности

Тип лопастных насосов	Центробежные				Осевые (пропеллерные)
	Тихоходные	Нормальные	Быстроходные	Полуосевые (диагональные)	
Сечение рабочего колеса					
Коэффициент быстроходности $n_s$	40–80	80–150	150–300	300–500	500–1200

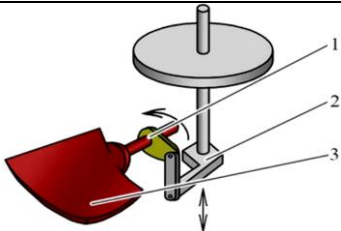
Коэффициент быстроходности позволяет составить гидравлическую классификацию лопастных насосов и сопоставить рабочие колеса различных типов. Различия между этими типами *лопастных* насосов заключаются не только на направлении движения жидкости, но и в характеристиках [11–13; 17; 29]. Например, *центробежные лопастные* насосы способны

развить самый большой напор (среди лопастных машин), а *осевые* – самую большую подачу, *диагональные* насосы – промежуточный вариант [25].

Рассмотрим принцип работы и основные элементы конструкции *лопастного* насоса, в котором жидкость перемещается в результате воздействия лопастей. При вращении рабочего колеса энергия от лопастей передается частицам жидкости, которые по инерции двигаются в осевом, радиальном направлении или по диагонали между этими направлениями. При этом герметичное разделение всасывающего и напорного патрубка в лопастных насосах отсутствует, что обуславливает значительное увлечение перетечек из нагнетания во всасывание при увеличении давления. По этой причине лопастные насосы не используют в системах высокого давления. Для того чтобы начать перекачку воды, лопастной насос нужно заполнить жидкостью, большинство этих насосов не обладает самовывравниванием.

Рабочим органом насоса является *колесо* с установленными на нем *лопастями*, которые могут быть закреплены на колесе жестко, в этом случае насос называют **жестко-лопастным**, или иметь механизм регулирования угла наклона (поворота и т. п.), тогда насос называют **поворотно-лопастным** (таблица 4.4).

**Таблица 4.4 – Принцип работы и конструкционные особенности поворотно-лопастного насоса**

Схема и конструкционные особенности	Принцип работы
	<p>Лопасть 3 установлена в подшипниках, а тяга 1 лопасти – шарнирно соединена с крестовиной 2. При движении крестовины вверх или вниз угол установки лопасти будет изменяться. Для перемещения крестовины используют гидроцилиндр, механическую передачу с электрическим приводом</p>

Рабочее колесо устанавливается на валу в корпусе, который формирует рабочую камеру. Форма корпуса в зависимости от типа и конструкции насоса может быть *цилиндрической, спиралевидной, с прямыми или изогнутыми подводками*. На корпусе могут быть закреплены *конфузор* – сужающийся патрубок, устанавливается на входе насоса, и *диффузор* – расширяющийся патрубок, устанавливается на выходе насоса для преобразования скоростного напора в пьезометрический.

Различают одноступенчатые и многоступенчатые лопастные насосы. Одноступенчатые лопастные насосы имеют одно рабочее колесо и создаваемый им напор ограничен (рисунок 4.4).

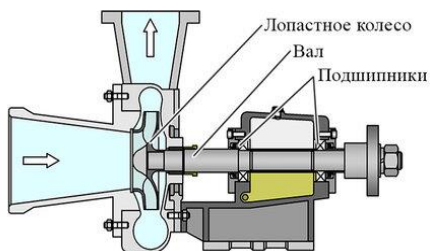


Рисунок 4.4 – Одноступенчатый лопастный насос

Повышение напора лопастного насоса возможно путем последовательной установки рабочих колес. В насосах с односторонним подводом рабочее колесо устанавливается на валу консольно, на подшипники опирается только один конец вала, лопастный насос в этом случае называют **консольным** (таблица 4.5).

Таблица 4.5 – Принцип работы и конструкционные особенности лопастного консольного насоса

Конструкционные особенности	Принцип работы
	<p>Вращающееся рабочее колесо, которое имеет лопасти (крыльчатки), создает разреженный воздух и провоцирует всасывание жидкости через входной патрубок. Жидкость, накапливаемая в камере, начинает создавать давление, и лопасти колеса выталкивают ее через выходное отверстие. Центробежная сила при больших оборотах только усиливает давление и способствует увеличению скорости протекания всего процесса</p>

Многоступенчатые лопастные насосы имеют несколько рабочих колес, установленных последовательно на одном валу. Применяют также одностороннее или симметричное расположение рабочих колес. В насосах с двухсторонним подводом жидкость к рабочему колесу подводится с двух сторон, в этом случае вал может быть установлен на подшипники с двух сторон (рисунок 4.5).

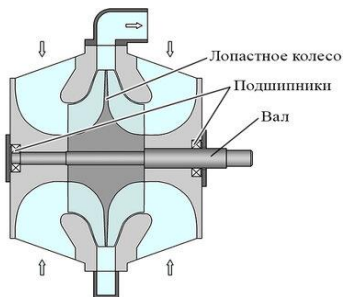


Рисунок 4.5 – Многоступенчатый лопастный насос

Лопастные насосы применяют для перекачивания воды и других жидкостей при относительно невысоких давлениях и больших расходах (например, в системах водоснабжения, отопления, водоотведения и т. д.) [1; 12; 13; 17; 29; 33].

### 4.2.3 Центробежные насосы и их характеристики

Разновидностью лопастных насосов также являются *центробежные* насосы, наиболее распространённые в мире, которые нашли широкое применение благодаря своей конструкции и стабильной работе, как при решении бытовых задач, так и для основных технологических процессов в различных отраслях промышленности (рисунок 4.6).

*Центробежными* насосами можно успешно откачивать жидкую среду из скважин и колодцев большой глубины и затем транспортировать ее по трубопроводу на значительные расстояния. Следует отметить, что центробежный насос – не герметичная машина, поэтому для обеспечения герметичности – его заливают водой из водопровода, напорного резервуара или применяют вакуум насос [1; 12; 13; 17; 29].

Основные конструкционные элементы центробежного насоса в разрезе приведены на рисунке 4.7.

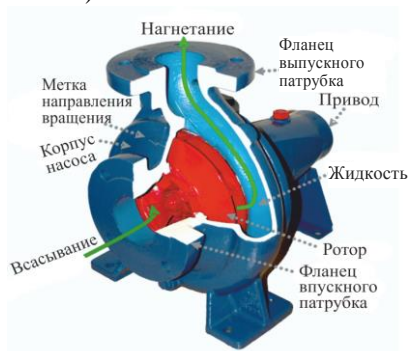


Рисунок 4.6 – Центробежный насос

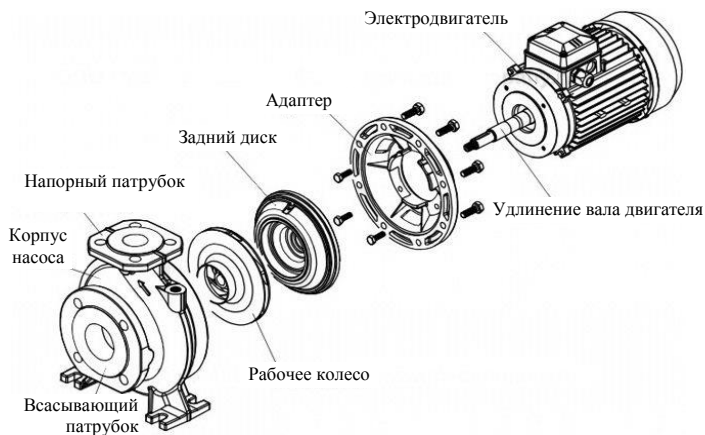


Рисунок 4.7 – Основные конструкционные элементы центробежного насоса



По типу соединения с электродвигателем центробежные насосы разделяются также по типу соединения гидравлической части насоса с электродвигателем с применением соединительной муфты. Для этого используется, как обычная муфта, так и муфта с промежуточным элементом, применение которого позволяет не отсоединять электродвигатель при техническом обслуживании насоса, например при замене торцевого уплотнения (рисунок 4.8).

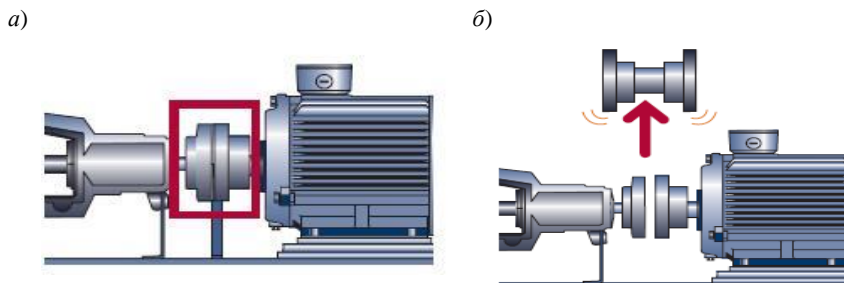


Рисунок 4.8 – Центробежный насос с соединительной муфтой:  
а – обыкновенной; б – с промежуточным элементом



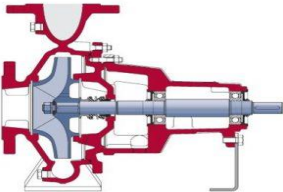
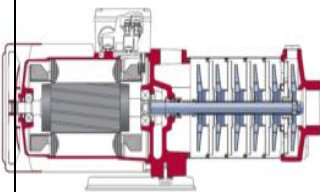
Следует отметить, что корпус насоса имеет форму улитки и служит для преобразования кинетической энергии жидкости в потенциальную (зона расширения корпуса), а также для гашения поперечных сил (осевые силы и поперечные или радиальные силы).

При вращении рабочего колеса *центробежного* насоса жидкость, его заполняющая, также начинает вращаться, приобретая при этом центробежную силу. Под действием этих сил частицы жидкости устремляются от центра к периферии по радиусу. Чем больше радиус колеса и частота его вращения, тем больше скорость движения жидкости, тем с большей скоростью частицы жидкости устремляются к напорному патрубку насоса. Объем, заполняемый жидкостью, опорожняется и в нем создается пониженное давление – вакуум. Под действием атмосферных сил вода из расходной емкости по всасывающей трубе поступает на лопасти колеса в зону пониженного давления и далее цикл повторяется.

При выборе центробежного насоса следует учитывать разброс параметров насоса по подаче и напору, в том числе при различной обточке рабочего колеса, а также возможность нахождения требуемого режима работы в пределах рабочей области его характеристики.

Классификация *центробежных* насосов в зависимости от конструктивных особенностей его основных элементов, типа установки и назначения приведена в таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Классификация центробежных насосов в зависимости от конструкционных особенностей

Классификационный признак	Краткая характеристика	Конструкционные особенности
<p>Насос «ин-лайн» типа</p> 	<p>Всасывающий и нагнетательный патрубок находятся на одной линии друг напротив друга. Перекачиваемая жидкость проходит сквозь насос</p>	<p>Насос устанавливается на прямых участках трубопровода</p>
<p>Консольный насос</p> 	<p>Жидкость поступает в центр рабочего колеса (импеллера). Патрубки расположены под 90 °С относительно друг друга</p>	<p>Рабочие органы расположены на консольной части вала</p>
<p>Одноступенчатый насос</p> 	<p>Не обеспечивает высокий напор</p>	<p>Насос с одним рабочим колесом на валу</p>
<p>Многоступенчатый насос</p> 	<p>Обеспечение высокого напора при сравнительно небольшом расходе (благодаря сумме напоров, создаваемых каждым отдельным колесом)</p>	<p>На валу имеется два и более последовательно соединённых колеса, по которым перекачиваемая жидкость переходит последовательно от одной ступени к другой</p>

Пример выбора определенного насоса по сводному каталогу приведен на рисунке 4.9, где представлены основные характеристики насоса:  $H - Q$ ,  $N - Q$ ,  $\eta - Q$ ,  $\Delta H_{\text{кав}} - Q$ .

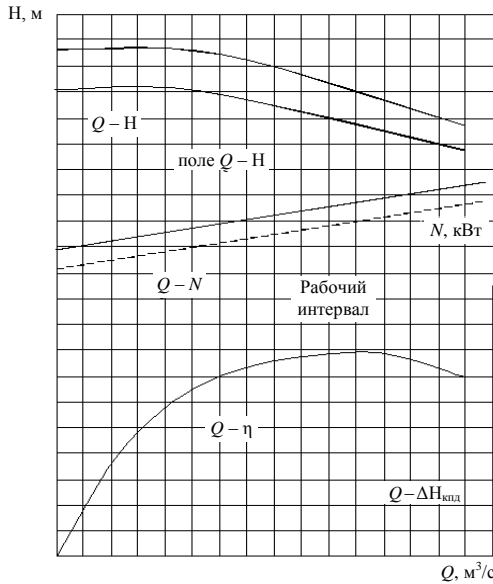


Рисунок 4.9 – Напорная характеристика центробежного насоса  
X – 200 – 150 – 315

Построив характеристики сети, находим рабочую точку. При стационарном режиме работы установки подача насоса  $Q$  и развиваемый им напор  $H$  определяются по графику (рисунок 4.10) рабочей точкой  $B$  – точкой пересечения характеристик насоса и трубопроводной сети, в которой выполняется условие равенства параметров насоса и трубопровода.

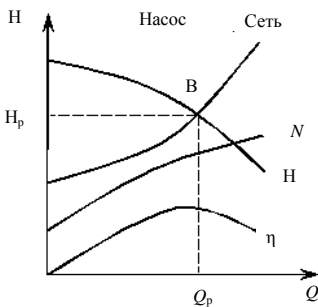


Рисунок 4.10 – Характеристики насоса и трубопровода

По координатам рабочей точки уточняют параметры насоса  $Q$  и  $H$ , а также величины мощности  $N$  и КПД,  $\eta$  – с помощью изображенных на этом же графике зависимостей  $\eta = f(Q)$  и  $N = f(Q)$ .

По экономическим соображениям устанавливают допустимые пределы изменения КПД. Для этой зоны по графику  $Q - H$  насоса устанавливают пределы изменения  $Q - H$  сети. КПД насоса должен быть достаточно высоким, отличие от  $\eta_{\max}$  не должно превышать  $\pm 10\%$ . Если для данных технологических потребностей это не выполняется, надо выбрать другой насос [1; 12; 13; 17; 25; 29].

Рабочая характеристика центробежного насоса, выражающая зависимость между расходом и напором насоса, может быть представлена в виде графика, где на оси абсцисс располагается производительность (расход) насоса, выраженная в  $\text{м}^3/\text{ч}$  и л/с, и по оси ординат – напор насоса, выраженный в метрах (рисунок 4.11).

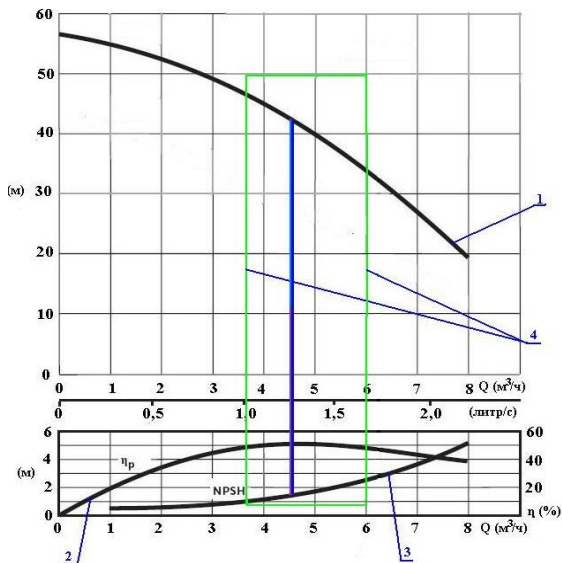


Рисунок 4.11 – Рабочая характеристика центробежного насоса:  
 1 – рабочая характеристика центробежного насоса; 2 – характеристика КПД насоса;  
 3 – характеристика NPSH насоса; 4 – оптимальная область для подбора насоса

Как видно из графика, при «нулевом» расходе насос выдает максимальный напор, равный примерно 57 м. При максимальном расходе примерно  $8 \text{ м}^3/\text{ч}$ , насос создает напор примерно 19 м. Это крайние рабочие точки по расходу и напору для данного, конкретного типа насоса. Теоретически рабочая точка может располагаться в любом месте рабочей характеристики насоса. За пределами рабочей характеристики эксплуатировать любой насос категорически запрещено.

На рисунке 4.11 (линия 2) находится графическая зависимость КПД от производительности насоса. На оси абсцисс располагается производительность (расход) насоса, выраженные в  $\text{м}^3/\text{ч}$  и л/с. На оси ординат располагается КПД насоса, выраженный в процентах. Как видно из графика, КПД равняется нулю при нулевом расходе. Насос работает, но расхода нет, и никакая полезная работа при этом не выполняется. Прямоугольником (поз. 4) выделена примерная оптимальная рабочая область с оптимальным КПД

насоса. Максимальный КПД в нашем случае будет при расходе примерно  $3,5 \text{ м}^3/\text{ч}$  и напоре примерно 43 м.

На рисунке 4.11 (линия 3) изображена графическая зависимость высоты водяного столба жидкости NPSH от производительности насоса. На оси абсцисс располагается производительность (расход) насоса, выраженные в  $\text{м}^3/\text{ч}$  и л/с. На оси ординат находится высота подпора водяного столба, выраженная в метрах. Из графика видно, что чем больше расход насоса, тем больше должна быть высота подпора. При максимальном КПД насоса подпор на входе в насос должен составлять примерно 1,5 м.

Анализ графика показал, что для надежной эксплуатации насосного оборудования необходимо выбрать правильное и оптимальное соотношение между расходом, напором, КПД и NPSH насоса, а в конечном итоге и с его ценой. Так, для покрытия потребностей в воде можно выбрать насос с большим запасом по мощности или менее мощный, но более эффективный. В первом случае придется тратить средств в два раза больше. Первый раз при покупке (более мощный насос стоит дороже) и второй раз во время эксплуатации оборудования (за перерасход электроэнергии).

Отличительной особенностью работы *центробежных насосов* является **помпаж** – неустойчивый режим работы насоса, при котором резко изменяются подача и напор насоса, а также наблюдаются значительные вибрации, удары, шум, тряска насосной установки и трубопроводов. При помпаже через обратный клапан попадает жидкость в резервуар и в какой-то момент потребление жидкости из резервуара становится значительно меньше подачи насоса, вследствие чего начинает расти уровень жидкости, а значит увеличивается и статическое давление, которое должен преодолеть насос для подачи жидкости в резервуар. Получается, что напор на выходе насоса должен увеличиться, в момент, когда насос уже не может развить потребный напор, происходит срыв подачи, она падает до 0. Обратный клапан закрывается,

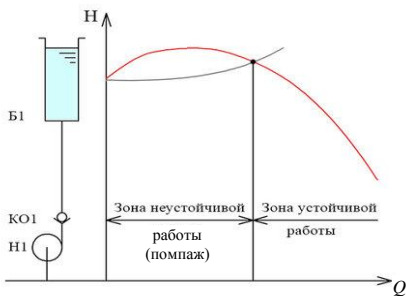


Рисунок 4.12 – Помпаж центробежного насоса

поток от насоса в резервуар отсутствует. За счет потребления жидкости уровень падает, когда напор насоса будет достаточен для преодоления сопротивления, подача резко возрастет до первоначального значения.

Чаще всего помпажу подвержены тихоходные насосы, характеристика которых приведена на рисунке 4.12.

Процесс, описанный выше, является примером **помпажа динамического** насоса, причинами возникновения которого могут быть изменения условий работы насоса, увеличение

нагрузки (давления), изменение гидравлического сопротивления, снижение частоты вращения рабочего колеса насоса (например, при падении напряжения сети). Помпаж также может наблюдаться при параллельной работе насосов, если напор одного из них при нулевой подаче меньше напора второго при одиночной работе на сеть. Для предупреждения помпажа, который является нежелательным явлением и может привести к поломке насосной станции и нарушению герметичности трубопроводов, необходимо использование:

- насосов, компрессоров и вентиляторов, в характеристике которых отсутствует восходящий участок;
- машин, в которых зона помпажа сдвинута в область малых подач;
- антипомпажного клапана, который при уменьшении расхода до границы помпажа отправляет жидкость (или газ) на всасывание или в атмосферу.

Анализ конструктивных особенностей и принципа работы центробежных насосов показал, что насосы данного вида применяются практически во всех отраслях промышленности, перекачивают самые различные жидкости, начиная с воды и заканчивая высокоагрессивными и абразивными суспензиями. Поэтому выбор материалов для основных элементов центробежных насосов очень широкий и чаще всего он основывается на стойкости данного материала к свойствам перекачиваемой жидкости и условиям работы самого насоса [25].

Таким образом, могут быть выделены следующие основные материалы по изготовлению центробежных насосов: чугун, бронза, углеродистая и нержавеющая сталь, дуплекс, супер-дуплекс, титан и т. д. Также необходимо отметить, что при работе с высокоагрессивными жидкостями, например с кислотами, металлическое исполнение не всегда может обеспечить необходимую коррозионную защиту, а применение сверхстойких сплавов приводит к значительному удорожанию всей конструкции. Поэтому широкое распространение приобрело использование самых различных пластиковых материалов, в качестве основного материала, контактирующего со средой в центробежных насосах, так называемых *футерованных насосах* (рисунок 4.13).

*Футеровка* – это процесс нанесения пластикового покрытия на металлический корпус насоса. Все элементы, контактирующие с перекачиваемой средой, покрыты слоем полимера, что значительно увеличивает коррозионную устойчивость всей проточной части. Современные технологии обеспечивают достаточно прочное сцепление между покрытием и корпусом, т. к. при отливке полимер заполняет все полости и зазоры.



Рисунок 4.13 – Футерованный центробежный насос

Материалы для *футерованных* и пластиковых насосов: полипропилен (PP), поливинилденфторид (PVDF), полиэтилен (PE), поливинилхлорид (PVC), перфторалкоксил (PFA), политетрафторэтилен (PTFE), этилен-тетрафторэтилен (ETFE), фторэтиленпропилен (FEP). В качестве уплотнительных колец в центробежных насосах чаще всего используют следующие эластомеры: этилен-пропиленовый каучук (EPDM), бутадиен-нитрильный каучук (NBR), фторкаучук (FPM/FKM/Viton), каучук перфторированный (FFKM).

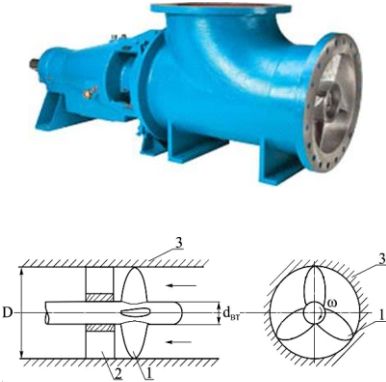
#### 4.2.4 Осевые насосы

*Осевые насосы* относятся к группе лопастных, принцип действия которых основан на силовом взаимодействии лопастей рабочего колеса с набегающим потоком. Рабочее колесо осевого насоса состоит из втулки с укрепленными на ней лопастями обтекаемой формы, имеющими специальную кромку. Само колесо вращается в отдельной цилиндрической камере, заполненной жидкостью. Поворотно-лопастные оснащаются устройством изменения наклона лопастей, что позволяет регулировать непрерывность подачи, а соответственно, обеспечивать поддержание высокого уровня КПД. Осевые насосы – наиболее быстроходные из лопастных насосов и применяются для подачи воды с напором до 28 м и расходом от 0,07 до 40,5 м<sup>3</sup>/с. Они могут быть выполнены как пропеллерные, так и поворотно-лопастные. В отличие от центробежных агрегатов жидкость в осевых насосах передвигается в осевом направлении, из-за чего оборудование и получило такое название. В оборудовании такого рода нет радиального перемещения жидкости, поэтому воздействие центробежных сил полностью исключено. Возрастание давления осуществляется исключительно благодаря преобразованию кинетической энергии в потенциальную, то есть посредством применения диффузорного эффекта.

*Осевые насосы* активно применяются в тех сферах, где требуется регулярная подача большого количества жидкости при малых напорах, и отличаются простой конструкцией, высокой надежностью и устойчивостью к механическим повреждениям (таблица 4.7).

Среди наиболее распространенных сфер использования данного вида насосов можно выделить балластные системы плавучих доков, кораблей-ледоколов и подруливающие конструкции судов. Также эти насосы применяются на морских паротурбинных судах с целью перекачивания воды за бортом через главные конденсаторы. Насосное оборудование этого типа не снабжается системой сухого всасывания и имеет низкую допустимую вакуумметрическую всасывающую высоту. В связи с этим, осевые насосы устанавливаются немного ниже уровня жидкости, которую требуется перекачивать.

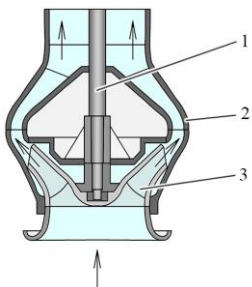
Таблица 4.7 – Схема осевого насоса и его конструкционные особенности

Схема и принцип работы	Конструкционные особенности
 <p>1 – рабочее колесо, 2 – направляющий аппарат, 3 – цилиндрический корпус</p>	<p>Для выпрямления потока и направления его в напорный патрубок или на следующую ступень после рабочего колеса устанавливается направляющий аппарат 2, снабженный неподвижными лопатками, который служит для преобразования кинетической энергии вращения потока в потенциальную энергию давления</p>

Насос, в котором жидкость перемещается путем обтекания лопастей за счет совместного действия подъемной и центробежной сил, называют *диагональным*. Частицы жидкости в насосах этого типа перемещаются по диагонали условного прямоугольника, образованного осевым и радиальным направлениями.

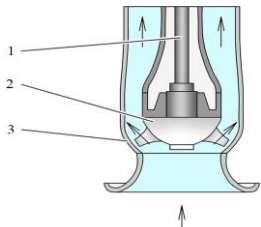
Принцип работы и краткая характеристика диагональных насосов приведены в таблице 4.8.

Таблица 4.8 – Конструкционные особенности диагональных насосов

Схема и принцип работы	Конструкционные особенности
<p>Рабочее колесо закрытого типа</p> 	<p>При вращении вала 1 с закрепленным на нем рабочим колесом 3, расположенным в корпусе 2, в результате воздействия лопаток жидкость движется к периферии рабочего колеса, одновременно с этим жидкость движется и в осевом направлении. Выпрямляющий аппарат и рабочая камера спрофилированы так, чтобы остановить вращение жидкости и направить поток в напорный отвод</p>



Окончание таблицы 4.7

Схема и принцип работы	Конструкционные особенности
<p>Рабочее колесо открытого типа</p> 	<p>В результате динамического воздействия установленных на колесе 2 лопаток поток под действием центробежной и подъемной сил движется в диагональном направлении. Выпрямляющий аппарат, установленный позади рабочего колеса, останавливает кручение потока и направляет жидкость вдоль оси насоса</p>

Принципиальное отличие конструкции *диагонального насоса* от *осевого* заключается в диагональном расположении лопастей рабочего колеса, что позволяет увеличить диаметр корпуса. Лопастей рабочих колес расположены под углом к оси агрегата, который может быть равен  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$ . Лопастей могут иметь жесткое крепление или быть поворотными. Рабочие колеса могут быть открытыми или закрытыми. Диагональный насос с закрытым рабочим колесом по конструкции аналогичен центробежному насосу, а с колесом открытого типа – осевому насосу.

Таким образом, *диагональные насосы* можно назвать промежуточным звеном между центробежными и осевыми машинами. Благодаря небольшим радиальным габаритам и возможности развивать напор до 40 м диагональные насосы часто используются для выкачивания воды из артезианских скважин, также насосы этого типа применяют в теплопроводных и водопроводных системах, что является их преимуществом из-за высокой производительности, небольших размеров и высокой надежности. Среди недостатков следует отметить отсутствие возможности самовсасывания и зависимость подачи от напора.

#### 4.2.5 Вихревые насосы

К *динамическим насосам* относят также и *вихревые насосы*, которые по своим характеристикам аналогичны центробежным, но, в отличие от них, имеют меньшую массу и габариты. Главной деталью насоса вихревого типа тоже является рабочее колесо (крыльчатка) с лопастями. Только в этом случае оно выглядит как плоский диск, имеющий короткие прямые лопатки, расположенные вдоль окружности колеса. В рабочей зоне насоса предусмотрена соответствующая полость с уплотнением, в которой лопатки, вращаясь с большой скоростью, всасывают за собой жидкость. Под воздействием центробежной силы создается вихревое движение, которое и послужило названием для данного вида насосного оборудования (рисунок 4.14).

При данной конструкции определённый объём воды движется от входа в рабочую полость, до отводящего отверстия по винтообразной траектории. Многократно попадая между вращающимися лопастями, она каждый раз получает ускорение, что обеспечивает увеличение напора. Данный показатель у вихревого насоса в несколько раз превышает характеристики центробежного варианта с аналогичным размером рабочего колеса и той же скоростью его вращения. Это позволяет изготавливать насосы вихревой конструкции с меньшей массой и габаритами.

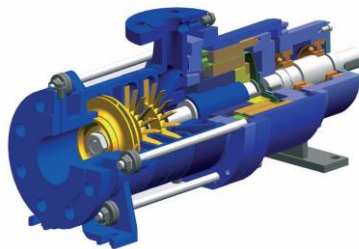


Рисунок 4.14 – Вихревой насос

Принцип работы и краткая характеристика вихревых насосов приведены в таблице 4.9.

Таблица 4.9 – Конструкционные особенности вихревых насосов

Схема и принцип работы	Конструкционные особенности
<p><b>Закрытый тип насоса</b></p>	<p>В корпусе 1 насоса установлено рабочее колесо 2 с малыми зазорами и специальным концентрическим каналом 3, расположенным по периметру окружности описываемой лопатками от входного патрубка 4 до напорного 5. Концентрический канал разделен перемычкой 6, не позволяющей жидкости перетекать из напорной линии во всасывающую. Лопатки рабочего колеса передают энергию жидкости, которая под воздействием сил инерции и трения перемещается от всасывающего патрубка к напорному</p>
<p><b>Открытый тип насоса</b></p>	<p>Рабочая жидкость поступает к лопаткам рабочего колеса 1 через подвод 2 и окно 3. Через рабочее колесо жидкость поступает в кольцевой канал 4, выполненный в корпусе 5. Под воздействием лопаток рабочего колеса жидкость перемещается по кольцевому каналу и через отверстие 6 поступает в напорную линию 7</p>

Основной недостаток *вихревого* насоса – это низкий КПД, равный 45 %. Поэтому при необходимости обеспечения высоких производственных мощностей лучше выбрать центробежный насос, так как экономически он будет более выгоден. На крупных предприятиях рассматриваемые модели

используют только по причине невозможности использовать центробежные. Помимо этого серьезным недостатком вихревого насоса является невозможность перекачивания воды, в которой есть вкрапления твердых частиц, также такие устройства не подходят для вязких веществ.

*Вихревые* насосы используются для перекачки среды из резервуаров и водоемов, подъема воды из скважин, перемещения газообразных веществ. Они способны перекачивать бензин, спирт, эфир и т. д. Легкие фракции этих веществ испаряются, поэтому в устройство засасывается смесь из пара и жидкости. Так, вихревые насосы используются на автомобильных и аэродромных станциях раздачи топлива. С помощью насосов данного типа на предприятиях химической промышленности перекачивают кислоты, щелочи и другие агрессивные жидкие среды. Перекачивание жидкостей, содержащих в своем составе большое количество растворенных газов, также осуществляется с использованием *вихревых* насосов. Данные насосы используются в качестве вакуум-насосов, компрессоров низкого давления и вместо водокольцевых компрессоров, а также выступают в функции питательных насосов, которыми оснащают маломощные котельные установки.

#### 4.2.6 Пневматические насосы (эрлифты и монтежю)

**Пневматический насос** – это один из самых востребованных, работающих под высоким давлением, который широко применяется в пищевой и химической промышленности, а также из-за небольшого веса и размеров может использоваться для перекачки жидкостей и в бытовых условиях. В данном устройстве циркуляция жидкости осуществляется посредством действия сжатого воздуха. Независимо от конструкционных особенностей отдельных моделей, общее устройство у данного типа насосов одно и тоже. Они состоят из двух обособленных камер с разным значением давления, что заставляет воздух перемещаться между камерами, а он, в свою очередь, транспортирует перекачиваемую среду. Пневматический насос также имеет воздуховоды, которые вводят/отводят сжатый воздух посредством клапанов. Воздуховоды, оснащены внутренними поплавками, которые автоматизируют процесс.



Рисунок 4.15 – Принцип работы эрлифта

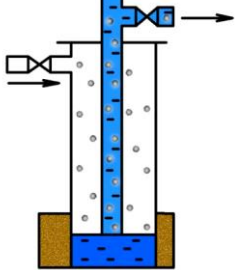
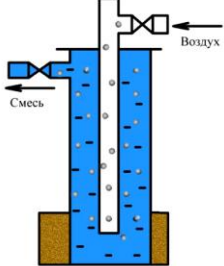
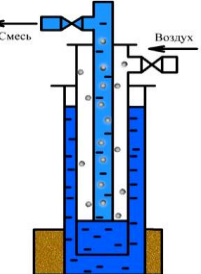
Обычно используются пневматические насосы двух типов – *эрлифты* (*газлифты*) и *монтежю*. В таких насосах энергия передаётся к транспортируемым жидкостям от сжатого газа.

*Эрлифт* (от английского airlift) – это техническое устройство, при помощи которого, используя только поток сжатого воздуха, можно откачивать жидкие среды из скважин даже значительной глубины (рисунок 4.15).

Эрлифт (водяной насос) состоит из двух трубок и компрессора (см. рисунок 4.15). Одна трубка для воды, другая для сжатого воздуха. Если совместить их вместе под водой, то получим смесь из жидкости и пузырьков. Плотность смеси меньше плотности воды, поэтому она начинает двигаться вверх по трубе.

Различают несколько схем подачи сжатого воздуха и отвода газожидкостной смеси эрлифтом (таблица 4.10).

Таблица 4.10 – Краткая характеристика схем подачи сжатого воздуха

Схемы подачи сжатого воздуха	Краткая характеристика
<p data-bbox="188 427 412 475">Однорядный подъемник кольцевой системы</p> 	<p data-bbox="490 427 983 754">Воздух подается через трубу большого диаметра, а смесь отводится через трубу малого диаметра. При этом давление газа в трубе большого диаметра повышается, а уровень жидкости в ней понижается до тех пор, пока не достигнет нижнего торца трубы малого диаметра. Сжатый газ, перемешиваясь с жидкостью, поступает в трубу малого диаметра. Плотность образовавшейся газожидкостной смеси меньше плотности жидкости в пласте (на нижнем уровне), что заставляет смесь двигаться вверх</p>
<p data-bbox="188 759 412 807">Однорядный подъемник центральной системы</p> 	<p data-bbox="490 759 983 898">Механизм работы такого газлифта аналогичен предыдущему за исключением того, что воздух поступает по трубе малого диаметра, а газожидкостная смесь поступает вверх по трубе большого диаметра</p>
<p data-bbox="188 1086 412 1134">Двухрядный подъемник кольцевой системы</p> 	<p data-bbox="490 1086 983 1225">Для более плавной и интенсивной работы газлифта используют конструкцию с дополнительно трубой, которая устанавливается концентрически между трубами большого и меньшего диаметров.</p>

*Эрлифты (газлифты)* просты по устройству, не имеют движущихся деталей, способны работать на загрязнённых жидкостях. Однако КПД их не высок от 0,2 до 0,35, поскольку они требуют для работы большое количество сжатого газа, получение которого является трудоёмким процессом.

К наиболее значимым преимуществам, которыми обладает *эрлифт*, относятся:

- простота конструкции, в которой отсутствуют движущиеся и трущиеся детали;

- содержание в жидкости, подаваемой при помощи эрлифта, взвеси в неограниченных количествах;

- возможность легко монтировать и демонтировать эрлифт, элементы которого соединяются между собой при помощи резьбы (такая процедура может потребоваться при реконструкции устройства, а также при выполнении его технического обслуживания);

- устойчивость внутренней части труб, из которых состоит эрлифт, к зарастанию;

- устойчивость к химически агрессивным средам, что обеспечивается использованием в эрлифте труб, изготовленных из соответствующих материалов;

- длительный срок эксплуатации.

Недостатки, наиболее значимыми из которых являются:

- недостаточно высокий коэффициент полезного действия (КПД);

- невозможность использования для подъема жидкостей из скважин, отличающихся небольшой глубиной.

*Монтежю* работают на принципе непосредственного вытеснения жидкостей из резервуара 1 с помощью сжатого газа. Преимущества таких насосов – простота конструкции, отсутствие подвижных деталей, возможность работы с загрязнёнными, агрессивными, взрывоопасными жидкостями. В тех случаях, когда транспортируемые жидкости при контакте с воздухом образуют взрывоопасные смеси, вместо воздуха используют инертные газы (чаще всего сжатый азот).

Недостатками *монтежю* являются периодичность действия и низкий КПД до 20 %. Поэтому *монтежю* в настоящее время применяются сравнительно редко, например, в случае необходимости одновременно с подъемом воды осуществлять отдувку газов. Кроме того, *эрлифты* применяют иногда для перекачивания ила из канализационных отстойников и для подъема сточной жидкости.

*Бочковой пневматический насос* – устройство, предназначенное для выкачивания жидкости из *бочки* или *контейнера* (еврокуба) с узким горлышком. Бочковые насосы имеют *небольшой вес*, чтобы оператор мог с лёгкостью вставлять и вынимать их из бочек и переносить по производственной территории (рисунок 4.16).

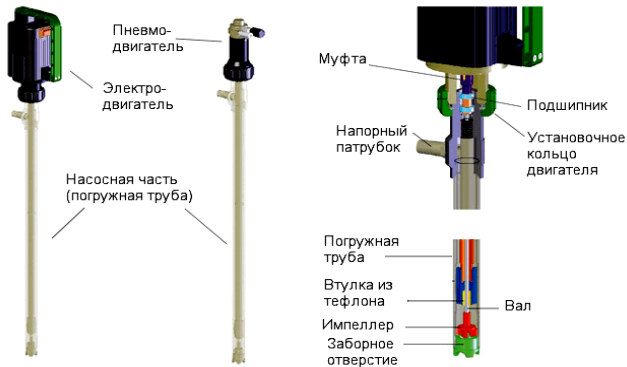


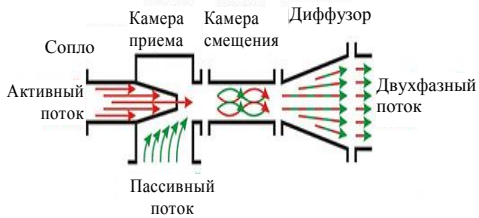
Рисунок 4.16 – Бочковой пневматический насос

Наиболее распространены *центробежные* бочковые насосы, но для *вязких сред* используются бочковые насосы *шнекового* и *винтового* принципа действия. Сверху к трубке крепится *двигатель*, который может быть электрическим, пневматическим или аккумуляторным. Для редкого и непродолжительного применения используются также *ручные* бочковые насосы, которые приводятся в движение мускульной силой человека.

#### 4.2.7 Струйные насосы

Наиболее простыми динамическими насосами являются **струйные** модели, созданные в XIX веке для откачки воды или воздуха из медицинских пробок и далее нашедшие применение в шахтах. В настоящее время сфера их применения еще более широка. Примером использования струйного насоса в конструкции автомобиля является карбюратор бензинового двигателя, в котором струйке бензина придается энергия, путем смешивания его с воздухом, выполняющим функцию рабочей среды. Скорость воздушному потоку придает вакуум, создаваемый поршнями цикла всасывания рабочей смеси [17; 26; 29].

В промышленности распространены два типа **струйных** насосов: водоструйные и пароструйные. В *водоструйных* насосах рабочей жидкостью является вода, а в *пароструйных* – пар. Способ работы водоструйных насосов и пароструйных компрессоров по существу одинаков; в рабочем процессе их имеется различие вследствие разницы в свойствах рабочих жидкостей.



Устройство струйного насоса приведено на рисунке 4.17.

Рисунок 4.17 – Устройство струйного насоса

Принцип работы **струйных** насосов основан на перемещении среды различного агрегатного состояния по трубопроводу с вмонтированным в него соплом, которое изготавливается суженным, что позволяет увеличивать скорость жидкости при движении. При этом активный поток жидкости, проходя через сопло, приобретает большую скорость, и его кинетическая энергия возрастает, а потенциальная снижается. При достижении определенной скорости давление становится ниже атмосферного, что позволяет пассивному потоку попадать сначала в камеру приема и далее смешения, где происходит перемешивание потоков и передача пассивному потоку части энергии. На выходе камеры смешения установлен диффузор, который преобразовывает скоростной напор в статический, уменьшая скорость движения смешанного потока и увеличивая давление [26].

На рисунке 4.18 показано изменение полного напора и его составных частей (гидростатического и скоростного) у активного и пассивного потоков в **струйном** насосе (эжекторе).

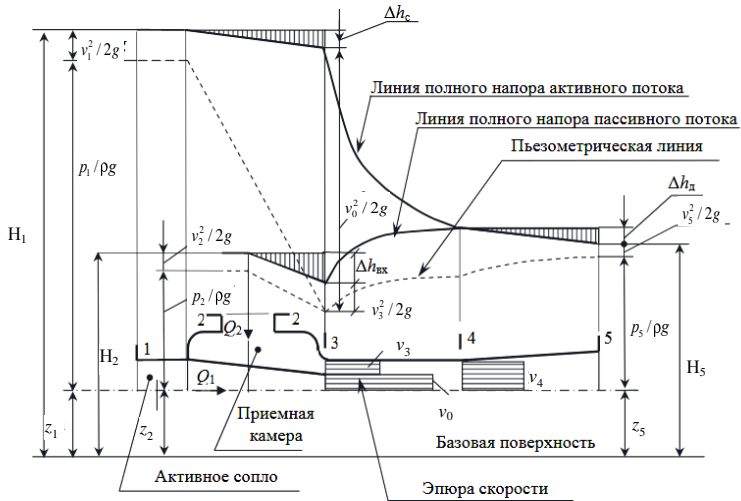


Рисунок 4.18 – Энергетическая диаграмма струйного насоса

Как видно из рисунка 4.18, в рабочей камере активный поток передает часть своей энергии пассивному потоку, а часть теряет на сопротивление, поэтому напорная линия у активного потока снижается. Наоборот, у пассивного потока напор растет. Статические напоры обоих потоков почти одинаковы, поэтому их пьезометрические линии сливаются. До встречи в сечении 3-3 активный поток теряет часть своей энергии на сопловом устройстве:

$$\Delta h_c = \xi_c \frac{v_0^2}{2g}, \quad (4.3)$$

а пассивный поток – при входе в рабочую камеру эжектора:

$$\Delta h_{\text{вх}} = \xi_{\text{вх}} \frac{v_3^2}{2g}. \quad (4.4)$$

После смешивания потоков часть их общей энергии теряется в диффузоре:

$$\Delta h_{\text{д}} = \xi_{\text{д}} \frac{v_4^2}{2g}. \quad (4.5)$$

Основными режимными параметрами струйного насоса (эжектора) являются коэффициент эжекции, напор и КПД.

Коэффициент эжекции  $\alpha$  – это отношение объемных расходов пассивного  $Q_2$  и активного  $Q_1$  потоков

$$\alpha = \frac{Q_2}{Q_1}. \quad (4.6)$$

Тогда напор эжектора – это удельная энергия, полученная пассивным потоком,

$$\Delta H_{52} = H_5 - H_2, \quad (4.7)$$

где  $H_i = Z_i + \frac{P_i}{\rho g} + \frac{V_i^2}{2g}$ , Дж/н, – полный напор в соответствующем сечении ( $i$  – номер сечения (см. рисунок 4.18)).

Относительный напор эжектора  $h$  выражает отношение абсолютного напора  $H_{52}$  к избыточному напору активного потока  $\Delta H_{12} = H_1 - H$ :

$$h = \frac{\Delta H_{52}}{\Delta H_{12}}. \quad (4.8)$$

Показателем эффективности работы эжектора является КПД – отношение полезной мощности ко всей затраченной. При работе эжектора на однородных жидкостях избыточная мощность активного потока во входном сечении

$$N_1 = \rho g Q_1 \Delta H_{12}. \quad (4.9)$$

Часть этой мощности сохраняется у активного потока в выходном сечении эжектора:

$$N_{\text{ост}} = \rho g Q_1 \Delta H_{52}, \quad (4.10)$$

а часть передается пассивному потоку:

$$N_n = \rho g Q_2 \Delta H_{52}. \quad (4.11)$$

Если в системе, содержащей эжектор, полезно используется не только энергия пассивного потока, но и остаточная энергия активного потока, то КПД эжектора



$$\eta_{\max} = \frac{(N_n + N_{\text{ост}})}{N_i} = (\alpha + 1)h. \quad (4.12)$$

Эжектор имеет минимальный КПД при работе в системах, где полезно используется только мощность пассивного потока:

$$\eta_{\min} = \frac{N_n}{N_i} = \alpha h. \quad (4.13)$$

Таким образом, в зависимости от степени полезного использования остаточной энергии активного потока КПД эжектора может иметь значения  $\eta_{\min} \leq \eta \leq \eta_{\max}$ .

Работу эжектора на переменных режимах отражают безразмерные характеристики, выражающие зависимость относительного напора и КПД от коэффициента эжекции  $h(\alpha)$ ,  $\eta_{\max}(\alpha)$ ,  $\eta_{\min}(\alpha)$ . Аналитическое выражение напорной характеристики жидкостного эжектора

$$h = \frac{1 - \left(1 - \Omega + \frac{\Omega^2}{1 - \Omega} \cdot \alpha\right)^2 - \xi_{\text{вх}} \left(\frac{\Omega \alpha}{1 - \Omega}\right)^2 - \xi_{\Gamma} - \xi_{\text{д}} \Omega^2 (1 + \alpha^2)}{1 + \xi_c - j + \xi_{\text{вх}} \left(\frac{\Omega \alpha}{1 - \Omega}\right)^2}, \quad (4.14)$$

где  $\Omega = \frac{A_0}{A_3}$  – относительная площадь сопла;

$A_0 = \frac{\pi d_0^2}{4}$  – площадь выходного сечения сопла;

$A_3 = \frac{\pi d_3^2}{4}$  – площадь сечения на входе рабочей камеры.

Для цилиндрической рабочей камеры  $A_3 = A_4$ ;  $j$  – коэффициент, учитывающий положение сопла: если срез сопла в сечении 3-3 (см. рисунок 4.18), то  $j = 1$ , а если сопло выдвинуто из входного конфузора рабочей камеры, то  $j = 0$ ;  $\xi_c$ ,  $\xi_{\text{вх}}$ ,  $\xi_{\Gamma}$ ;  $\xi_{\text{д}}$  – коэффициенты сопротивления соответственно сопла, входного конфузора смесительной камеры, трения в смесительной камере и диффузора, которые зависят от конфигурации (пограничной геометрии) элементов проточной части и чисел Рейнольдса потоков жидкости в них. В области автоматодельности по числу Рейнольдса для гидравлически совершенной проточной части на основе многочисленных опытов коэффициенты сопротивления могут быть приняты  $\xi_c \approx \xi_{\text{вх}} \approx 0,6$ ;  $\xi_{\Gamma} \approx 0,06$ ;  $\xi_{\text{д}} \approx 0,12 \dots 0,15$ .

Современные модификации **струйных** насосов делятся на три категории: *эжектор*, *инжектор*, *элеватор* (таблица 4.11).

Таблица 4.11 – Классификация и принцип действия струйных насосов

Тип струйного насоса	Краткая характеристика
<p data-bbox="314 213 396 236">Эжектор</p> 	<p data-bbox="605 204 947 256">Механизм работы заключается в отсасывании жидких веществ</p>
<p data-bbox="228 459 486 481">Инжектор (насос-форсунка)</p> 	<p data-bbox="605 459 983 512">Нагнетание веществ и выкачивание пара</p>
<p data-bbox="311 699 400 721">Элеватор</p> 	<p data-bbox="605 699 964 775">Понижение температуры теплоносителя за счет смешивания с рабочей жидкостью</p>

**Струйные** насосы применяются в различных областях промышленности, а также в быту. Их можно использовать отдельно или в комплексе с другими. Простота конструкции позволяет их использовать в аварийных ситуациях с отключением воды, а также для пожаротушения, так как они обладают надежностью и отсутствием необходимости постоянного технического обслуживания. Помимо этого имеют низкую чувствительность к химически агрессивным потокам. Однако имеется существенный недостаток данной конструкции, заключающийся в низком КПД насоса (не более 30 %).

#### 4.2.8 Гидротаранный насос (гидравлический таран)

**Гидротаранный насос** представляет собой механическое оборудование, используемое в целях подъема воды на значительную высоту. Иначе этот тип насосного оборудования называют «гидравлическим тараном», работа которого основана на использовании явления гидравлического удара – кратковременного резкого повышения давления при внезапной остановке потока жидкости в жёсткой трубе (рисунок 4.19) [1; 12; 13; 17; 29].

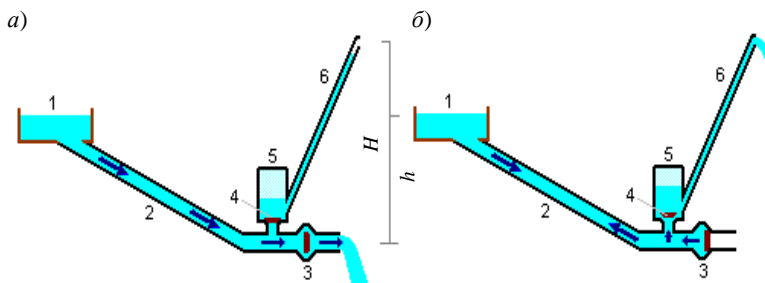


Рисунок 4.19 – Энергетическая диаграмма струйного насоса:

*a* – фаза разгона потока; *б* – фаза нагнетания (момент гидравлического удара)

1 – питающий резервуар (верхний уровень естественного потока); 2 – нагнетательная (ускорительная) труба; 3 – отбойный (ударный) клапан; 4 – напорный (нагнетательный) клапан; 5 – воздушный колпак; 6 – напорная (отводящая) труба;  $H$  – высота подъема воды относительно уровня слива;  $h$  – уровень питающего резервуара относительно уровня слива

Гидравлический таран действует только за счет импульса движущегося столба воды, без какого-либо двигателя. В фазе разгона потока отбойный клапан в открытом состоянии обычно удерживается с помощью пружины, для закрытия напорного клапана при показанной на рисунке 4.19 компоновке может вполне хватить разницы давлений и его собственного веса.

Таким образом, принцип работы гидротаранного насоса основан на энергии, создаваемой водным потоком. Вода по наклонной трубе определенной длины направляется самотеком к специальному клапану. Когда клапан резко закрывается, кинетическая энергия, созданная потоком, преобразуется. Возникает зона повышенного давления, которое позволяет по более узкой трубе поднимать часть воды на заданную высоту через определенный промежуток времени. Под давлением открывается верхний клапан насоса, который пропускает воду из трубы в специальный воздушный колпак, а далее – через отводящую трубу к точке забора. В самом колпаке происходит сжатие воздуха и накопление энергии. В то же время давление в основной (питающей) трубе из-за остановки воды будет постепенно снижаться. Падение давления приводит к открытию нижнего клапана и опусканию верхнего. Вода при открытом нижнем клапане начинает разгоняться до следующей циклической остановки.

Гидравлические тараны широко применяются в сельском хозяйстве, для водоснабжения небольших строений и т. д.

Гидравлические тараны обладают несколькими важными достоинствами, которые в своё время и обеспечили их довольно широкое распространение, а именно:

1) для их работы не нужно ни каких-либо двигателей, ни мускульных усилий (будучи один раз установленным и запущенным, гидротаран может работать до пересыхания питающего потока (осушения питающего резервуара) или до механического износа деталей);

2) для работы достаточно минимального перепада уровней, начиная с десятка-другого сантиметров, и относительно небольшого расхода воды (обычно от долей литра до нескольких литров в секунду);

3) несложные накопительные устройства в питающем резервуаре позволяют гидравлическому тарану работать и с ещё меньшим расходом воды, дожидаясь, пока она накопится в необходимом количестве и только тогда совершая рабочий цикл, что позволяет максимально эффективно использовать энергию потока как при большом расходе воды (в паводок), так и при очень малом (в межень);

4) простота конструкции и минимум деталей обеспечивают надёжность и долговечность устройства ;

5) классический гидравлический таран можно собрать буквально «на коленке», практически в любой мастерской.

Однако при всех своих положительных качествах гидравлический таран имеет и недостатки:

1) для обеспечения разгона потока после очередного открытия отбойного клапана за ним уже не должно быть воды, прошедшей туда в предыдущем цикле (если она по какой-либо причине не уйдёт за время гидравлического удара, то помешает разгону новой порции воды в нагнетательной трубе, которая не наберёт скорости, достаточной для закрытия отбойного клапана);

2) для разгона потока в нагнетательном трубопроводе до хорошей скорости (хотя бы метр в секунду) необходимо обеспечить перепад высот как минимум в несколько сантиметров на участке длиной в несколько метров (в связи с этим гидравлические тараны не могут работать в водоёмах с постоянным уровнем поверхности, таких, как пруды и озёра, а также на равнинных участках рек, где на сотни метров, а то и на километры течения приходится разность уровней в сантиметр-другой);

3) существенная часть воды «теряется» через слив нагнетательной трубы (причём «теряемый» объём обычно во много раз больше поднимаемого объёма);

4) гидравлический таран имеет значительные размеры, так как обычно считается, что оптимальная длина нагнетательной трубы лежит в диапазоне от 10 до 14 м и более, ибо масса воды прямо пропорциональна её объёму, что накладывает неизбежные ограничения на минимальные размеры более-менее производительных конструкций.

#### **4.2.9 Регулирование работы насосов**

Насос и внешняя сеть образуют единую систему, равновесное состояние которой определяется материальным и энергетическим балансом. Материальный баланс выражается условием равенства подачи насоса расходу во внешней сети, энергетический – равенством напора насоса напору, потребляемому сетью. Графически условие материального и энергетического баланса системы выражается точкой пересечения характеристик насоса и сети.

При данных характеристиках насоса и сети существует только одна точка, отвечающая условиям устойчивого равновесия. Величина водопотребления, как правило, изменяется во времени, в соответствии с чем должна перемещаться рабочая точка системы. С этой целью необходимо *регулировать подачу насоса, реже напора*. Регулирование подачи может также иметь место на насосных станциях городского водоснабжения, на гидроаккумуляторных установках, на установках для перекачки нефти, на циркуляционных и питательных насосах теплоэлектростанций и т. п. Практически все регулировки приводят к снижению подачи воды потребителям [13; 17; 29].

Для изменения характеристики сети обычно производят *дросселирование* или перепуск части потока из напорного трубопровода во всасывающий. Дроссельное регулирование задвижкой или клапаном на напорной линии насоса осуществляется их закрытием на определенную степень, что вызывает дополнительное гидравлическое сопротивление и соответствующее снижение подачи насоса. Изменяя степень закрытия задвижки, получаем новую характеристику сети и новое положение рабочей точки (рисунок 4.20).

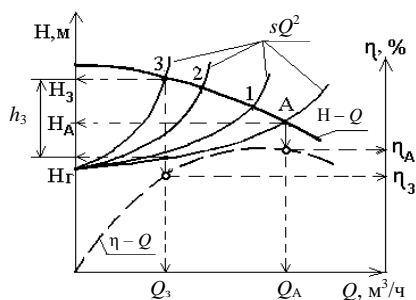


Рисунок 4.20 – Регулирование подачи насоса дросселированием:

1, 2, 3, А – положение рабочих точек на характеристиках сети  $sQ^2$  при разной степени закрытия задвижки

При полностью открытой задвижке потери напора минимальные и рабочая точка займет положение А с параметрами  $H_A, Q_A$ . Прикрывая задвижку, увеличиваем потери напора и обеспечиваем изменение характеристики сети и перемещение рабочей точки в положение 1, 2, 3 и т. д. В точке 3 насос будет иметь параметры  $H_3, Q_3$ , т. е. подача насоса снизится, а напор, создаваемый насосом, возрастет. При этом часть напора расходуется бесполезно – на преодоление искусственно созданного дополнительного сопротивления задвижки  $h_3$ , что вызывает уменьшение

КПД насосной установки. Следует учесть, что КПД самого насоса также изменяется, в приведенном примере уменьшается с  $\eta_A$  до  $\eta_3$ . Регулирование задвижкой просто и надежно, однако неэкономично и рекомендуется на установках небольшой мощности и при незначительных, обычно непостоянных отклонениях расчетных параметров насоса от рабочих.

При регулировании перепуском (байпасированием) требуемый потребителю расход обеспечивается возвратом части воды из напорного водовода в приемный резервуар по специально проложенному перепускному (добавочному) трубопроводу б (рисунок 4.21, б). При построении характеристики

сети учитывается наличие двух параллельных трубопроводов. Суммарная характеристика сети строится сложением расходов по трубопроводам при одинаковых напорах (линия 4 на рисунке 4.21, а) [1; 12; 13; 17; 29].

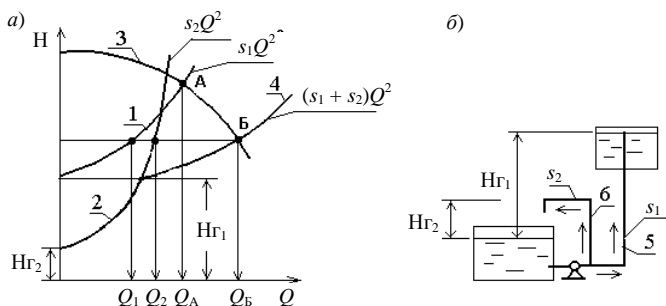


Рисунок 4.21 – Регулирование подачи насоса перепуском:

а – характеристика насоса и трубопроводов; б – схема присоединения трубопроводов;

1 – характеристика основного трубопровода; 2 – характеристика перепускного трубопровода; 3 – напорная характеристика насоса; 4 – совместная характеристика основного и перепускного трубопроводов

При отсутствии перепускного трубопровода или при его отключении режимная точка А характеризуется расходом  $Q_A$  (см. рисунок 4.21, а). При перепуске части воды по добавочному трубопроводу рабочая точка займет положение Б с подачей  $Q_B$ . При этом по основному трубопроводу пройдет расход  $Q_1$ , а по добавочному –  $Q_2$ . Изменяя расход через перепускной трубопровод, можно добиться такого положения рабочей точки, при котором по основному трубопроводу будет протекать расчетный расход [1; 12; 13; 17; 29].

Регулирование перепуском более экономично, чем дросселированием, однако требует прокладки дополнительного трубопровода и часто вызывает увеличение потребляемой мощности. Метод рекомендуется для быстроходных и вихревых насосов. Регулировать работу насоса изменением его характеристики можно срезкой (обточкой) рабочего колеса, а также изменением частоты оборотов вала насоса или двигателя. Насосы, выпускаемые заводами, имеют максимальный диаметр рабочего колеса. Однако при эксплуатации для согласования работы насоса с характеристиками сети возникает необходимость уменьшения (обточки) рабочего колеса. Заводы-изготовители предусматривают такую возможность и приводят в паспортах (каталогах) насосов их характеристики с уменьшенным (срезанным) диаметром рабочего колеса. Следует иметь в виду, что этот способ регулировки позволяет только уменьшать подачу. При этом вернуться к первоначальной характеристике насоса можно лишь путем обратной замены рабочего колеса. Чаще всего срезку рабочего колеса используют при постоянном превышении фактической подачи насоса над расчетной. Указанный способ регу-

лирования экономически выгоднее, чем дросселирование, но снижает КПД из-за увеличения объема циркуляции воды в корпусе насоса.

Влияние обточки рабочего колеса на его характеристику  $H - Q$  показано на рисунке 4.22.

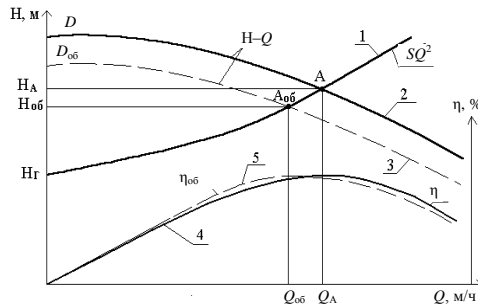


Рисунок 4.22 – Анализ влияния срезки рабочего колеса на работу насоса:

1 – характеристика трубопровода (сети); 2 – характеристика  $H - Q$  насоса с максимальным диаметром рабочего колеса (по паспорту); 3 – характеристика  $H - Q$  насоса с обточенным колесом; 4 – характеристика КПД насоса с максимальным диаметром рабочего колеса; 5 – характеристика КПД насоса с обточенным колесом; А – рабочая точка насоса с максимальным диаметром рабочего колеса; А<sub>об</sub> – рабочая точка насоса с обточенным колесом, имеющая расчетные (требуемые) параметры

Характеристика насоса со сточенным рабочим колесом 3 пройдет параллельно паспортной 2 для несточенного, максимального диаметра, но опустится ниже – от точки А до точки А<sub>об</sub> (см. рисунок 4.22).

Допустимая величина обточки рабочего колеса зависит от коэффициента быстроходности насоса  $n_s$ :

$$n_s = 3,65 \cdot n \sqrt{Q_p} / H_p^{3/4}, \quad (4.15)$$

где  $n$  – частота вращения рабочего колеса насоса, мин<sup>-1</sup>;

$Q_p$  – номинальная (паспортная) подача, м<sup>3</sup>/с (для насосов с двусторонним входом принимается половина подачи);

$H_p$  – номинальный напор насоса, м.

Обточка рабочего колеса не должна превышать: для  $n_s$  от 60 до 120 – 20–15 % от первоначального диаметра, для  $n_s$  от 120 до 200 – 15–10 %, для  $n_s$  от 200 до 300 – 10–5 %. Для насоса с коэффициентом быстроходности  $n_s = 150$  обточенный диаметр рабочего колеса определяется по одной из формул:

$$D_{об} = D Q_{об} / Q; \quad D_{об} = \sqrt{H_{об}} / H, \quad (4.16)$$

где  $D$  – наибольший по каталогу диаметр рабочего колеса выбранного насоса;  $Q_{об}$  – расчетная (требуемая) подача насоса (на рисунке 4.22 соответствует точке А<sub>об</sub>);

$Q$  – подача насоса с наибольшим диаметром рабочего колеса при работе на проектируемую сеть (точка А на рисунке 4.22);

$H_{об}$  – расчетный (требуемый) напор насоса (точка Б);

$H$  – напор насоса с наибольшим диаметром рабочего колеса при работе на проектируемую сеть (точка А).

При обточке рабочего колеса соответствующие режимные точки смещаются по квадратичной параболе соответствия:

$$H = kQ^2, \quad (4.17)$$

где  $k$  – коэффициент пропорциональности для данного насоса.

Для насосов с коэффициентом быстроходности  $n_s > 150$  расчет сточенного диаметра рабочего колеса производится по одной из формул:

$$D_{об} = D(Q_{об} / Q)^2; \quad D_{об} = D(H_{об} / H)^2. \quad (4.18)$$

Если работа одного насоса не обеспечивает расчетные параметры по расходу или напору прибегают к одновременному включению двух или нескольких насосов. Совместная *параллельная работа* применяется для увеличения подачи, *последовательная* – для повышения напора. Для совместной работы используются насосы как одинаковых, так и разных марок.

Основным условием совместной параллельной работы насосов является равенство напоров в точке слияния потоков, идущих от разных насосов. При параллельной работе насосов их общая подача находится суммированием подачи каждого насоса при одинаковом напоре. По этому правилу строится совместная напорная характеристика  $(H - Q)_{1+2}$  насосов, как показано на рисунке 4.23.

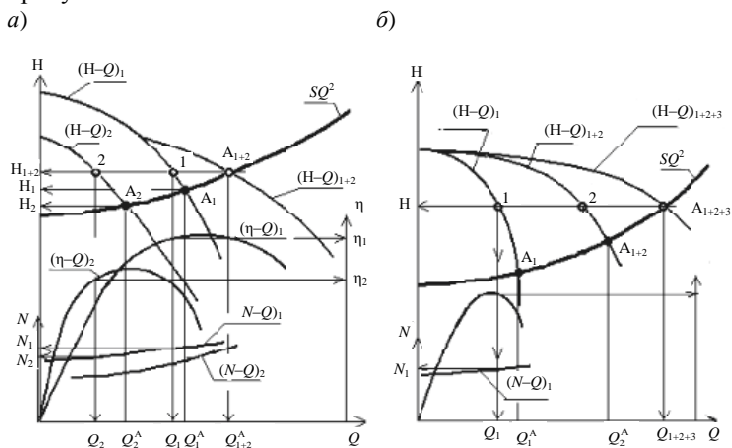


Рисунок 4.23 – Совместная параллельная работа насосов на водопроводную сеть:  
 а – двух разных насосов; б – трех одинаковых насосов



Если установлены насосы разных марок, то при совместной работе на трубопровод с характеристикой  $SQ^2$  они дают расход  $Q_{1+2}$ , соответствующий положению рабочей точки  $A_{1+2}$  (рисунок 4.23, а). При этом первый насос имеет подачу  $Q_1$ , соответствующую положению точки 1, а второй –  $Q_2$ , соответствующую положению точки 2. Указанные точки получают проекцией рабочей точки  $A_{1+2}$  на напорные характеристики насосов  $(H - Q)_1$  и  $(H - Q)_2$ . Если бы эти насосы работали поодиночке, то положения рабочих точек на тот же трубопровод были бы  $A_1$  и  $A_2$ , а их подача была бы  $Q_1^A$  и  $Q_2^A$  соответственно. Проекция рабочих точек 1 и 2 на другие характеристики насосов показывает значения мощности и КПД –  $N_1, N_2$  и  $\eta_1, \eta_2$  – при совместной работе. Как можно видеть из рисунка, при работе поодиночке насосы имеют другие значения этих характеристик. Поэтому при выборе насосов для совместной работы следует оценить насколько экономичной будет работа каждого из них при одновременном включении.

Аналогичные построения выполняются для анализа совместной работы одинаковых насосов (рисунок 4.23, б). При работе одного насоса на трубопроводе рабочая точка находится в положении  $A_1$ , двух –  $A_{1+2}$ , трех –  $A_{1+2+3}$ . При одновременной работе трех насосов их суммарная подача равна  $Q_{1+2+3}$ , а каждый из насосов развивает параметры, соответствующие положению точки 1:  $Q_1, H, N_1, \eta_1$ .

### 4.3 Объемные гидромашины (насосы)

#### 4.3.1 Классификация объемных гидромашин (насосов)

**Объемные** насосы – механизмы, в которых используются в основном силы разниц давления внутри агрегата, действующих по циклическому принципу. В этих устройствах происходит прямое преобразование механической энергии двигателя в кинетическую + потенциальную жидкости.

**Объемные** насосы – это насосы больших напоров, что очень выгодно для транспортировки вязких сред, они очень сильно реагируют на любые механические загрязнения, которые могут привести к потере энергии на трение и уменьшению герметичности камер нагнетания давления.

**Объемные** насосы в силу своих конструктивных особенностей не могут обеспечить неразрывность потока подачи жидкости и очень неуравновешены при рабочем процессе, но способны к большим величинам при самовсасывании жидкости. В них жидкость перемещается (вытесняется) при периодическом изменении замкнутого объема жидкости, который попеременно сообщается со входом в насос и выходом из него.

**Объемные** насосы могут быть регулируемыми и нерегулируемыми. Насосы, обеспечивающие изменение подачи в заданных пределах, называются регулируемыми. Нерегулируемые насосы имеют постоянную подачу рабочей жидкости (рисунок 4.24).

Основной величиной, определяющей размер **объемного** насоса (объемного гидродвигателя), является его рабочий объем. Рабочий объем насоса и частота его рабочих циклов определяют идеальную подачу, которой называют подачу в единицу времени несжимаемой жидкости при отсутствии утечек через зазоры [2; 13; 17; 29].

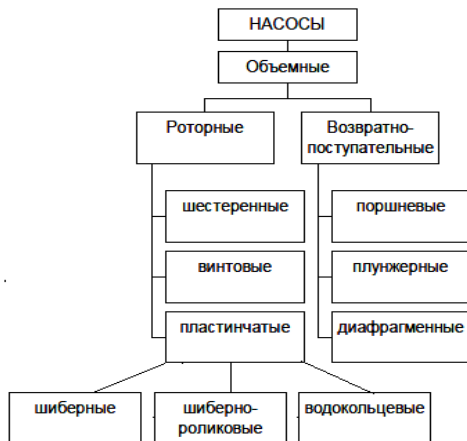


Рисунок 4.24 – Классификация объемных насосов

Осредненная по времени идеальная подача

$$Q_{и} = V_0 n = V_k Z k n, \quad (4.19)$$

где  $V_0$  – рабочий объем насоса, т. е. идеальная подача насоса за один цикл (один оборот вала насоса);

$n$  – частота рабочих циклов насоса (для вращательных насосов частота вращения вала);

$V_k$  – идеальная подача из каждой рабочей камеры за один цикл;

$Z$  – число рабочих камер в насосе;

$k$  – кратность действия насоса, т. е. число подач из каждой камеры за один рабочий цикл (один оборот вала).

Таким образом, рабочий объем насоса  $V_0 = V_k Z k n$ . Чаще всего  $k = 1$ , но в некоторых конструкциях  $k = 2$  и более. Действительная подача насоса меньше идеальной вследствие утечек через зазоры из рабочих камер и полости нагнетания, а при больших давлениях насоса еще и за счет сжимаемости жидкости. Отношение действительной подачи  $Q$  к идеальной называется **коэффициентом подачи**:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{и}} = \frac{Q_{и} - q_y - q_{сж}}{Q_{и}}. \quad (4.20)$$

Когда сжатие жидкости пренебрежимо мало, коэффициент подачи равен объемному КПД насоса  $\varepsilon = \eta_0$ , определяемому по формуле

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q_n} = \frac{(Q_n - q_y)}{Q_n} = \frac{Q}{Q + q_y}, \quad (4.21)$$

где  $q_y$  – расход утечек.

Полное приращение энергии жидкости в объемном насосе обычно относят к единице объема и, следовательно, выражают в единицах давления. Так как объемные насосы предназначены в основном для создания значительных приращений давления, то приращением кинетической энергии в насосе обычно пренебрегают. Поэтому давление насоса представляет собой разность между давлением  $p_2$  на выходе из насоса и давлением  $p_1$  на входе в него:  $p_n = p_2 - p_1$ , а напор насоса  $N_n = \frac{P_n}{\rho + q}$ . Полезная мощность насоса

$N_n = QP_n$ . Мощность, потребляемая вращательным насосом (затрачиваемая приводящим двигателем),

$$N_n = M_n \omega_n, \quad (4.22)$$

где  $M_n$  – момент на валу насоса;

$\omega_n$  – угловая скорость его вала.

КПД насоса есть отношение полезной мощности к мощности, потребляемой насосом,

$$\eta = \frac{N_n}{N_n} = \frac{Q P_n}{M_n \omega_n}. \quad (4.23)$$

Для объемных насосов различают следующие виды КПД:

– гидравлический  $\eta_r$ :

$$\eta_r = \frac{p_2 - p_1}{p_{ин}} = \frac{P_n}{P_{ин}}; \quad (4.24)$$

– объемный  $\eta_0$ :

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q + q_y}; \quad (4.25)$$

– механический  $\eta_m$ :

$$\eta_m = \frac{N_n - \Delta N_m}{N_n} = \frac{N_{ин}}{N_n}, \quad (4.26)$$

где  $p_{ин}$  – индикаторное давление, создаваемое в рабочей камере насоса и соответствующее теоретическому напору в лопастном насосе;

$\Delta N_m$  – потери мощности на трение в механизме насоса;

$N_{ин}$  – индикаторная мощность, сообщаемая жидкости в рабочей камере и соответствующая гидравлической мощности в лопастных насосах.

Данные КПД учитывают три вида потерь энергии: гидравлические – потери напора (давления), объемные – потери на перетекание жидкости через зазоры, и механические – потери на трение в механизме.

Таким образом, **объёмные** насосы работают за счёт изменения объёма камеры и, как следствие, изменяющейся благодаря этому величине давления, которое «заставляет» перемещать жидкости или газы. Все насосы **объёмного** типа способны к самовсасыванию. Это способность насоса всасывать воздух и воду за счёт разрежения в камере после того, как из неё ушла жидкость.

#### 4.3.2 Поршневые насосы

Одним из старейших типов **объёмных** насосов является *поршневой* (плунжерный) насос, устройство которого основано на вытеснении воды *механическим способом* (рисунок 4.25).

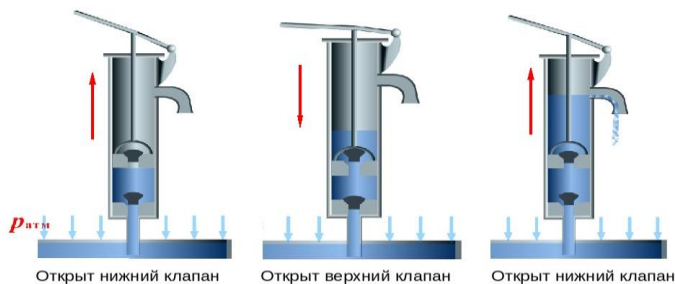


Рисунок 4.25 – Поршневой жидкостный насос

Работа *поршневого* насоса заключается в чередовании двух последовательных процессов: всасывания и нагнетания. Всасывающим называется ход поршня, при котором жидкость или газ поступает в цилиндр, а нагнетательным – при котором жидкость или газ выталкивается из цилиндра. Его принцип работы основан на вытеснении жидкости твердым телом. Жидкостная секция насоса представляет собой цилиндр с зеркальными внутренними стенками, в котором совершает возвратно-поступательные движения шток с поршнем, приводимый в действие приводом. Поршень разделяет жидкостную секцию на две камеры с изменяющимся объемом – нижнюю впускную и верхнюю выпускную [2; 17; 29].

Сегодня *поршневые* насосы представляют собой сложную конструкцию, отличающуюся эргономичным и прочным корпусом, развитой базой входящих в него элементов, а также гибкими возможностями подключения к водопроводу. В связи с этим они широко распространены, как в промышленности, так и в быту. Основное преимущество *поршневых* насосов – простота и прочность, основной недостаток – низкая производительность. Область применения подобного насосного оборудования также достаточно широка, так конструкционные особенности позволяют работать не только с водой, но и агрессивной химической средой, а также взрывоопасными

смесями. С их помощью можно обеспечить автономную систему подачи воды для дома или для полива.

Подача поршневого насоса

$$Q = V_0 n \eta_0, \quad (4.27)$$

где  $V_0$  – рабочий объем,

$$V_0 = \frac{\pi D^2}{4} S_0,$$

$S_0$  – ход поршня;

$n$  – частота циклов.

$\eta_0$  – объемный КПД насоса, учитывающий утечки жидкости.

Диаграмма подачи жидкости поршневым насосом простого действия приведена на рисунке 4.26.

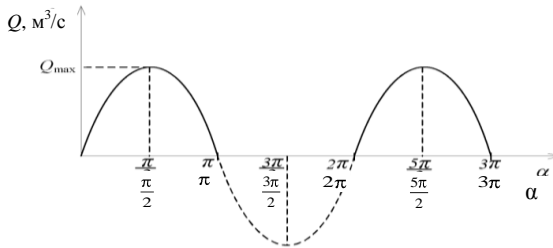


Рисунок 4.26 – Диаграмма подачи жидкости поршневым насосом простого действия

Таким образом, простой *поршневой* насос – за два хода поршня (один цикл) происходит одно всасывание и одно нагнетание жидкости, а двойного действия – за один цикл происходит два всасывания и два нагнетания. Следует также выделить дифференциальный – за один цикл происходит одно всасывание и два нагнетания по половине объема.

Диаграмма подачи жидкости поршневым насосом двойного действия приведена на рисунке 4.27.

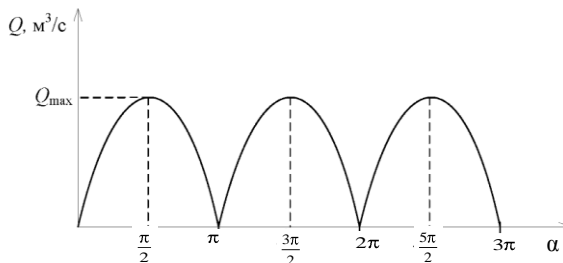


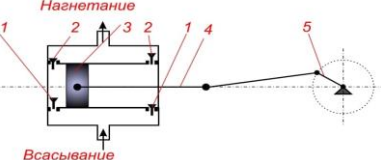
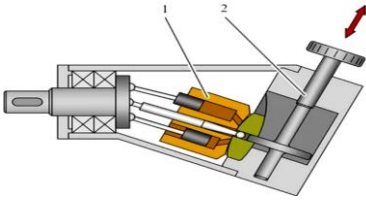
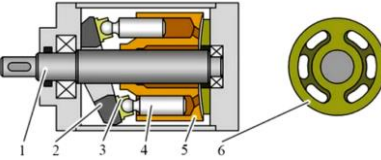
Рисунок 4.27 – Диаграмма подачи жидкости поршневым насосом двойного действия

Изменение мгновенной скорости движения поршня во времени с доста-

точной степенью приближения следует синусоидальному закону.

В **объемных** насосах с возвратно-поступательным движением рабочего органа жидкость получает энергию при возвратно-поступательном движении рабочего органа (таблица 4.12).

Таблица 4.12 – Принцип работы и конструкционные особенности поршневых насосов

Схема и конструкционные особенности	Принцип работы
<p>Поршневой насос двустороннего действия</p>  <p>1 – впускной клапан; 2 – выпускной клапан; 3 – поршень; 4 – шток; 5 – кривошип</p>	<p>Поршень совершает возвратно-поступательное движение и находится в изоляционном контейнере цилиндрической формы, что создает разреженный воздух в рабочей камере и обеспечивает всасывание жидкости из трубопровода. При обратном движении поршня жидкость выдавливается в отводящую магистраль. Устройство клапанов не позволяет попасть жидкости во всасывающую магистраль на момент ее выталкивания</p>
<p>Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком</p>  <p>Угол наклона блока 1 изменяется с помощью винтовой передачи 2</p>	<p>В результате движения, совершаемого поршнями в цилиндрах, происходит попеременное всасывание и последующее нагнетание жидкости через соответствующие патрубки. Соединение рабочей камеры насоса с его всасывающими и нагнетающими линиями происходит последовательно, при помощи специальных окон, выполненных в распределительном механизме</p>
<p>Гидронасос с наклонным диском</p> 	<p>Блок цилиндров 2 установлен на приводном валу 1, а поршни 4 – в башмаках 3 и опираются на наклонный диск. При вращении вала с блоком 5 поршни за счет наклона диска совершают возвратно-поступательное движение относительно блока. В распределительном диске 6 выполнены серповидные окна, которые соединяются с линиями всасывания и нагнетания</p>

Окончание таблицы 4.12

Схема и конструкционные особенности	Принцип работы
<p>Радиально-поршневые насосы (гидромоторы)</p> 	<p>Ротор 1 установлен в статоре 2 с эксцентриситетом, а поршни 3 – в отверстиях в роторе и прижимаются к статору под действием центробежной силы. При вращении ротора поршни перемещаются внутри отверстий и совершают возвратно-поступательное движение, что увеличивает, а затем уменьшает объем рабочей камеры. При увеличении объема распределительный узел соединяет полость под поршнем с линией всасывания 5, при уменьшении – с линией нагнетания 4</p>

Как показал анализ таблицы 4.12, *поршневые* насосы в настоящее время отличаются многообразием конструкций, обеспечивающих возвратно-поступательное движение поршня. Например, насос *гидравлический аксиально-поршневой*, как и *радиально-поршневой*, является устройством объемного типа, которое функционирует за счет изменения объема рабочих камер. В *гидравлических насосах аксиально-поршневой группы* такие рабочие камеры сформированы расточками, которые выполнены в цилиндрическом блоке. В отличие от *радиально-поршневых* насосов, у *аксиально-поршневых* машин внутренние рабочие камеры располагаются параллельно по отношению к поршням и оси самого устройства. В ходе перемещения поршней такого насоса при вращении цилиндрического блока происходит увеличение или уменьшение объема рабочих камер, что и позволяет устройству всасывать и отдавать перекачиваемую им жидкость.

По виду кинематических схем конструкции различают *аксиально-поршневые* насосы:

- с наклонным диском (кулачковый);
- наклонным блоком (шатунный).

По механизму синхронизации движения:

- двойной несилевой кардан (если вал объединен с блоком шатунов);
- двойной силовой кардан (если на блок шатунов приходится большая часть нагрузки).

По возможности регулирования рабочего объема: регулируемые и нерегулируемые.

Преимущества *аксиально-поршневых* насосов:

- высокая энергоемкость (отношение выходной мощности к единице массы 1,5–5 кВт/кг);
- обратимость – способность насоса работать как мотор и наоборот;
- возможность регулирования;
- высокое рабочее давления;

- быстроходность (частота вращения вала при специальном исполнении может достигать 25000 об/мин);
- высокий КПД 90–95 %.

*Радиально-поршневые* насосы (гидромоторы) представляют собой несколько поршневых насосов, радиально расположенных в блоке цилиндров и объединенных общим механизмом движения.

Отличительной чертой гидравлического *радиально-поршневого* насоса является расположение с поршнем в одной плоскости и их перемещение в радиальных расточках вращающегося блока цилиндров (ротора) за счет взаимодействия их со статорным кольцом, центр которого смещен относительно центра ротора. Величина этого смещения (эксцентриситета) у регулируемых насосов изменяется при перемещении статорного кольца, а изменение знака эксцентриситета приводит к изменению направления подачи насоса, подобно тому, как это имеет место у аксиально-поршневого насоса при изменении знака угла установки наклонного блока цилиндров или наклонной шайбы.

Недостатками *поршневых* насосов является неравномерность подачи (у простых насосов, что обуславливает необходимость установки гасителей пульсаций, так называемых воздушных колпаков), сложность конструкции, наличие подвижных уплотнений, тихоходность, невозможность регулировать подачу дросселированием (прикрытием задвижки).

#### 4.3.3 Плунжерные (скальчатые) насосы

*Плунжерные* (скальчатые) насосы – это насосы, в которых при вращении вала гидромашины плунжер, находящийся внизу (в нижней мёртвой точке), перемещается вверх и одновременно совершает движение вдоль оси насоса «от края» блока цилиндров, тем самым обеспечивая всасывание. Одновременно с этим тот плунжер, который находился сверху, перемещается вниз и совершает движение «к краю» блока цилиндров – происходит нагнетание, т. е. плунжер идет вправо – *всасывание* – подымается впускной клапан, закрывается выпускной и вода заполняет камеру. Плунжер идет влево – *нагнетание* – запирается впускной клапан, подымается выпускной и вода устремляется по назначению (рисунок 4.28).

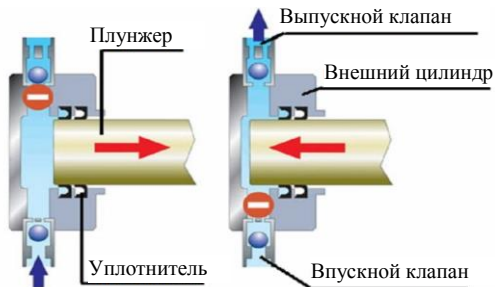


Рисунок 4.28 – Схема работы плунжерного насоса



Точка, в которой плунжер переходит от полости высокого давления к полости низкого давления, называется верхней мёртвой точкой, а там где происходит обратный переход расположена нижняя мёртвая точка. В момент перехода плунжера через одну из мёртвых точек образуются запертые объёмы.

Плунжерный насос характеризуется определенными показателями по особенностям работы, что может позволить выделить определенные их достоинства и недостатки. К достоинствам плунжерных насосов можно отнести следующие характеристики:

- высокое качество осуществляемого дозирования (точность работы: допуски на плунжер достигают 2–3 мкм, что обеспечивает большое давление и высокое КПД, намного больше, чем у поршневых насосов);
- возможность осуществления дозирования жидкостей даже при высоком давлении;
- широкий спектр вариантов рабочей жидкости (от нейтральных до токсичных и радиоактивных);
- простота в установке, эксплуатации и ремонте;
- долговечность и износостойкость;
- бесшумность осуществления работы.

Особенности конструкции и функционирования плунжерного насоса делают возможным его работу с особо сложными средами: агрессивными жидкостями, эмульсиями, вязкими жидкостями (с уровнем вязкости от  $8,5 \times 10^{-7}$  до  $8 \times 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с), горячими веществами (с температурой до 200 °С), высококонцентрированными составами или составами, имеющими твердые включения.

Основным недостатком плунжерного насоса является пульсация, возникающая обычно в ходе процесса дозирования жидкости. Именно пульсация является причиной многочисленных сбоев в работе насоса. В связи с этим используют плунжерные насосы разнонаправленного действия и многоплунжерные насосы, в которых функционирует от двух до шести плунжеров, действующих одновременно, но с некоторыми отличиями по фазе или по углу движения. Еще одним из недостатков использования плунжерных насосов является непосредственный контакт рабочей жидкости с деталями насоса, что в случае использования агрессивных сред может означать максимально неблагоприятное воздействие на работу насоса (повышает его износостойкость, может привести к поломке). Для того чтобы максимально избежать возможных трудностей и проблем при работе с плунжерным насосом, необходимо соблюдать некоторые требования к их эксплуатации и техническому обслуживанию. Поскольку работа насоса чаще всего ведется со сложными по своим свойствам составами и при высоком давлении, то необходимо осуществлять периодические проверки всех деталей насоса. Кроме того, поскольку насосы чаще всего работают с определенным объемом жидкости, то рекомендуется вести специальный журнал с фиксацией основных параметров состава (количество, давление, температура и пр.).

#### 4.3.4 Роторные насосы

Среди **объемных** насосов следует выделить *роторные* насосы, имеющие принципиальное отличие, заключающееся в отсутствии клапана, т. е. *роторный* насос для воды перемещает воду путем ее выталкивания. Осуществляет этот процесс специальный рабочий элемент – *ротор*. Для этого вода поступает в рабочую камеру, где движение ротора вдоль внутренних ее стенок образует изменение объема замкнутого пространства, и вода по законам физики выталкивается. Данного типа насосы отличаются высоким КПД, самовсасыванием воды, возможностью обратной подачи воды и перекачиванием веществ любой вязкости и температуры, а также низким уровнем шума и отсутствием вибрации. *Роторные* насосы по характеру движения вытеснителей подразделяются на две группы: *роторно-вращательные* и *роторно-поступательные* (рисунок 4.29).

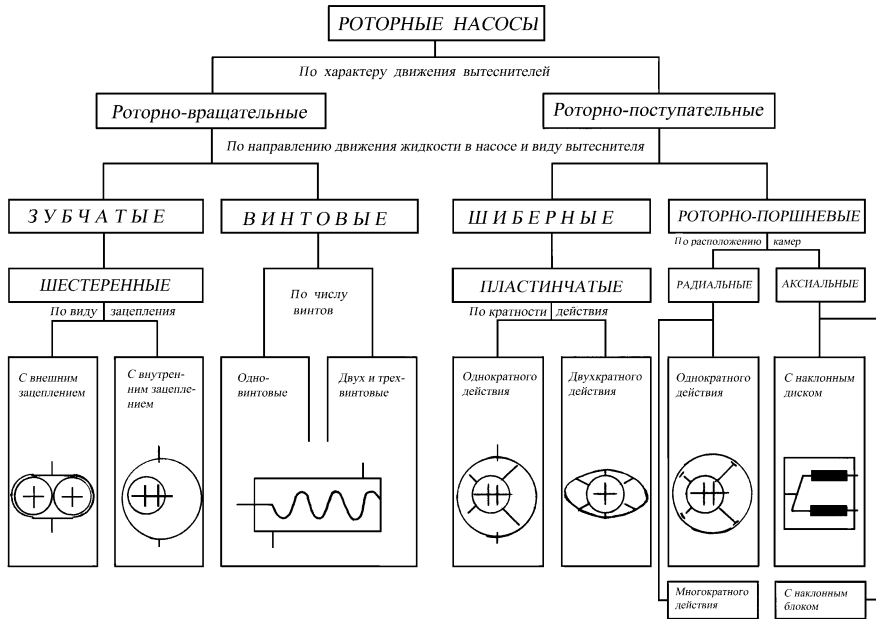


Рисунок 4.29 – Классификация роторных насосов

Среди **объемных роторных** насосов выделяют *шестеренные* (зубчатые) насосы, действующие по принципу вытеснения перекачиваемой жидкости. Всасывание и вытеснение жидкости у таких насосов происходит твердыми телами – зубьями, движущимися в рабочих полостях. В *шестеренном* (или шестеренчатом) насосе перекачивание жидкости осуществляется в камерах

изменяемого объема образуемых профилем шестерен. Во всех *шестеренных* насосах:

- основными элементами являются *неподвижный статор, вращающиеся ротор и замыкатели*;
- всасывающая и нагнетательная камера герметично разделены за счет одновременного замыкания статора, ротора и замыкателей;
- подача осуществляется посредством создания во всасывающей камере объема, герметично отсекаемого замыкателем;
- образуется защемленный объем;
- щелевое распределение жидкости во всасывающей и нагнетательной полостях (отсутствие потребности в золотниках и клапанах);
- замыкатели имеют одну степень свободы;
- подача жидкости неравномерна (пульсация подачи);
- подача насоса не зависит от нагрузки.

В *шестеренных* насосах объемные потери слагаются из утечек рабочей жидкости через боковые и радиальные зазоры между корпусом и шестернями, а также из потерь от неполного заполнения рабочих камер. Кроме того, часть жидкости, защемленная между зубьями, через торцовые зазоры, а в некоторых конструкциях шестеренных насосов по разгрузочным канавкам возвращается из полости нагнетания в полость всасывания. Все эти потери учитываются объемным КПД.

Подача (расход) *шестеренных* насосов имеет пульсирующий характер, причем частота и амплитуда пульсации зависят от угла зацепления  $\alpha$ , частоты вращения и числа зубьев шестерен. Коэффициент неравномерности подачи (расхода)

$$K_H = 1 + 1/Z . \quad (4.28)$$

Таким образом, с увеличением числа зубьев равномерность работы насоса увеличивается. Однако при этом уменьшается подача (расход) и увеличивается число пар зубьев, одновременно находящихся в зацеплении, что отрицательно сказывается на работе *шестеренных* насосов из-за запириания жидкости во впадинах шестерен (рисунок 4.30).

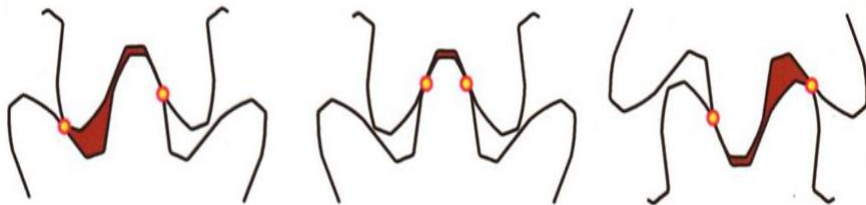


Рисунок 4.30 – Схемы запириания рабочей жидкости во впадинах шестерён

При проектировании гидромашин для уменьшения их размеров число зубьев принимают возможно меньшим, прибегая в необходимых случаях к корригированию. В серийных конструкциях шестеренных гидромашин число зубьев равно 8–14.

Существуют конструкции *шестеренных* насосов с внешним и внутренним зацеплением шестерен. Наиболее распространенным типом *шестеренного* насоса является насос с шестернями внешнего зацепления (таблица 4.13).

**Таблица 4.13 – Принцип работы и конструкционные особенности шестеренного насоса с внешним зацеплением**

<p>Схема и принцип работы</p>	
<p>Конструкционные особенности</p>	<p>При получении вращательного движения от привода насоса ведущая шестерня передает это движение ведомой. Шестерни вращаются соответственно в противоположные стороны. При этом, когда шестерни выходят из зацепления, они создают разрежение с всасывающей стороны насоса. Перекачиваемая жидкость течет в образовавшуюся полость и захватывается зубьями шестерни. Среда перемещается в карманах между зубьями, вдоль внутренней части корпуса насоса. Между самими шестернями жидкость не проходит. Благодаря зацеплению зубьев шестеренчатых колес жидкость под давлением выталкивается в напорный патрубок насоса</p>

Следует отметить, что жидкость не передается обратно через центр, между шестернями, потому что они заблокированы. Строгие допуски между шестернями и корпусом позволяют насосу развивать всасывание на входе и предотвращают утечку жидкости со стороны нагнетания (хотя утечка более вероятна при жидкостях с низкой вязкостью) [1; 12; 13; 17; 29].

В конструкциях *шестеренных* насосов с внешним зацеплением могут использоваться цилиндрические или елочные передачи.

*Шестеренные насосы* обычно используются для перекачки высоковязких жидкостей, таких как масло, краски, смолы или пищевые продукты. Они предпочтительны в любом применении, где требуется точное дозирование или выход высокого давления. На производительность *шестеренного насоса* давление не оказывает сильного влияния, поэтому они также имеют

тенденцию быть предпочтительными в любой ситуации, когда подача нерегулярна.

Отличительной особенностью *шестеренных насосов внутреннего зацепления* является меньший уровень пульсаций и как следствие малый уровень шума. В связи с этим они находят широкое применение в стационарных машинах и механизмах, а также мобильной технике, работающей в закрытых помещениях. Принцип работы *шестеренного насоса с внутренним зацеплением* состоит, как и у насосов *внешнего* зацепления, в переносе жидкости во впадинах шестерен от линии всасывания в линию нагнетания. Для этого внутри насоса две блокирующие шестерни имеют разные размеры, одна вращается внутри другой. Большая шестерня (ротор) представляет собой внутреннюю шестерню (зубья выступают изнутри), внутри которого находится смещенная от центра внешняя шестерня меньшего размера (холостой ход – приводится в движение только ротор). Это разработано для зацепления с ротором так, чтобы зубья зубчатого колеса зацеплялись в одной точке. Шестерня и втулка, прикрепленные к корпусу насоса, удерживают холостой ход. Неподвижная перегородка или распорка в форме полумесяца заполняет пустоту, создаваемую смещенной от центра монтажной позицией натяжного ролика, и действует как уплотнение между впускным и выпускным отверстиями [1; 12; 13; 17; 29].

Поскольку шестерни выходят из сетки на входной стороне насоса, они создают расширенный объем. Жидкость течет в полости и захватывается зубьями шестерни, поскольку шестерни продолжают вращаться относительно корпуса и перегородки насоса. Захваченная жидкость перемещается из впускного отверстия в слив вокруг кожуха. Когда зубья зубчатых колес блокируются на стороне нагнетания насоса, объем уменьшается, и жидкость вытесняется под давлением. В конструкциях внутренних зубчатых насосов используются только цилиндрические зубчатые колеса.

Конструкция внутреннего зацепа зубьев имеет ряд преимуществ, по сравнению с внешним типом устройства с высокой производительностью, а именно:

- одно уплотнение вала, два подвижных элемента имеют преимущество при сервисном обслуживании;
- перекачка упруго-вязких материалов;
- отсутствие пульсаций при работе;
- предоставление выбора зазора между зубьями, что позволяет работать с материалами разной плотности.

Принцип работы и краткая характеристика конструктивных особенностей *шестеренного насоса с внутренним зацеплением* приведена в таблице 4.14.

Таблица 4.14 – Принцип работы и конструкционные особенности шестеренного насоса с внутренним зацеплением

Конструкционные особенности	
Принцип работы	<p>В зоне всасывания при вращении шестерен объем камеры, образованной зубьями шестерен и серпообразным разделителем, увеличивается. При этом происходит наполнение рабочей камеры жидкостью из линии всасывания. В зоне нагнетания происходит процесс вытеснения рабочей жидкости в линию нагнетания, т. к. объем камеры в этой зоне при вращении шестерен уменьшается</p>

С учетом вышеизложенного, основными преимуществами шестеренчатых насосов являются:

- компактность конструкции;
- высокий КПД (порядка 90 %);
- не высокие требования к частоте жидкости (способны работать с включениями до 100 мкм);
- широкий диапазон вязкости жидкостей;
- малые габариты и масса;
- отсутствие необходимости смазки движущихся частей насоса.

Недостатками *шестеренных насосов* можно отметить низкую производительность, повышенную чувствительность к составу перекачиваемого вещества. Помимо этого следует также отметить высокую чувствительность к увеличению зазоров между шестернями и корпусом и значительное понижение объемного КПД при повышении температуры рабочей жидкости, а также необходимо учитывать, что подача пульсирующего потока в систему приводит к колебаниям давления, повышенному шуму и неравномерной работе исполнительных органов.

*Винтовой* насос также относится к *роторно-вращательным насосам* и предназначен для перекачивания растворов и жидкостей повышенной вязкости, которые применяются во многих сферах промышленности – текстильном химическом и металлообрабатывающем производстве. *Винтовые* насосы обладают простой конструкцией, отличаются надежностью и длительным рабочим ресурсом.

Принцип действия каждого *винтового* насоса основан на перемещении жидкости вдоль винтовой оси внутри камеры. Ось образуется между поверхностью корпуса и винтовыми канавками путем вхождения винтовых

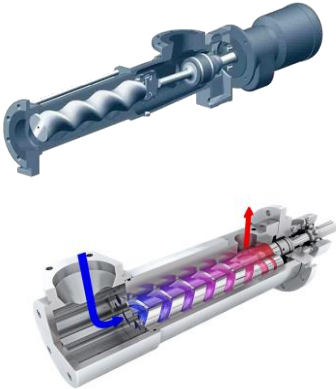
выступов в смежные канавки. Благодаря такому принципу работы внутри прибора создается замкнутое пространство, которое не позволяет жидкости перемещаться назад из прибора.

Представляет интерес конструкционная особенность *героторных* насосов, являющихся разновидностью *шестеренного* насоса с внутренним зацеплением специального профиля, в котором число впадин на статоре превышает число зубьев на роторе, а также отсутствует разделитель. *Героторные* насосы имеют преимущества, характерные для шестеренных машин с внутренним зацеплением:

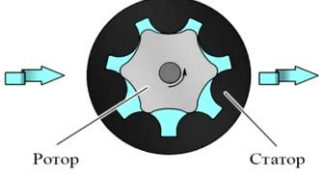
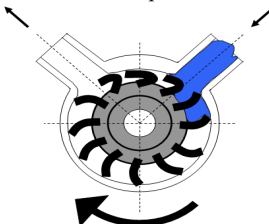
- компактность;
- высокая надежность;
- отсутствие запираемых объемов и значительных пульсаций давления;
- плавность работы;
- низкий уровень шума и возможность работы на высоких скоростях вращения до 5000 об/мин.

Краткая характеристика конструкционных особенностей *винтового, героторного и импеллерного насосов* приведена в таблице 4.15.

**Таблица 4.15 – Краткая характеристика конструкционных особенностей винтового, героторного и импеллерного насосов**

Схема и конструкционные особенности	Принцип работы
<p data-bbox="154 783 445 804">Винтовой (шнековый) насос</p> 	<p data-bbox="493 783 975 1407">Основной элемент насоса – ротор цилиндрической формы, имеет спиральный желоб в виде винта, расположенный внутри статора. Роторная спираль может оборудоваться несколькими заходами, а статорная – всегда на один больше. Вдоль контактной линии между статором и ротором расположены защищенные от проникновения воды участки, разделяющие рабочую полость насоса на несколько частей, которые поочередно открываются и закрываются. Регулировка объемов откачиваемой жидкости осуществляется посредством изменения количества оборотов ротора за счет частотного привода. Все элементы насоса помещены в прочный корпус из пластика или чугуна. При вращении винтов линия их зацепления перемещается вдоль оси, обеспечивая полную герметизацию области нагнетания от области всасывания. Длина винтов для обеспечения герметичности при всех их положениях должна быть несколько больше шага винтов, которые при вхождении выступами в канавки смежного винта образуют замкнутое пространство, что не дает жидкости перемещаться обратно</p>

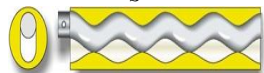

Окончание таблицы 4.15

Схема и конструкционные особенности	Принцип работы
<p>Роторно-зубчатый насос с рабочими органами в виде шестерен (героторный насос)</p>  <p>Ротор                      Статор</p>	<p>При вращении приводного вала ротор совершает планетарное движение, перекачиваясь по поверхности статора, образуя замкнутые камеры, объем которых в процессе движения изменяется. Область, где объем рабочей камеры увеличивается, соединена с линией всасывания. В момент увеличения объема рабочей камеры жидкость заполняет полость насоса. Область, в которой объем камеры уменьшается, соединена с линией нагнетания и жидкость вытесняется в напорный трубопровод</p>
<p>Импеллерный насос</p> 	<p>Перекачивание происходит при вращении гибкого резинового или пластикового ротора с лопастями, расположенного в овальном корпусе насоса. Они обеспечивают ламинарный поток перекачиваемого продукта на выходе из насоса, и могут использоваться в качестве дозаторов</p>

При необходимости увеличить или уменьшить значение максимального давления можно увеличить или уменьшить длину героторной пары. При малой длине винта и большом объеме замкнутой полости производительность насоса будет максимальной. Если же ротор окажется длинным, а объем пустой камеры небольшим, то у такого аппарата будет максимальный напор. Чем быстрее вращается винт в обойме, тем выше производительность, но ресурс – меньше.


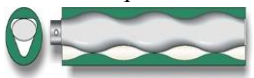
Виды винтовых насосов, различающиеся по типу геометрии героторной пары, обозначаемой буквами *S*, *L*, *D*, *P*, приведены в таблице 4.16.

Таблица 4.16 – Виды винтовых насосов, различающихся типом геометрии героторной пары

Тип геометрии героторной пары	Соотношение витков	Дифференциальное давление, бар	Производительность, %	Тип обоймы
 <p><i>S</i></p>	1/2	12	100	Запирающая
 <p><i>L</i></p>	1/2	6	200	Не запирающая



Окончание таблицы 4.16

Тип геометрии героторной пары	Соотношение витков	Дифференциальное давление, бар	Производительность, %	Тип обоймы
<i>D</i> 	2/3	12	150	–
<i>P</i> 	2/3	6	300	–

Преимущества винтовых насосов:

- высокий КПД приборов – от 50 до 70 %;
- способность работать с очень вязкой жидкостью, создавая напор гораздо выше, чем импеллерные помпы;
- перекачивание жидкости с большим количеством твердых примесей;
- исключение образования пульсаций, которые характерны для оборудования других видов;
- самовсасывающие насосы с максимальной глубиной забора жидкости до 8,5 м;
- компактность и низкий уровень шума;
- отсутствие частого обслуживания.

Недостатки:

- высокая стоимость агрегатов;
- отсутствие возможности регулировки объемов откачиваемой жидкости.

Рабочим органом в *импеллерном* насосе выступает специальное колесо (импеллер), оснащенное гибкими лопастями. Изготавливается импеллер из плотной резины, монтируется непосредственно в рабочей камере внутри концентрического корпуса. На корпусе имеется два патрубка: всасывающий и выпускающий (рисунок 4.31).



Рисунок 4.31 – Схема принципа работы импеллерного насоса

В процессе вращения колеса-импеллера происходит движение гибких лопастей. При этом рабочая камера представляет собой окружность, в которой одна из сторон сужена по сравнению с остальными. Через всасывающий патрубок внутрь рабочей камеры попадает перекачиваемая среда, которая

движется по окружности между лопастями к выходному отверстию. Проходя точку сужения рабочей камеры, лопасти начинают сгибаться и пространство между ними сужается, из-за чего находящаяся внутри камеры жидкость выталкивается в выпускающий патрубок [1; 2; 12; 13; 17; 29].

Простота конструкции, способность осуществлять перекачку высоковязких жидкостей и сред с определенным содержанием газов сделали *импеллерные* насосы востребованными в разных промышленных сферах: нефтеперерабатывающей, косметологической, химической, фармакологической, легкой, пищевой и не только. Особенно они часто используются в производстве кисломолочных продуктов, виноделии. *Импеллерные* насосы позволяют решить задачу дозирования достаточно сложных продуктов.

Относительно новым видом среди пневматических насосов для перекачивания жидкостей и прочих веществ является *мембранный* насос, оснащенный специальной мембраной или диафрагмой, которая совершает возвратно-поступательные движения и с заданной цикличностью меняет объем рабочей камеры. Такого рода насосы, имеющие с обеих сторон камеры, называются проточные. Эти камеры находятся между наружной стороной мембраны и самим корпусом насоса. На другой стороне мембраны располагается воздушная камера. В воздушную камеру попадает сжатый воздух из распределяющего механизма. Именно в таком положении воздушные камеры и проточные механизмы насоса не контактируют. Сжатый воздух подается непосредственно воздушным механизмом, тем самым заставляет двигаться мембрану к корпусу. Это происходит за счет влияния на внутреннюю часть мембраны. Именно таким образом происходит вытеснение рабочей жидкости в напорную часть. В пневматической конструкции есть такая деталь как шток, который представляет собой интрузивное тело и имеет форму колонны. Именно шток соединяет мембраны таким образом, что одна вытесняет вещество, а вторая тем самым высасывает его. Следовательно, в противоположной камере создается разрежение. Когда сжатый воздух подается в противоположную камеру, по завершению каждого такта происходит автоматическое переключение распределительного механизма. Данного рода процесс повторяется снова и снова. Для обеспечения утечек рабочего вещества из одной части в другую клапаны насоса при сильном напоре и всасывании делают функцию обратных клапанов. Так же есть возможность у этих насосов работать одновременно с двумя разными рабочими веществами, но, не смешивая их, за это отвечают двойные патрубки, они делят насос таким образом, что вещества перемешиваются отдельно друг от друга и с одной и той же скоростью [1; 2; 12; 13; 17; 29].

Такие устройства считаются более эффективными и имеют следующие преимущества:

- могут работать с любой средой;
- небольшой размер;

- бесшумная работа из-за отсутствия вибрации;
- простота и надежность конструкции;
- экономичность по энергопотреблению;
- поддержание высокой чистоты перекачиваемого вещества;
- длительный срок службы;
- не требуют особого или частого ухода, им не требуется смазка.

При таком количестве положительных показателей существенных минусов не выявлено.

*Пластинчатый* (шиберный, коловратный) насос, в своей конструкции имеет ротор с двумя и более подвижными пластинами (шиберы), которые за один оборот ротора осуществляют цикл всасывания и нагнетания за счет сферичности насосной камеры. Могут быть как регулируемы, так и нерегулируемы. В *пластинчатых* регулируемых насосах изменение подачи осуществляется за счёт изменения объёма рабочей камеры благодаря изменению эксцентриситета ротора и статора.

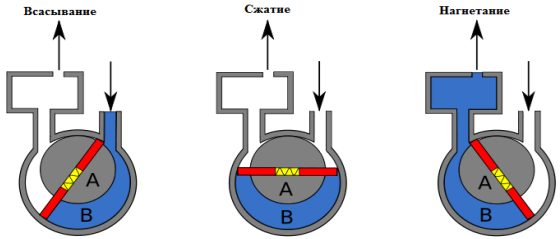
*Пластинчатые* насосы состоят из трех элементов: статора, ротора и подвижных пластин и могут быть следующих разновидностей:

- дву- и многопластинчатые;
- однократного и двойного действия;
- регулируемые и нерегулируемые.

Основное конструктивное различие заключается в форме поперечного сечения статора – элемента, внутри которого и вращается ротор.

Принцип работы и конструкционные особенности пластинчатого (шиберного) насоса приведены в таблице 4.17.

Таблица 4.17 – Принцип работы и конструкционные особенности пластинчатого (шиберного) насоса

Конструкционные особенности	 <p style="text-align: center;">А – ротор, В – рабочий объем</p>
Принцип работы	<p>При вращении ротора пластины, имеющие возможность свободно перемещаться в посадочных пазах в радиальном направлении, выдвигаются из них под действием центробежной силы. Торцевая часть выдвинутых пластин входит в плотное соприкосновение с внутренними стенками статора и начинает скользить по ним, перемещая перекачиваемую устройством среду</p>

На рисунке 4.32 приведены схемы прямого и непрямого управления работой пластинчатого насоса.

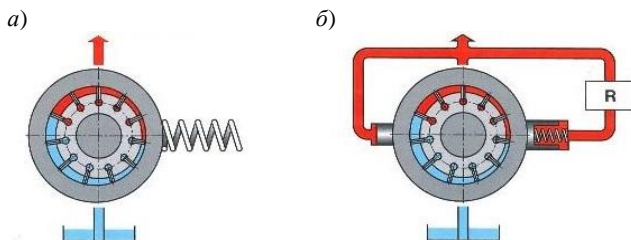


Рисунок 4.32 – Схемы управления работой насосов:  
 а – прямое; б – не прямое; R – регулирующее устройство (регулятор давления)

В качестве регулирующего устройства применяются гидравлические и механические регуляторы (рисунок 4.33).

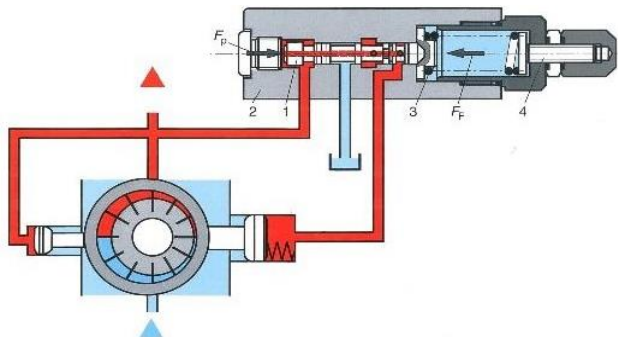


Рисунок 4.33 – Схема непрямого управления работой насоса с регулирующим устройством:

1 – регулирующий золотник; 2 – корпус; 3 – пружина; 4 – механизм настройки

Давление перекачиваемой среды, зависящее от величины сопротивления жидкости в гидравлической системе, воздействует на внутренние стенки статора, а через них – на регулировочную пружину. Пока значение такого давления меньше, чем сила сопротивления пружины, статорное кольцо находится в эксцентриситете по отношению к ротору. По мере того как в гидравлической системе возрастает давление рабочей среды, увеличивается и степень ее воздействия на стенки неподвижной части двигателя и регулировочную пружину. В тот момент, когда давление жидкости превысит давление противодействия пружины, статорное кольцо начнет переходить из эксцентриситета в концентричное положение. При этом происходит уменьшение объема временных рабочих камер шибера насоса и, соответственно, снижается давление жидкости, которую он подает в нагнетатель-

ную магистраль. В ходе дальнейшего увеличения давления жидкости, поступающей во всасывающий патрубок, напор рабочей среды в нагнетательной магистрали может приблизиться к нулю (нулевой ход насоса). Однако даже в этой ситуации насос будет подавать перекачиваемую жидкость в нагнетательную магистраль, объем которой будет равен величине внутренних утечек устройства. Величина давления жидкости в подающей магистрали, при котором становится возможной вышеописанная ситуация, изменяется степенью сжатия регулировочной пружины.

Основные элементы пластинчатых насосов могут быть выполнены из различных материалов для обеспечения необходимой коррозионной, абразивной и температурной стойкости (таблица 4.18).

**Таблица 4.18 – Материал изготовления основных частей насоса**

Материал проточной части насоса	Роторы и толкатели	Пластины
Серый чугун	Углеродистый графит	Углеродистый графит
Ковкий чугун	PEEK (полиэфирэфиркетон)	Тоже
Углеродистая сталь	NBR (насосы с гибким ротором)	–
Нержавеющая сталь	EPDM (насосы с гибким ротором)	–

Преимущества пластинчатых насосов заключаются в возможности:

- изменения рабочего объема гидромашины (регулирование подачи) путем изменения эксцентриситета величины смещения оси ротора относительно оси статора;

- перекачивания жидкости с низкой вязкостью при довольно высоком давлении;

- компенсации износа пластин;

- перекачивания растворителей;

- работы «в сухую» на короткие промежутки времени.

Недостатки вызваны отсутствием:

- возможности работы при высоком давлении;

- возможности работы с жидкостями с высокой вязкостью;

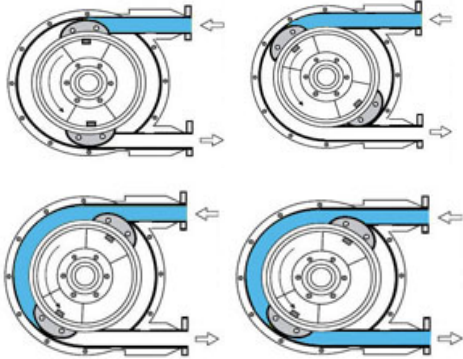
- уравновешенности ротора из-за разности давлений жидкости со стороны нагнетания и всасывания, что приводит к значительным радиальным нагрузкам, действующим на подшипниковые опоры, и вынуждает ограничивать давление до 6,3 Мпа [1; 2; 12; 13; 17; 29].

#### **4.3.5 Перистальтические насосы**

*Перистальтические* насосы (насос для перекачки жидкостей, текущих по гибким трубкам), как правило, используются для перекачивания чистых, стерильных или агрессивных жидкостей, т. к. эти жидкости контактируют только с упругой трубкой. В этих насосах отсутствуют резиновые уплотнения, которые могут быть несовместимы с перекачиваемой жидкостью.

В *перистальтических* насосах низкого давления часто используются ролики, которые воздействуют на неармированную, экструдированную трубку. Такие устройства также называют *трубными насосами*, в которых ролики выдавливают рабочую жидкость из трубки, в них может быть два ролика, расположенных друг напротив друга или несколько роликов. Следует отметить, что чем больше число роликов, тем выше частота и меньше амплитуда пульсации давления, большое число роликов ведет к быстрому износу гибкой трубки, которая является одним из важнейших элементов шланговых насосов. Трубка должна быть эластичной и долговечной, способной выдержать многочисленные циклы сжатия. Минимальный зазор между роликом и корпусом определяет максимальное сжатие трубки. Слишком сильное сжатие приведет к быстрому износу трубки, а при слабом сжатии жидкость будет перетекать из одной полости в другую, что не позволит создать нужного напора (таблица 4.19).

Таблица 4.19 – Принцип работы и конструкционные особенности перистальтического насоса

<p>Конструкционные особенности</p>	
<p>Принцип работы</p>	<p>Между внутренней стенкой корпуса и ротором уложен шланг специальной конструкции из многослойной резины с кордом (или без корда) при низких рабочих давлениях. Шланг закреплен на нагнетательном и всасывающем патрубках (штуцерах для насосов) ленточными хомутами. Корпус с лицевой стороны герметично закрыт крышкой, на которой предусмотрены люк для обслуживания, сапун, указатель уровня глицерина и сливная пробка. Корпус насоса частично заполнен охлаждающе-смазывающей жидкостью. При вращении ротора башмаки скользят по шлангу, пережимая его, и выдавливают перекачиваемую среду в направлении вращения. Шланг сзади башмака практически сразу восстанавливает свою форму до полного сечения. В результате за башмаком создается вакуум, обеспечивающий самовсасывание перекачиваемой среды</p>

Перистальтические насосы могут быть снабжены шлангами из разных материалов в зависимости от их назначения и имеют определенное цветовое обозначение (таблица 4.20).

Таблица 4.20 – **Материал шлангов перистальтического насоса и его цветовое обозначение**

Материал	Цветовое обозначение
Натуральный каучук (NR)	Желтый
Нитрил-каучук (NBR)	Красный
Бутилкаучук (IIR)	Зеленый
Хайпалон (CSM)	Черный
Полиуретан (PUR)	–

Основные характеристики насосов:

- подача (расход) рабочей жидкости, зависящий от наружного диаметра, диаметра дуги и числа оборотов ротора (чем выше, тем больше расход);
- давление, уменьшающееся за счет снижения эффективного объема рабочей камеры.

Давление, которое способен развить *перистальтический* насос, во многом зависит от зазора между роликом и корпусом, а также от вязкости рабочей жидкости (чем больше зазор, тем меньшее давление сможет развить перистальтический насос). Увеличение числа роликов ведет к снижению амплитуды пульсации давления жидкости на выходе и увеличению частоты импульсов [1; 2; 12; 13; 17; 29].

Таким образом, уникальный принцип действия не имеет ряда недостатков, свойственных насосам других конструкций. Преимущества перистальтических насосов заключаются в отсутствии:

- повреждений структуры перекачиваемого продукта (допускается перекачка длинноволокнистых структур и сред с твердыми включениями нестандартной формы);
- вспенивания и аэрации продукта;
- контакта перекачиваемого продукта с движущимися металлическими деталями насоса.

Следует также отметить, что перистальтические насосы обеспечивают:

- самовсасывание до 8,5 м водяного столба;
- стабильную характеристику при внезапном изменении свойств перекачиваемой среды;
- возможность эксплуатации «всухую» при периодическом поступлении продукта;
- возможность реверсивной работы (самоочистка насоса и промывка трубной обвязки за счет реверса);

- регулирование подачи с точностью до 1,0 %;
- простоту ремонта, минимальное текущее техническое обслуживание, не требующее квалифицированной рабочей силы.

К недостаткам шланговых насосов следует отнести:

- износ гибкого шланга в результате многочисленных циклов сжимания;
- пульсации, особенно при низкой частоте вращения ротора.

Отрасли и области применения перистальтических насосов приведены в таблице 4.21.

Таблица 4.21 – Отрасли и области применения перистальтических насосов

Среда	Отрасль	Область применения
Высоковязкая (вязкость до 4,5 Па)	Лакокрасочная, нефтеперерабатывающая	Перекачка лаков, красок, шпатлевок, нефтешламов, сбор нефти, грязи
Абразивная (содержание абразива до 80 % от объема среды)	Строительство	Строительные смеси, пенобетон, полистиролбетон
С содержанием инородных включений (твердые включения диаметром до 10 мм)	Металлургия, горношахтная, целлюлозно-бумажная промышленность	Вода с содержанием шлаков, отходы целлюлозно-бумажной промышленности, сточные воды
Химически активная	Химическая промышленность	Перекачка кислот, щелочей и др. агрессивных растворов
С пищевыми ингредиентами	Пищевая промышленность	Перекачка масел, жиров, шоколадов, патоки т. п.
Растворы (лекарства)	Медицина	Дозировка растворов

Материал трубки не должен быть подвержен воздействию от рабочей жидкости. Для получения необходимых свойств трубки для перистальтических насосов могут быть многослойными. Внутренний слой защищает трубку от воздействия агрессивной рабочей жидкости, а наружный обеспечивает долговечность. При необходимости трубки перистальтических насосов могут быть армированными. Наиболее часто для изготовления трубок перистальтических насосов используют: поливинилхлорид (ПВХ), резину и фторполимеры.

#### 4.3.6 Крыльчатые насосы

*Крыльчатый* насос (один из видов объемных ручных насосов) по классификации относится к *поршневым* насосам двойного действия, вытеснителем в котором служит крыльчатка (рабочее колесо) – главный



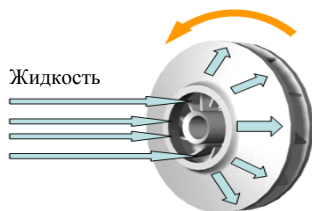


Рисунок 4.34 – Рабочее колесо крыльчатого насоса

элемент насоса, предназначенный для преобразования энергии, выходящей из двигателя, в энергию потока воды. При вращении колеса центробежная сила оказывает воздействие на воду и переливает её (рисунок 4.34).

Принцип работы и конструкционные особенности крыльчатых насосов приведены в таблице 4.22.

Таблица 4.22 – Принцип работы и конструкционные особенности

Схема и конструкционные особенности	Принцип работы
	<p>Металлический корпус 1 имеет два патрубка – всасывающий 2, через который вода поступает из скважины и напорный 3, соединенный с точкой разбора. Вместо поршня, применяется крыльчатка – два противоположно расположенных крыла, радиально перемещающихся в определённом диапазоне относительно центральной оси за счёт приложения мускульных усилий человека на рукоятку 5. На крыльях установлены клапаны 7 и аналогичные, но работающие им в противоход, расположенные на входе в нижнюю камеру 8. Крыльчатка и нижняя перемычка 6 делят полость насоса на три отсека: верхний «А» – напорный, с неизменным объемом при любом положении крыльчатки, нижние «В» и «С» – всасывающие. Перемещение крыльчатки попеременно изменяет их объем и создает чередование областей разреженного и повышенного давления</p>

Типы рабочих колес крыльчатого насоса приведены в таблице 4.23 [1; 2; 12; 13; 17; 29].

Таблица 4.23 – Типы рабочих колес крыльчатого насоса

Тип рабочих колес	Краткая характеристика	Перекачиваемая вода
<p>Открытые</p>	<p>Одиночные колеса с высеченными лопастями (открытость колеса предотвращает его засорение от песка, глины и т. п.)</p>	<p>Загрязненная</p>

Окончание таблицы 4.23

Тип рабочих колес	Краткая характеристика	Перекачиваемая вода
<p data-bbox="252 226 352 248">Закрытые</p> 	<p data-bbox="498 226 770 357">Два диска, между которыми расположены лопасти. Имеет свойство часто засоряться из-за сложности конструкции</p>	<p data-bbox="852 226 927 248">Чистая</p>
<p data-bbox="229 450 378 472">Полуоткрытые</p> 	<p data-bbox="498 450 770 580">Соединяют свойства открытого и закрытого типа. Вторым колесом (как у закрытого типа) является стенка насоса</p>	<p data-bbox="822 450 956 501">Немного загрязнённая</p>

Как показал анализ работы *крыльчатого* насоса, его система клапанов сконфигурирована так, что обеспечивает перемещение воды только в одном направлении – от заборного (всасывающего) патрубка к выходному (напорному). Любое перемещение рабочей рукоятки соответствует определённому объёму перекачиваемой жидкости. При этом насосы являются двухходовыми, то есть подают воду без холостого хода, проще в изготовлении, компактнее и менее подвержены засорению при перекачивании взвешенных веществ. Применяются, в основном, в качестве ручных насосов для подачи топлива, масел и воды из скважин и колодцев.

Таким образом, *крыльчатый* насос – это **объёмный** насос с возвратно-поворотным движением рабочих органов независимо от характера движения ведущего звена насоса. Недостаток открытых и полуоткрытых колес – переточки жидкости из одного межлопастного канала в другой через зазор между колесом и корпусом [1; 2; 12; 13; 17; 29].

*Крыльчатый* насос также называют «насос Альвейера».

#### 4.3.7 Водокольцевые насосы

*Водокольцевые* насосы – разновидность *пластинчатых* насосов, в которых рабочий объём изменяется за счёт погружения пластин ротора в жидкость. Жидкость прижимается к стенкам рабочего цилиндра за счет центробежных сил, получая импульс вращения от ротора. Как правило, используются в качестве вакуумного насоса низкого вакуума 90–95 % (80–40 мм рт. ст.), а при двухступенчатых моделях, возможно довести до 10 мм рт. ст. При замене жидкости (с более высокой точкой кипения) и охлаждении откачива-

емого воздуха возможно довести еще до более высокого вакуума. Рабочей жидкостью чаще всего выступает вода, иногда другие жидкости, критерий выбора которых – давление насыщенных паров. Вода хорошо испаряется, мешая достижению высокого вакуума, поэтому иногда используют машинное масло или другие жидкости.

На рисунке 4.35 приведена стандартная комплектация насосного оборудования водокольцевого насоса.

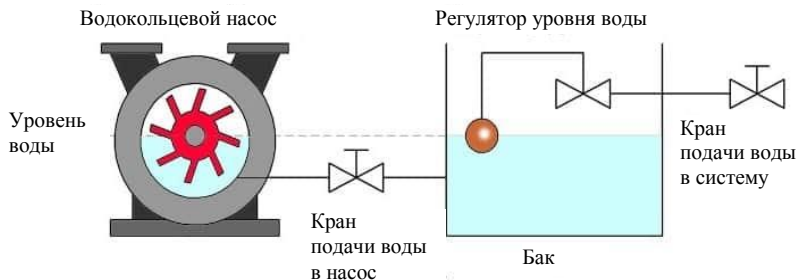


Рисунок 4.35 – Комплектация насосного оборудования

Отличительной конструктивной особенностью насоса является установка ротора не по центру, а со сдвигом в сторону. В результате под колесом образуется серповидное пространство, которое разделено лопастями рабочего колеса на ячейки разного объема: если ячейка с краю серповидного пространства, то ее объем незначительный, а при движении происходит увеличение, что позволяет засасывать воздух. При этом, когда она внизу, то объем максимален, колесо проворачивается, объем ячейки опять уменьшается и воздух в ней сдавливается.

Подвод и отвод жидкости для *водокольцевого* вакуумного насоса, осуществляется при помощи рециркуляции воды с использованием сепаратора, из отверстий верхней части которого воздух выходит наружу, а вода оседает и затем повторно возвращается в насос. При этом воздух с водой выходят из нагнетательного патрубка и далее попадают в сепаратор [1; 2; 22–24].

В таблице 4.24 приведена схема и конструктивные особенности водокольцевого насоса.

Рециркуляция воды может быть частичная или полная с использованием теплообменника с проточным водяным охлаждением, а также полная – с использованием двух теплообменников, второй из которых – с принудительным воздушным охлаждением.

Водокольцевые насосы применяются для создания разрежения в системах трубопроводов, транспортировке сыпучих материалов по трубопроводам и отсасывания пыли и вредных газов из технологического оборудования.

Таблица 4.24 – Принцип работы и конструкционные особенности водокольцевого насоса

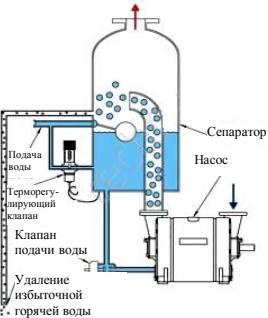
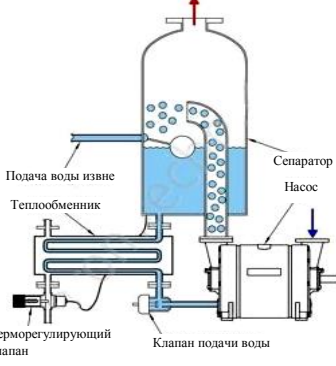
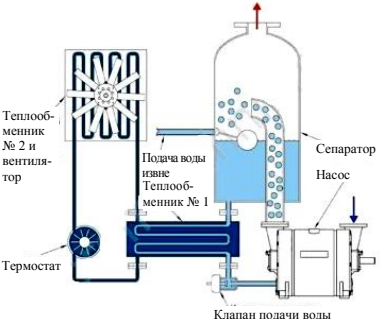
Водокольцевой насос	
<p>Схема и конструкционные особенности</p>	
<p>Принцип работы</p>	<p>Насос наполняют рабочей жидкостью (водой), что приводит в движение ротор, который начинает вращаться, создавая центробежную силу. При этом между водой и ротором образуется область разреженного вакуума и из-за разницы давлений между полостями, которые образуются в результате работы лопастей. Далее газ проходит в центр устройства, очищается с помощью водно-кольцевого механизма и заполняет ячейки между лопастями ротора. Ячейки соединяются с выходным отверстием, куда выходит уже очищенный газ</p>

В таблице 4.25 приведены схемы работы водокольцевого насоса при различных вариантах рециркуляции воды.

Таблица 4.25 – Работа водокольцевого насоса в зависимости от схемы рециркуляции воды

Схема рециркуляции воды	Краткая характеристика
<p>С использованием сепаратора</p>	<p>Клапан подачи воды в насос закрыт, когда он выключен, а при его включении реагирует на изменение давления и открывается. При этом на выходе из насоса вода нагревается, а значит, без охлаждения, эта же теплая вода будет поступать обратно в насос, что отрицательно сказывается на его производительности</p>

Окончание таблицы 4.25

Схема рециркуляции воды	Краткая характеристика
<p style="text-align: center;"><b>Частичная</b></p>  <p>Сепаратор Насос Удаление избыточной горячей воды Клапан подачи воды Терморегулирующий клапан Поддача воды</p>	<p>В конструкцию добавляются два элемента: терморегулирующий клапан и дополнительный канал для отвода воды. При превышении температуры терморегулирующий клапан включает подмес холодной воды в сепаратор. Избыток теплой воды удаляется через дополнительный канал. Если система правильно настроена, то подмес воды для охлаждения составит всего 10–20 % от общего расхода воды</p>
<p style="text-align: center;"><b>Полная через теплообменник с водяным охлаждением</b></p>  <p>Сепаратор Насос Теплообменник Поддача воды извне Терморегулирующий клапан Клапан подачи воды</p>	<p>Жидкость из сепаратора на обратном пути в насос проходит через теплообменник, где отдает тепло воде из дополнительного контура. Терморегулирующий клапан управляет подачей воды в дополнительный контур</p>
<p style="text-align: center;"><b>Полная с двумя теплообменниками (водяным и воздушным)</b></p>  <p>Сепаратор Насос Теплообменник № 2 и вентилятор Термостат Теплообменник № 1 Поддача воды извне Клапан подачи воды</p>	<p>Контур охлаждения является закрытым и проходит через второй теплообменник, где установлен вентилятор. Принудительное воздушное охлаждение позволяет добиться отвода тепла из системы. Управление подачей воды во втором контуре обеспечивает термостат, что не позволяет добиться полного охлаждения воды, которая при входе в насос на 20 °С выше температуры окружающей среды</p>

Обвязка вакуумного водokolъцевого насоса приведена на рисунке 4.36.



Рисунок 4.36 – Обвязка вакуумного водокольцевого насоса

Вакуумные насосы сегодня имеют широкое распространение. Однако, несмотря на множество улучшений, новые разработки и дальнейшие усовершенствования конструкции основаны на принципе создания вакуума в *жидкостно-кольцевом вакуумном насосе*. Благодаря своей функциональной и прочной конструкции жидкостно-кольцевые вакуумные насосы подходят для создания вакуума, когда необходимо удалить рудничные газы или пары или когда в процессе сжатия внутри вакуумного насоса возникает тенденция к конденсации. Поэтому они идеально подходят для работы с влажными средами и, таким образом, используются для получения низкого вакуума в технологических процессах, химической промышленности, при производстве и переработке нефти, для вакуумирования конденсаторов паровых турбин, а также при производстве пластмасс и бумаги, в пищевой промышленности и для многих других промышленных применений.

Следует отметить, что детали насоса друг с другом не соприкасаются. Поэтому износа у такого устройства практически нет и в качестве рабочей жидкости можно использовать только воду, а это, в свою очередь, гарантирует чистоту сжимаемого газа, который в таких насосах также никогда не нагревается, но греется вода, поэтому жидкость должна циркулировать. *Жидкостно-кольцевые насосы* могут работать как компрессоры нагнетания с невысоким избыточным рабочим давлением около 2 бар.

Жидкостно-кольцевые вакуумные насосы различают по числу рабочих циклов, типу подвода и отвода газа, используемой в кольце жидкости.

По числу рабочих циклов такие насосы делят на вакуумные насосы одно- и двухступенчатые.

Устройство одноступенчатого *жидкостно-кольцевого вакуумного насоса* приведено на рисунке 4.37.



Рисунок 4.37 – Устройство одноступенчатого жидкостно-кольцевого вакуумного насоса

Двухступенчатые водокольцевые вакуумные насосы являются более сложными машинами с предельным вакуумом 33 мбар и имеют две последовательно соединенные ступени откачки (рисунок 4.38) [22–24; 17; 29].

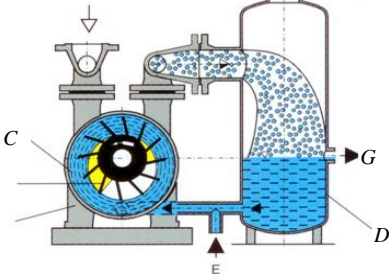


Рисунок 4.38 – Устройство двухступенчатого жидкостно-кольцевого вакуумного насоса

Двухступенчатые водокольцевые вакуумные насосы отличаются более высокой производительностью при вакууме от 80 до 300 мбар и могут успешно работать как компрессоры нагнетания с невысоким избыточным рабочим давлением до 2,5 бар.

В таблице 4.26 приведена схема работы *жидкостно-кольцевого вакуумного насоса*, который может одновременно отсасывать газы и подавать сжатый газ в емкость, где давление выше атмосферного.

Таблица 4.26 – Принцип работы и конструкционные особенности жидкостно-кольцевого вакуумного насоса

Схема и конструкционные особенности	Принцип работы
<p data-bbox="169 331 284 405">Вход газа водокольцевого вакуумного насоса</p>  <p data-bbox="135 699 557 818">A – рабочее колесо; B – кругообразный корпус; C – жидкостное кольцо (разгон воды в рабочем объеме); G – слив рабочей жидкости; D – водоотделитель (жидкосный сепаратор); E – приток чистой жидкости</p>	<p data-bbox="591 331 993 687">Процесс сжатия газа в насосе сопровождается выделением тепла, поэтому в рабочие камеры насоса должен постоянно подаваться определенный объем рабочей жидкости (воды). Охлаждающая жидкость должна быть холодной (ниже 15 °С). Вода также способствует очищению очень загрязненных газов, так как все лишние твердые частицы под воздействием центробежной силы прижимаются к стенкам и «выходят» из насоса вместе с жидкостью</p>

Каждая отдельная группа вакуумных насосных установок имеет свои преимущества вследствие конструктивных особенностей, принципа действия, типа рабочей жидкости и прочих факторов. Так, *водокольцевые* насосы являются высокопрочными, работают при высоких температурах и способны откачивать загрязненные пары. Поэтому вакуумные насосы широко применяются в промышленности, а также для защиты окружающей среды (различные очистные сооружения, фильтрация и т. п.), в полиграфическом производстве (сканирование, копирования, офсетные печатные машины), при медицинском обслуживании (стоматология, дыхательные аппараты и т. п.), химическом производстве (перегонка веществ, сушка препаратов и т. п.), производстве керамических изделий (кирпич, черепица) и стекла (стеклянных изделий) и в других отраслях.

Таким образом, *объемные* насосы – это устройства, в которых вещество перемещается за счет постоянного изменения объема камеры, при этом она поочередно совмещается с входным и выходным отверстием.

#### 4.3.8 Мембранный (диафрагменный) насос

Благодаря развитию технологий в настоящее время регулярно появляются новые виды оборудования и технических средств, отвечающих более высоким требованиям потребителей. Именно к такому оборудованию можно отнести и



мембранный насос, который также называют *диафрагменным*. Основным рабочим органом данного насоса является мембрана (диафрагма), на возвратно-поступательном движении которой и основан принцип работы данного механического объемного устройства. Принудительно и с определенной цикличностью изменяя размеры рабочей камеры такого насоса, с его помощью можно выполнять перекачку как жидких, так и газовых сред (рисунок 4.39).

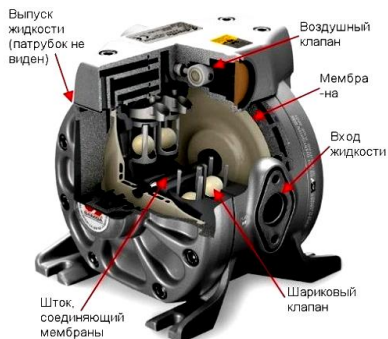


Рисунок 4.39 – Мембранный насос

При запуске шток выгибает мембрану, что увеличивает объем камеры и создает в ней эффект вакуума. Это явление обеспечивает всасывание перекачиваемой среды. После заполнения камеры шток возвращает мембрану на место, объем резко уменьшается, и вещество выталкивается через выходной патрубок. Для предотвращения попадания жидкости или газа обратно в момент возвратного движения вход автоматически перекрывается специальным клапаном.

Мембранный или *диафрагменный* насос не подходит для агрессивных сред с высоким содержанием абразивных частиц.

#### 4.4 Гидродинамические передачи. Гидравлические муфты. Гидроаппаратура. Гидроприводы

##### 4.4.1 Назначение и область применения гидравлических передач

*Гидродинамические передачи* служат для передачи вращательного движения с ведущего вала на ведомый за счет взаимодействия потока движущейся жидкости с лопастными колесами. На рисунке 4.40 показана принципиальная схема гидродинамической передачи тепловоза.

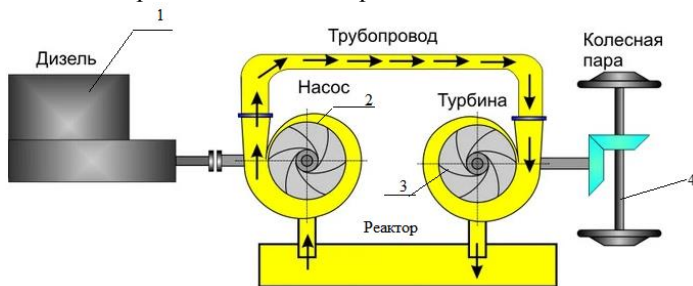


Рисунок 4.40 – Принципиальная схема гидродинамической передачи:  
1 – приводной двигатель; 2 – насосное колесо; 3 – турбинное колесо; 4 – рабочий орган

Жесткое соединение между валом дизеля с постоянным числом оборотов ( $n_1 = \text{const}$ ) и валом колесной пары 4 отсутствует. Между входными и выходным валами имеются только гидравлические силовые связи. При постоянной скорости вращения входного вала скорость вращения выходного вала меняется и зависит от нагрузки.

С увеличением нагрузки на выходном валу частота вращения уменьшается, а при уменьшении нагрузки – увеличивается. На валах жестко закреплены лопастные колеса. Пространство между лопастными колесами заполнено рабочей жидкостью. В качестве рабочей жидкости используют различные сорта минеральных масел. *Гидродинамические передачи* преобразуют механическую энергию с одними параметрами (моментом –  $M_1$  и числом оборотов –  $n_1$ ) в механическую энергию с другими параметрами (моментом  $M_2$  и числом оборотов  $n_2$ ), т.е. они являются *гидравлическими трансмиссиями*.

*Гидродинамические передачи* состоят из расположенных соосно и предельно сближенных в общем корпусе рабочих органов лопастного насоса и гидравлической турбины. В насосе механическая энергия с параметрами  $M_1$  и  $n_1$  преобразуется в поток жидкости с параметрами  $H_1$  и  $Q_1$  (расход). На турбине энергия этого потока преобразуется в механическую энергию  $M_2$  и  $n_2$ . На выходе из турбины поток с параметрами  $H_2$  и  $Q_2$  попадает снова на вход насоса. Роль реактора заключается в преобразовании параметров гидравлической энергии с целью получения определенных характеристик гидродинамической передачи [16; 27; 28; 31].

*Гидродинамические передачи* в зависимости от наличия реактора делятся на *гидромуфты* и *гидротрансформаторы*. Гидродинамические муфты передают мощность, не изменяя момента. Гидродинамические трансформаторы способны изменять момент. Впервые гидродинамические передачи были применены в 1907 г. на морских судах (по патенту Г. Феттингера). В Швеции в 1928 г. гидродинамические передачи поставили на автобусах. На серийных легковых автомобилях «Бьюик» с 1947 г. начали устанавливать гидротрансформаторы.

*Гидродинамические передачи* нашли широкое применение в дорожных, строительных и транспортных машинах. При пульсирующем изменении сопротивления потребителя *гидродинамические передачи* сглаживают пульсации. Этим они защищают двигатель и механическую часть трансмиссии от перегрузок и ударных нагрузок. *Гидродинамические передачи* устраняют перегрузку двигателей во время пуска, при разгоне приводимых объектов, обладающих большой инерцией. Гидротрансформаторы бесступенчато изменяют передаваемый момент в зависимости от частоты вращения выходного вала. При возрастании сопротивления потребителя снижается частота вращения выходного вала и увеличивается передаваемый момент. На оптимальных режимах работы гидродинамических передач коэффициент полезного действия достигает 85–98 % [10; 16; 27; 28; 31].

Преимущества *гидродинамических передач*:

- передача крутящего момента происходит без жесткой кинематической связи, поэтому минимизируются ударные и динамические нагрузки на привод;
- непрерывное и автоматическое изменение скорости движения и передаваемого момента в зависимости от нагрузки в диапазоне 1 : 2,5.

Недостатки гидродинамических передач:

- низкий КПД (< 80 %) и высокое выделение тепла;
- сложность реверсирования передачи;
- малый диапазон автоматического изменения крутящего момента гидроредукции;
- высокая цена (~10 % от стоимости автомобиля);
- высокая сложность и стоимость ремонта.

#### 4.4.2 Гидродинамические муфты, устройство и рабочий процесс

*Гидродинамические муфты* состоят из двух колёс: насосного и турбинного. Насосное колесо получает энергию от двигателя 1 (см. рисунок 4.40). Лопатки насосного колеса 2 передают эту энергию потоку жидкости. Поток жидкости, попадая на турбинное колесо 3, заставляет его вращаться, отдавая свою энергию турбинному колесу. Турбинное колесо соединено выходным валом с нагрузкой 4.

На рисунке 4.41 приведена гидромуфта.

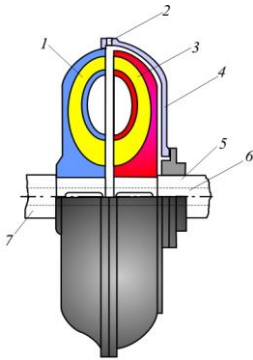


Рисунок 4.41– Гидравлическая муфта:  
1 – насосное колесо; 2 – выпускной канал;  
3 – турбинное колесо; 4 – кожух; 5 – выходной (ведомый) вал; 6 – впускной канал;  
7 – входной (ведущий) вал)

При вращении входным валом насосного колеса частицы жидкости, находящиеся внутри насосного колеса, под воздействием пластин колеса вращаются в месте с ним – это переносное движение [10; 16; 27; 28; 31].

Одновременно жидкость движется под действием центробежных сил от оси вращения к периферии. Колесо муфты на периферии имеет закругленную торообразную форму, поэтому, двигаясь, поток жидкости поворачивается практически на 90° и, продолжая движение, «слетает» с насосного колеса. «Слетая», жидкость по инерции продолжает двигаться и попадает на турбинное колесо 3, которое размещено рядом с насосным колесом, но не

связано с ним механически. Попадая на турбинное колесо, жидкость по инерции продолжает вращаться и заставляет турбинное колесо тоже вращаться, но медленно. При этом кинетическая гидравлическая энергия, которой обладала жидкость, переходит в кинетическую механическую энергию турбинного колеса.

На турбинном колесе жидкость движется от периферии к центру, отдавая свою энергию турбинному колесу. Около центра поток движущейся жидкости профилем колеса поворачивается и, «слетая» с турбинного колеса, движется практически параллельно оси вращения. Рядом опять находится насосное колесо, на которое и попадает жидкость. Цикл повторяется. Частицы жидкости в муфте совершают одновременно два вращательных движения: одно вдоль поперечного сечения тора, другое вокруг оси вращения вала. Эти два вращения перпендикулярны друг другу. Турбинное колесо жестко связано с выходным валом 5 и закрыто кожухом 4.

Поскольку гидромуфта всегда работает с пробуксовкой, то для оценки этого явления вводят понятие «скольжение гидромуфты»  $S$  – отношение разницы частоты вращения вала насоса и турбины к частоте вращения вала насоса,

$$S = (n_n - n_t) / n_n = 1 - (n_t / n_n), \quad (4.29)$$

где  $n_n$  – частота вращения вала насоса;

$n_t$  – частота вращения вала турбины.

Из формулы (4.29) следует, что  $S + \eta = 1$ ,

где  $\eta$  – КПД гидромуфты.

При установившихся режимах работы крутящий момент на насосном колесе равен моменту на турбинном колесе.

#### 4.4.3 Гидродинамический трансформатор

Гидротрансформатор представляет собой конструкцию, состоящую из насосного колеса 2, турбинного колеса 4 и направляющего аппарата 6. Взаимное расположение насосного, турбинного колес и направляющего аппарата может быть различным. Направляющий аппарат размещают либо за турбинным колесом – гидротрансформатор первого класса (рисунок 4.42, а); либо за насосным – гидротрансформатор второго класса (рисунок 4.42, б).

Принцип работы гидротрансформатора заключается в следующем. Насосное колесо 2 приводится во вращение от ведущего вала 8, который соединен с валом двигателя. Если в корпусе отсутствует рабочая жидкость, то ведомый вал 3 турбинного колеса 4 разобщен с ведущим валом 8. Чтобы при вращении насосного колеса привести в действие турбинное колесо и передать крутящий момент от вала к потребителям, гидротрансформатор необходимо заполнить рабочей жидкостью. Для этой цели служит небольшой вспомогательный насос (на рисунках не показан), который подает мас-

ло в гидротрансформатор через отверстие 7. Насосное колесо 2, вращаясь, нагнетает масло под давлением в турбинное колесо 4, вал 3 которого на тепловозе через систему зубчатых колес соединяется с колесными парами тепловоза. Из турбинного колеса масло поступает в направляющий аппарат 3 и, получив изменение момента количества движения, возвращается к насосу, создавая замкнутое движение по колесам гидротрансформатора.

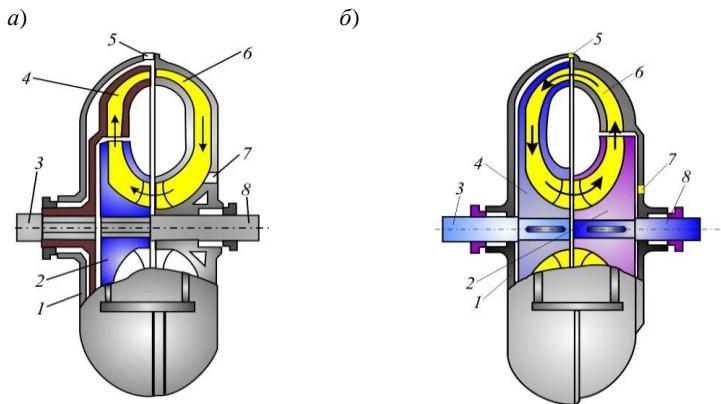


Рисунок 4.42 – Гидротрансформатор:

- 1 – кожух гидротрансформатора; 2 – насосное колесо; 3 – выходной (ведомый) вал;
- 4 – турбинное колесо; 5 – отверстие для отвода жидкости в холодильник;
- 6 – направляющий аппарат; 7 – отверстие для подачи жидкости в гидротрансформатор;
- 8 – входной (ведущий) вал

Пространство в гидротрансформаторе, в котором рабочая жидкость совершает замкнутое движение, называется кругом циркуляции. Часть работы дизеля, затрачиваемая в гидротрансформаторе на преодоление гидравлического сопротивления, преобразуется в тепло, нагревающее масло. При трогании тепловоза с места энергия, превращаемая в тепло, составляет от 10 до 25 % энергии вырабатываемой дизелем, и в данном режиме работы масло могло бы нагреться до температуры вспышки. Для нормальной работы передачи температура вспышки не должна превышать заданной техническими условиями (как правило, 70–90 °С). Во время работы гидротрансформатора часть нагретого масла через отверстие 5 в кожухе 1 отводится в холодильник. Пополнение масла осуществляется через отверстие 7.

#### 4.4.4 Гидроаппаратура и элементы гидроавтоматики

*Гидроаппаратом* называют устройство, предназначенное для изменения или поддержания заданного постоянного значения давления, расхода жидкости, либо для изменения направления потока.

Наиболее часто встречаются три типа гидроаппаратов: *гидрораспределители, клапаны и дроссели*.

Основным элементом всех *гидроаппаратов* является *запорный регулирующий элемент* – подвижная деталь или группа деталей, при перемещении которой частично или полностью перекрываются рабочие проходные сечения гидроаппарата. В зависимости от конструкции запорные регулирующие элементы бывают: *золотниковые, крановые, клапанные*.

Если *гидроаппарат* изменяет параметры потока путем частичного открытия или закрытия проходного сечения, то он является *регулирующим*. Если *гидроаппарат* изменяет направление движения потока путем полного открытия или закрытия проходного сечения, то он является *направляющим*.

*Гидроаппараты*, в которых степень открытия или закрытия может быть изменена в процессе работы воздействием из вне, называются *регулируемыми*. Если изменить регулируемые параметры можно только в нерабочем состоянии, то *гидроаппараты* называют *настраиваемыми* [10; 16; 27; 28; 31].

По принципу действия *гидроаппараты* делятся на *гидроклапаны* и *гидроаппараты неклапанного действия*. *Гидроклапаны* являются аппаратами прямого действия, а *гидроаппараты неклапанного действия* – это аппараты непрямого действия.

*Гидропреобразователи* – объемные машины, предназначенные для преобразования энергии одного потока в энергию другого потока с иным значением давления. *Гидропреобразователи* применяются тогда, когда необходимо получить очень высокое давление (свыше 70 МПа) при малых расходах рабочей жидкости. В гидроприводах машин *гидропреобразователи* используются для преодоления кратковременной повышенной нагрузки, когда использование дорогих насосов высокого давления нерационально.

*Гидроклапаном* называется *гидроаппарат*, в котором степень открытия проходного сечения изменяется под воздействием напора рабочей жидкости (рисунок 4.43).

*Гидроклапаны* бывают регулирующие и направляющие. К регулирующим гидроклапанам, в первую очередь, относят клапаны давления, предназначенные для регулирования давления потока рабочей жидкости. Открытие клапана и проход потока жидкости на слив происходит при превышении давления в линии высокого давления некоторого значения  $P > P_{\text{зак}}$ , которое определяется усилием предварительного сжатия пружины.

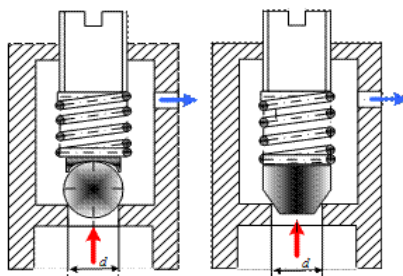


Рисунок 4.43 – Напорный гидроклапан

Клапанные гидроаппараты могут иметь различные формы рабочих поверхностей запорно-регулирующих элементов; клапан может быть шариковым, плоским, коническим, коноидными др. (рисунок 4.44).

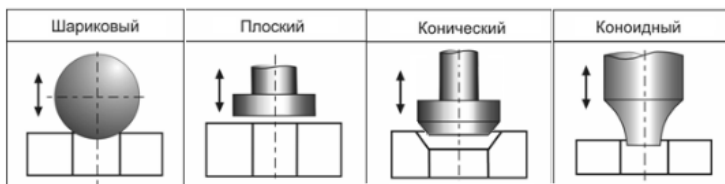


Рисунок 4.44 – Гидроклапаны с различными запорно-регулирующими элементами

*Гидродроссели* – это регулирующие гидроаппараты неклапанного действия, представляющие специальное местное сопротивление, предназначенное для снижения давления в потоке рабочей жидкости, проходящей через него.

Дроссели выполняются по двум принципиальным схемам.

*Линейные дроссели*, в которых потери давления пропорциональны расходу жидкости. В таких дросселях потери давления определяются потерями давления по длине. Изменяя длину канала, по которому движется жидкость, можно изменить потери давления и расход через дроссель. Примером линейного дросселя служит гидроаппарат с дроссельным каналом (рисунок 4.45).

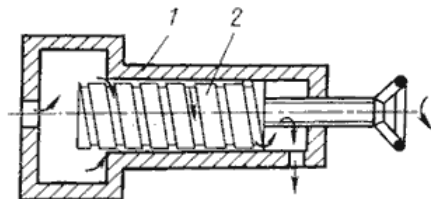


Рисунок 4.45 – Линейный дроссель:  
1 – корпус; 2 – винт

В этом дросселе жидкость движется по винтовой прямоугольной канавке, длину которой можно изменять поворотом винта. Площадь живого сечения и длину канала устанавливают из условия получения в дросселе требуемого перепада давлений и исключения засоремости канала механическими примесями, содержащимися в рабочей

жидкости. В таких дросселях за счет увеличения длины канала можно увеличить площадь его живого сечения, исключив тем самым засорение дросселя во время его работы [10; 16; 27; 28; 31].

*Нелинейные дроссели* характеризуются тем, что режим движения жидкости через них турбулентный, а перепад давлений практически пропорционален квадрату расхода жидкости, поэтому такие дроссели часто называют квадратичными. В них потери давления определяются деформацией потока жидкости и вихреобразованиями, вызванными местными сопротивлениями. Изменение перепада давления, а следовательно, и изменение расхода жидкости через такие дроссели достигается изменением или площади проходного сечения, или числа местных сопротивлений (рисунок 4.46).

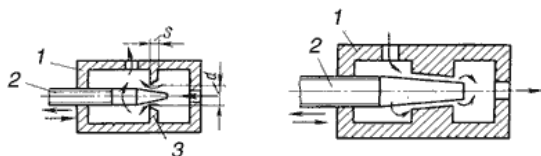


Рисунок 4.46 – Принципиальная схема нелинейного дросселя:  
1 – корпус; 2 – игла; 3 – диафрагма

Основной характеристикой гидродросселя является зависимость расхода  $Q$  от перепада давлений в подводимом и отводимом потоках  $\Delta P$ :  $Q = f(\Delta P)$ . По характеру указанной зависимости дроссели делятся на линейные и нелинейные. В *линейных дросселях* потери давления определяются, в основном, трением жидкости в канале. Расход через дроссель определяется по закону Пуазейля.

Важной характеристикой дросселей является их равномерная и устойчивая работа при малых расходах. Однако устойчивая работа дросселя возможна при уменьшении площади до определенного предела, ниже которого расход становится нестабильным. Это объясняется *облитерацией* – зарастанием проходного отверстия.

Сущность облитерации заключается в том, что в микронеровностях узких каналов задерживаются и оседают твердые частицы, содержащиеся в рабочей жидкости. Если размеры частиц, загрязняющих жидкость, соизмеримы с размером рабочего окна, то может произойти полное его зарастивание и прекращение расхода жидкости через дроссель. При увеличении площади рабочего окна расход жидкости восстанавливается [10; 16; 27; 28; 31].

Причиной облитерации рабочего окна может быть не только недостаточная очистка рабочей жидкости, но и адсорбция поляризованных молекул рабочей жидкости на стенках щели. Адсорбируемые молекулы образуют многорядный слой, толщина которого может достигать 10 мкм. Этот слой способен сопротивляться значительным нормальным и сдвигающим нагрузкам. В конечном итоге происходит постепенное уменьшение площади живого сечения рабочего окна, а при малых значениях и полное его зарастивание. Соответственно уменьшается до нуля и расход жидкости через дроссель. При страгивании с места запорного элемента дросселя адсорбционный слой молекул разрушается, а первоначальный расход восстанавливается. Поэтому, чтобы добиться малого расхода в ответственных гидросистемах, применяют специальные конструкции дросселей. В таких дросселях рабочему органу (игле, пробке, диафрагме и т. д.) сообщаются непрерывные вращательные или осциллирующие движения. Благодаря этим движениям на рабочей поверхности проходного окна дросселя не образуется слой адсорбированных молекул и не происходит зарастивание щели.

*Гидрораспределитель* – это гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в



результате внешнего управляющего воздействия. В машиностроении применяются гидрораспределители кранового или золотникового типа. Клапанные распределители, несмотря на всю их простоту и надежность, применяются редко, так как для их управления требуются значительные усилия.

#### 4.4.5 Гидропривод

*Гидроприводом* называют совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством гидравлической энергии. В нем жидкость служит рабочим телом для восприятия и отдачи механической энергии [10; 16; 27; 28; 31].

По принципу действия гидроприводы делятся на *гидродинамические* и *объемные*. *Гидродинамическим* приводом называется гидравлическая система, в которой в качестве гидравлической передачи применяются лопастные насосные и турбинные колеса, расположенные соосно на предельно близком друг от друга расстоянии. Перенос энергии от ведущего звена к ведомому осуществляется потоком жидкости, а крутящий момент передается в результате изменения момента количества движения рабочей жидкости в рабочих колесах. При этом ведущий и ведомый валы механически не связаны между собой. Благодаря этим особенностям гидродинамический привод чаще называют гидродинамической передачей [10; 16; 27; 28; 31].

*Объемным* гидроприводом называется гидравлическая система, в которой в качестве гидравлической передачи применяются насосы и гидродвигатели объемного действия.

*Объемный* гидропривод – это совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение исполнительных механизмов машин с помощью рабочей жидкости под давлением. В состав объемного гидропривода входят следующие устройства: гидродвигатели, насосы с приводящими двигателями, гидроаппараты, кондиционеры рабочей жидкости, гидроёмкости и гидролинии. Каждое из входящих в состав гидропривода устройств выполняет определенные функции (рисунок 4.47).

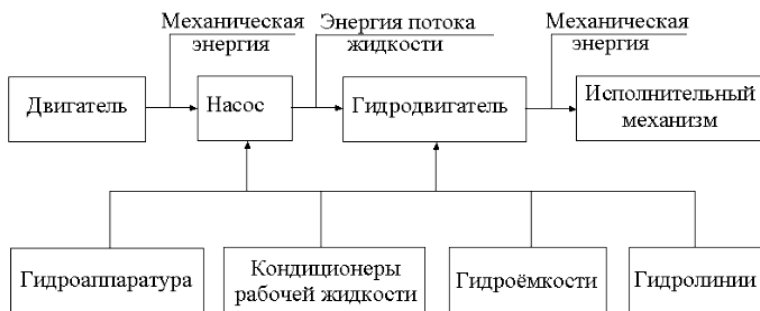


Рисунок 4.47 – Функциональная схема объемного гидропривода

Работа *объемного* гидропривода основана на использовании свойства несжимаемости каплевой жидкости и передачи давления по закону Паскаля (любое изменение давления в какой-либо точке покоящейся жидкости, не нарушающее ее равновесие, передается в остальные ее точки без изменения). Примером объемного гидропривода простейшей конструкции может служить гидравлический пресс.

*Объемные* гидроприводы подразделяются по виду источника энергии на три типа:

1) насосный гидропривод, использующий для подачи рабочей жидкости насосы объемного действия. Насосные гидроприводы бывают с замкнутой циркуляцией, когда жидкость от гидродвигателя поступает во всасывающую линию насоса, и с разомкнутой циркуляцией, когда жидкость от гидродвигателя поступает в гидробак. Насос гидропривода может приводиться в движение электродвигателем, турбиной, дизельным, карбюраторным двигателями, двигателем внутреннего сгорания и др.;

2) аккумуляторный гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель от предварительно заряженного гидроаккумулятора. Такие гидроприводы используются в системах с кратковременным рабочим циклом;

3) магистральный гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель от гидромагистрали, питающей от насосной станции одновременно несколько гидроприводов.

Принцип работы *объемного гидропривода* основан на высоком модуле объемного сжатия рабочей жидкости и законе Паскаля, который гласит, что всякое изменение давления в какой-либо точке покоящейся жидкости, нарушающее ее равновесие, передается в другую точку без изменения. На рисунке 4.48 приведена простейшая схема объемного гидропривода, состоящего из двух гидромашин.

Цилиндр 1 предназначен для работы в режиме насоса, цилиндр 2 – в режиме объемного гидродвигателя (гидроцилиндра). На поршень цилиндра 1 действует сила  $F_1$ , на поршень цилиндра 2 – внешняя нагрузка  $F_2$ .

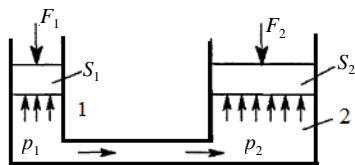


Рисунок 4.48 – Схема простейшего объемного гидропривода

Принцип работы гидропривода заключается в следующем. При принудительном перемещении поршня 1 вниз рабочая жидкость из него вытесняется в цилиндр 2, приводя его в движение. При этом давление  $p_1$ , создаваемое в цилиндре 1 силой  $F_1$ , действует также и на поршень цилиндра 2 (по закону Паскаля). В цилиндрах 1 и 2 устанавливаются статические давления,

которые без учета потерь:  $p_1 = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} = p_2 = p$ . Согласно этой формуле

сила, действующая на поршень цилиндра 2,  $F_2 = pS_2 = F_1 \frac{S_2}{S_1}$ . Следовательно,

чем больше площадь  $S_2$ , тем больше сила  $F_2$ . Скорость выходного звена

$$v_2 = \frac{Q_2}{S_2} = \frac{4Q_2}{\pi D_2^2}.$$

По характеру движения выходного звена различают гидроприводы *поступательного, поворотного и вращательного* движения.

Гидроприводы бывают *регулируемые* и *нерегулируемые*. По способу регулирования скорости гидроприводы делят на три типа:

1) с дроссельным регулированием, когда для регулирования скорости производится дросселирование потока рабочей жидкости и часть потока отводится, минуя гидродвигатель;

2) объемным регулированием, когда регулирование скорости производится в результате изменения рабочих объемов насоса или гидродвигателя;

3) объемно-дроссельным регулированием, когда регулирование скорости осуществляется одновременно двумя способами. Если скорость выходного звена гидропривода поддерживается постоянной и не зависит от внешних воздействий, то гидропривод называется стабилизированным. Если скорость выходного звена изменяется по определенному закону в зависимости от задающего воздействия, то гидропривод называется следящим.

#### 4.4.6 Фильтры и гидроаккумуляторы

Для очистки рабочей жидкости от механических примесей в гидросистемах машин применяют **фильтры**.

**Фильтр** – это устройство, которое сохраняет определенные элементы и пропускает другие. К основным параметрам фильтров относят следующие: номинальную тонкость фильтрации в мкм; номинальное давление жидкости; номинальный расход жидкости; условный проход; допустимый перепад давления на фильтроэлементе; ресурс работы фильтроэлемента. Установлены следующие значения тонкостей фильтрации в мкм: 1, 2, 5, 10, 16, 25, 40, 63, 100 и др.

В результате фильтрования получают два продукта: осадок и фильтрат. *Осадок* – зернистый слой твёрдых частиц, образующийся на фильтровальной перегородке. При фильтровании суспензий осадок (до его просушки) состоит из двух фаз: твёрдых частиц и жидкости, заполняющей свободный объём между частицами.

Осадки подразделяют на сжимаемые и несжимаемые, в зависимости от того, уменьшается пористость осадка при увеличении разности давле-

ний или остаётся постоянной. Уменьшение пористости сжимаемых осадков приводит к росту гидравлического сопротивления, поэтому фильтрование в случае образования таких осадков проводят под вакуумом или при небольшом избыточном давлении (менее 0,1 МПа).

*Фильтрат* – продукт, частично или полностью очищенный от твёрдых частиц, представляющий собой прошедшую через фильтровальную перегородку сплошную фазу разделяемой дисперсной системы (жидкость – при фильтровании суспензий, газ – при фильтровании пыли и дыма). Фильтровальная перегородка должна соответствовать следующим требованиям:

- 1) обеспечивать необходимую степень задержания твёрдых частиц;
- 2) обладать низким гидравлическим сопротивлением;
- 3) иметь механическую прочность и химическую стойкость;
- 4) легко отделяться от осадка и очищаться от частиц (регенерироваться).

Следует отметить, что проскок твёрдых частиц в начальный период фильтрования не является достаточным основанием считать фильтровальную перегородку непригодной. Свою предельную задерживающую способность фильтровальная перегородка приобретает после оседания в порах мелких частиц и возникновения на перегородке тонкого слоя осадка. Чтобы исключить проскок частиц в фильтрат, необходимо при снятии осадка с перегородки оставлять его тонкий слой.

В некоторых случаях применяют вспомогательные вещества (кварцевый песок, диатомит, силикагель, древесный уголь и др.), которые образуют на фильтровальной перегородке вспомогательный слой осадка, с одной стороны, препятствующий проскоку части через перегородку, а с другой стороны, – предотвращающий возрастание гидравлического сопротивления вследствие забивания пор перегородки частицами разделяемой дисперсной системы.

В промышленности используют следующие виды фильтровальных перегородок: гибкие (хлопчатобумажные, шерстяные и синтетические ткани, ткани из стекловолокна, асбестовые ткани), негибкие (пластины, трубы, патроны из пористой керамики или стекла, а также полученные спеканием и прессованием металлического порошка), металлические сетки (занимают промежуточное положение между гибкими и негибкими перегородками) [10; 16; 27; 28; 31].

*Гидроаккумулятор* – это устройство для накопления резервного объема жидкости, находящейся под давлением, т. е. гидравлической энергии. Это позволяет накапливать энергию сжатого газа или пружины и передавать её в гидросистему потоком жидкости, находящейся под давлением.

Устройство гидроаккумулятора приведено на рисунке 4.49.



Рисунок 4.49 – Устройство гидроаккумулятора

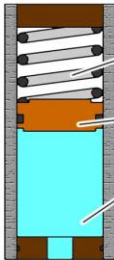
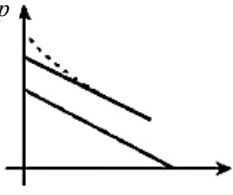

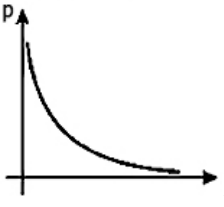
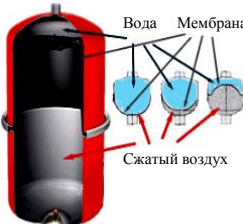
Основными функциями гидроаккумуляторов являются: накопление гидравлической энергии и рабочей жидкости, демпфирование механических и гидравлических ударов, снижение пульсаций, а также компенсации утечек и увеличения объема жидкости, поддержание давления в системе. Различают следующие виды гидроаккумуляторов: грузовые, пружинные, гидропневматические, баллонные, мембранные, поршневые, которые помимо размеров и объемов отличаются конструкционным исполнением (таблица 4.27).

Ввиду ряда недостатков гидроаккумуляторы с механическим накоплением энергии не получили широкого распространения и имеют ограниченное применение. Наиболее широкое применение на практике во всём мире получили пневмогидравлические аккумуляторы.

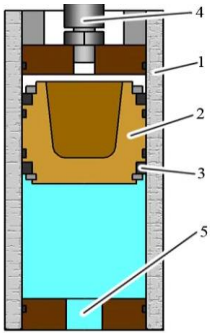
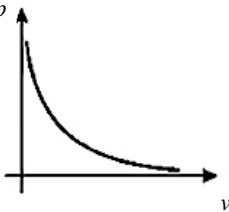
Таблица 4.27 – Конструкционные особенности гидроаккумуляторов

Гидроаккумулятор	Полиτροпный процесс сжатия и расширения газа	Конструкционные особенности
<p>Грузовой</p>		<p>На жидкость действует нагрузка, вызванная силой тяжести. При зарядке такого аккумулятора жидкость поступает под поршень 1, на котором установлен груз 2, при поступлении жидкости поршень вместе с грузом поднимается. При разрядке груз давит на поршень, который передает энергию жидкости 3 под давлением, истекающей из гидроаккумулятора</p>

Продолжение таблицы 4.27

Гидроаккумулятор	Полиτροпный процесс сжатия и расширения газа	Конструкционные особенности
<p>Пружинный</p> 		<p>При зарядке пружинного гидроаккумулятора вместо поднятия груза поршень 1 сжимает пружину 2. При разрядке пружина, разжимаясь, передает накопленную энергию, воздействуя на поршень, который, в свою очередь, давит на жидкость 3</p>
<p>Баллонный с мембраной в виде груши</p> 		<p>Бак, наполненный водой под давлением, погружен в эластичный каучуковый баллон, в пространство вокруг которого накачен воздух под определенным давлением. Это позволяет при первой необходимости (когда давление в трубах падает), «выдавливает» из баллона воду в систему и выравнивает общее давление в системе. Когда давление воздуха и воды в гидроаккумуляторе станут практически равны – давление в системе водоснабжения начнет постепенно падать, что обеспечивает достаточные пороговые значения давления в системе, определенные для включения и выключения автоматики</p>
<p>Мембранный с перегородкой, разделяющей рабочую область</p> 		<p>Пространство бака разделено на две части эластичной герметичной мембраной, при этом в одну часть бака закачивается воздух, в другую – вода. Принцип тот же, что и у баллонного – сжатый воздух через мембрану «выдавливает» воду из бака. Однако в таких гидроаккумуляторах мембрана не сменная, а вода находится внутри металлического баллона</p>

Окончание таблицы 4.27

Гидроаккумулятор	Полиτροпный процесс сжатия и расширения газа	Конструкционные особенности
<p>Поршневой</p> 		<p>На поршень с одной стороны действует давление сжатого газа, с другой – давление жидкости. Поршневой аккумулятор состоит из корпуса 1, в котором расположен поршень 2 с уплотнениями 3, обеспечивающими герметичное разделение газа и жидкости. Зарядка гидропневмоаккумулятора газом осуществляется через заправочный вентиль 4, подвод жидкости – через канал 5</p>

### Контрольные вопросы

- 1 В чём заключается отличие насоса от насосного агрегата?
- 2 Что называется насосной установкой?
- 3 Что такое гидродвигатель?
- 4 Назовите основные параметры насосов?
- 5 Что такое напор насоса?
- 6 Назовите единицу измерения напора насоса?
- 7 Назовите виды напора насоса?
- 8 Что такое подача насоса?
- 9 Классификация объемных насосов.
- 10 Классификация динамических насосов.
- 11 Назовите принцип работы поршневого насоса.
- 12 Назовите виды поршневых насосов.
- 13 Назовите принцип работы плунжерного (скальчатого) насоса.
- 14 Назовите принцип работы роторного насоса.
- 15 Назовите принцип работы перистальтического насоса.
- 16 Назовите принцип работы крыльчатого насоса.
- 17 Назовите принцип работы водокольцевого насоса.
- 18 Назовите принцип работы мембранного насоса.
- 19 Назовите принцип работы лопастного насоса.
- 20 Назовите принцип работы центробежного насоса.
- 21 Назовите принцип работы осевого насоса.
- 22 Назовите принцип работы вихревого насоса.
- 23 Назовите принцип работы пневматического насоса.

- 24 Назовите виды пневматических насосов.
- 25 Назовите принцип работы струйного насоса.
- 26 Какие параметры работы насосов определяются по их графическим паспортным характеристикам?
- 27 Перечислите способы и области применения регулировок работы насосов?
- 28 Назовите преимущества и недостатки регулировки насоса дросселированием.
- 29 Что такое гидродроссели?
- 30 Назовите виды гидродросселей.
- 31 Что такое гидрораспределитель?
- 32 Назовите классификацию гидроприводов исходя из принципа действия.
- 33 Что называется облитерацией?



## **5 ПРИМЕНЕНИЕ НАСОСОВ В ПОЖАРНОЙ И АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКЕ**

---

### **5.1 Основные виды пожарных насосов и их технические характеристики**

**Пожарный насос** представляет собой гидравлический агрегат, используемый с целью подачи воды высокого давления как средство для пожаротушения. Особой характеристикой данного пожарного агрегата, отличающей его от других, является возможный объем воды, подаваемый за 1 секунду (от 40 л/с).

**Пожарный насос** – это также устройство для подачи воды и огнетушащих средств к месту тушения пожара. Пожарные насосы устанавливаются на пожарную технику – пожарные автоцистерны, мотопомпы, насосные станции и другие устройства.

**Насосная установка** – это пожарный насос с коммуникациями всасывания, нагнетания, забора, смешения и дозирования пенообразователя.

Насосы в зависимости от их конструктивных особенностей и основных параметров классифицируются на насосы *нормального давления, высокого давления, комбинированные*.

**Насосы нормального давления** – это одно- или многоступенчатые пожарные насосы, обеспечивающие подачу воды и огнетушащих растворов при давлении на выходе до 1,6 МПа.

**Насосы высокого давления** – это многоступенчатые пожарные насосы, обеспечивающие подачу воды и огнетушащих растворов при давлении на выходе от 1,6 до 5,0 МПа.

**Насосы комбинированные** – это насосы, состоящие из последовательно соединенных насосов нормального и высокого давления, имеющих общий привод.

Работа всех насосов с механическим приводом характеризуется двумя процессами: всасывания и нагнетания перекачиваемой жидкости. При этом насос любого типа характеризуется величиной подачи жидкости, развиваемой напором, высотой всасывания и величиной коэффициента полезного действия [3; 4].

Наибольшее применение в пожарной технике нашли следующие виды насосов: центробежные, струйные, шестеренные, шиберные, шиберно-роликовые, водокольцевые, поршневые, плунжерные и диафрагменные (рисунок 5.1).

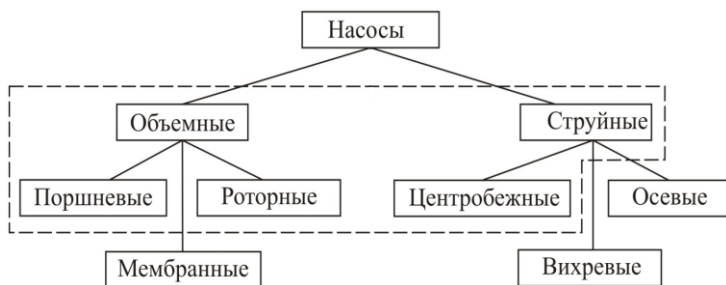


Рисунок 5.1 – Классификация пожарных насосов

По своему назначению специальное оборудование и автоматические установки, используемые для оперативного устранения очагов возгорания, принято разделять на *агрегатные* и *модульные*. Поэтому станция пожаротушения, используемая в качестве универсальной установки, оснащенная нужными средствами, предполагает управление вручную или установку автоматики, устройств слежения [3; 4]. Среди основных способов борьбы с огнем используется разнообразное оборудование:

- локальные установки;
- роботизированные тушители открытого огня;
- объемные насосы;
- поверхностные агрегаты.

Насосная установка для эффективного пожаротушения представлена:

- водяными моделями;
- газовыми установками.

В водяных моделях насосов при пожаре используются специальные огнетушащие вещества. Установки отличаются устройствами систем орошения – могут быть *дренчерными* и *спринклерными*.

Обеспечивая безопасность и защиту при локализации очагов возгорания, необходимо правильно подбирать насос для пожаротушения, ориентируясь на особенности и виды предложенных устройств, способы применения автоматизированных установок.

Среди ходовых позиций пожарный насос представлен центробежным устройством. Основными элементами циркуляционного оборудования являются:

- кожух установки;
- рабочие составляющие (колесо, подводы и отводы);
- опоры для монтажа вала;
- надежное уплотнение системы.

Основные характеристики насосов, независимо от их устройства:

- объем подаваемой воды или другого тушащего вещества в единицу времени (подача), л/с или м<sup>3</sup>/с;

- напор (на сколько поднимается струя), м;
- расстояние от поверхности воды до горизонтальной оси насоса (высота всасывания), м;
- частота, с которой вращается вал, об/мин;
- КПД (коэффициент полезного действия).

## 5.2 Пожарные мотопомпы: классификация, устройство и принцип работы

Одним из эффективных средств пожаротушения, подающих воду или пену, служит **пожарная мотопомпа**, являющаяся насосным агрегатом с приводом от бензинового или дизельного двигателя, снабженным комплектом пожарно-технического оборудования.

Основным назначением для использования **пожарных мотопомп** является:

- забор воды из пожарных водоемов, резервуаров, со специально оборудованных пирсов с последующей подачей под давлением на тушение очагов пожара воды или пены, полученной с использованием раствора пенообразователя;
- подача воды от гидрантов наружной сети противопожарного водоснабжения;
- перекачка воды, заполнение емкостей, приспособленных для пожаротушения сельскохозяйственной техники, транспортируемых автоцистерн, пожарных вертолетов;
- укомплектование пожарных поездов, судов.

Полная автономность, простота эксплуатации, конструктивная надежность сделали **пожарные мотопомпы** незаменимым техническим средством для тушения очагов пожаров, возникающих в сельской местности, на территории заготовительных, перерабатывающих предприятий, производственных объектов, расположенных вдали от центров цивилизации [3; 4; 19]. Кроме того, **пожарные мотопомпы** активно и эффективно используются по следующим вариантам хозяйственного назначения, что подтверждает факт более широкого назначения таких технических устройств, нежели только противопожарное применение, а именно:

- забор, перекачка и подача чистой воды для полива садовых, дачных участков земли, сельскохозяйственных угодий, заполнение емкостей;
- откачка загрязненной воды из затопленных подвальных этажей зданий, колодцев различного назначения в ходе устранения аварийных ситуаций в работе коммунальных служб; осушение котлованов, траншей, трюмов речных, морских судов;
- откачка воды при проведении поисковых работ, археологических раскопок;

- аварийное осушение, сброс воды из бассейнов, резервуаров, водоемов;
- ирригационные работы.

Кроме того, **пожарные помпы**, отличающиеся высокой мобильностью, активно применяются для осушения водоемов как естественного, так и искусственного происхождения, а также для откачивания жидкой среды из различных резервуаров и их наполнения.

Общими конструктивными особенностями **пожарных мотопомп** является наличие в их оснащении устройств следующих элементов:

- приводного двигателя;
- насоса;
- металлической рамы, которая выполняет несущую функцию и защищает все элементы конструкции помпы от вибрационных колебаний;
- топливного бака, от емкости которого зависит, сколько мотопомпа пожарная может работать без перерыва (довольно хорошими показателями продолжительности работы без дозаправки обладают модели, емкость топливного бака которых составляет не менее 6 л).

Классификация **пожарных мотопомп** приведена в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Классификация пожарных мотопомп

Классификационный признак	Краткая характеристика
Вид двигателя	Карбюраторный
	Дизельный
	Электрический
Конструктивные особенности	Давление до 2,0 МПа
	Давление не менее 2,0 МПа
Способ транспортировки при эксплуатации	Переносные (доставляемые вручную)
	Прицепные (перевозимые автомобильным транспортом)
Охлаждение	Водяное (автономное)
	Водяное (перекачиваемой жидкостью)
	Воздушное
Конструкции вакуумной системы насоса	Газоструйные эжекторы, шиберные ротационные насосы, автоматические вакуумные насосы мембранного или поршневого типа

Основная отличительная особенность **пожарной мотопомпы** от обычной заключается в том, что она создает высокое давление – до 2 МПа и выше, обеспечивает расход воды до 1200 л/мин или больше и имеет длину струи 30–80 м для эффективного тушения пожара. **Пожарные мотопомпы** высокого давления на выходе имеют напор, превышающий 2 МПа. Бытовые мотопомпы обычно ограничиваются расходом воды от 130 до 500 л/мин [3; 4; 19].

Основные характеристики *пожарной мотопомпы*:

- производительность, л/мин;
- высота подачи воды, м;
- мощность двигателя;
- масса;
- габариты;
- вид топлива.

По уровню мобильности различают *переносные* пожарные мотопомпы и устройства *прицепного* типа. Первые, как следует из их названия, переносятся в ручном режиме, для чего их рама оснащается специальными ручками (рисунок 5.2).



Рисунок 5.2 – Устройство переносной пожарной мотопомпы

*Переносная пожарная мотопомпа* монтируется на раме, которая позволяет переносить агрегат в руках, закреплять на автотранспорте и устанавливать на грунт. Рукоятку покрывают теплоизоляционным материалом [19; 34].

К переносным пожарным мотопомпам относятся мотопомпы М-600А и МП-800Б. Например, мотопомпа М-600А состоит из одноцилиндрового двухтактного карбюраторного двигателя внутреннего сгорания, центробежного насоса, которые смонтированы на общей раме, имеющей рукоятки для переноски мотопомпы. Производительность мотопомпы – 600 л/мин, мощность двигателя при 3000 об/мин – 9,6 кВт (13 л. с.), расход топлива – 6,8 л/ч, масса – 77 кг, гарантированный моторесурс – 650 ч. Всасывание воды производится ротационным вакуум-насосом, имеющим фрикционный привод от маховика двигателя.

Мотопомпа МП-800Б отличается от мотопомпы М-600А более мощным двухтактным двухцилиндровым двигателем и газоструйным вакуум-

аппаратом. Производительность мотопомпы – 800 л/мин, мощность двигателя – 17,2 кВт (23,5 л. с.) при 3500 об/мин, расход топлива – 9 л/ч. Емкость топливного бака позволяет бесперебойно подавать воду в течение 2 часов. Гарантированный моторесурс – 540 ч. Масса мотопомпы с топливом – 94 кг. Двигатель снабжен трехрежимным ограничителем оборотов, ограничивающим обороты коленчатого вала на режимах холостого хода всасывания. Ограничитель оборотов состоит из собственно ограничителя оборотов и гидравлического диафрагменного датчика, соединенных между собой маслопроводом.

*Прицепная пожарная мотопомпа* размещается на базе автоприцепа, в соответствии с его техническими характеристиками по грузоподъемности или на одноосной колесной тележке, которая перемещается при помощи автотранспортного средства (рисунок 5.3).



Рисунок 5.3 – Прицепная пожарная мотопомпа «Гейзер МП-40/100 П ТЭК»

*Прицепная пожарная мотопомпа* является более мощным устройством, что позволяет подавать на ликвидацию очагов пожара как воду, так и механическую пену, генерируемую из водных растворов пожарных пенообразователей.

Главное преимущество *прицепной пожарной мотопомпы* – автономность. Ее можно перевезти практически в любое место, установить там, где нет электричества и водопровода. Источником воды могут быть искусственные или природные водоемы. Иногда ее подключают к гидрантам, если горящий объект находится слишком далеко, и водопроводного напора не хватает для пожаротушения. Например, высоконапорная пожарная мотопомпа «Гейзер МП-40/100 П ТЭК» с бензиновым двигателем и электростартером дает струю воды высотой до 190 м и имеет максимальную производительность 1200 л/мин. Двигатель используется 4-тактный (ВАЗ 2108), что позволяет без затруднений проводить ремонт в случае поломки. На одном полном баке, емкость которого 20 л, пожарная мотопомпа может проработать до 2 часов.

К *прицепным пожарным мотопомпам* также относятся мотопомпы МП-1400 и МП-1600, которые монтируются на одноосных автомобильных прицепах и состоящие из четырехтактного четырехцилиндрового карбюраторного двигателя, центробежного насоса, полуавтоматической вакуумной системы, комплекта противопожарного оборудования и аккумуляторной батареи для запуска двигателя. На мотопомпах установлен двигатель ЗМЗ-451, развивающий мощность 51,5 кВт (70 л. с.) при 3800 об/мин: производительность насоса при напоре 889 кПа (90 мм вод. ст.) и высоте всасывания 3,5 м – 1500 л/мин, максимальная высота всасывания – 7 м, при этом забор воды происходит за 30 с. Всасывание воды производится газоструйным вакуум-аппаратом, работающим от выхлопных газов двигателя. Полуавтоматическая вакуумная система включается автоматически при обрыве столба воды во всасывающей системе.

Помимо работы с водой, пожарные мотопомпы перекачивают пенную смесь для тушения пожаров. При этом контроль за работой насосов, мотора, генератора пены происходит с помощью панели управления [3; 4; 19; 34].

#### 5.4 Требования к пожарным мотопомпам

К *пожарным мотопомпам* предъявляются следующие основные требования:

- небольшие габариты и масса, что особенно важно для переносных мотопомп;
- постоянная готовность к работе и хорошие пусковые свойства двигателя, которые должны сохраняться и при отрицательной температуре окружающей среды;
- высокая надежность работы двигателя, насоса и всех других систем при температуре среды от –30 до +40 °С;
- двигатель мотопомпы должен быть хорошо уравновешен при всех режимах работы агрегата;
- система охлаждения должна обеспечивать возможность непрерывной шестичасовой работы мотопомпы при номинальном режиме и температуре окружающей среды до 40 °С;
- гарантийный срок службы не менее 600 ч;
- время забора воды с 5-метровой высоты всасывания для мотопомпы всех типов не должно превышать 40 с;
- запас топлива в баке должен обеспечивать не менее двух часов работы агрегата при номинальном режиме;
- простота и удобство управления и обслуживания; число рычагов и рукояток управления, а также число точек смазки должно быть минимальным;
- шасси *прицепных пожарных мотопомп* должно удовлетворять всем требованиям, предъявляемым к автомобильным прицепам, а их колеса должны вписываться в колею грузовых автомобилей [19; 34].

Помимо вышеизложенного для обеспечения постоянной технической готовности **пожарных мотопомп** предусматриваются следующие виды и периодичность технического обслуживания:

- ежедневное техническое обслуживание;
- техническое обслуживание ТО-1 (проводится через каждые 50 часов работы);
- техническое обслуживание ТО-2 (проводится через каждые 100 часов работы).

### **Контрольные вопросы**

- 1 Назовите основные виды пожарных насосов?
- 2 Классификация пожарных мотопомп.
- 3 Устройство и принцип работы пожарных мотопомп.
- 4 Требования к пожарным мотопомпам.



## 6 КАВИТАЦИЯ НАСОСОВ И ПУТИ ЕЕ УСТРАНЕНИЯ

### 6.1 Общие положения

При эксплуатации насосов, имеющих давление во всасывающем трубопроводе ниже атмосферного, либо при перекачивании высокотемпературных жидкостей, либо при высоте всасывания выше допустимой, в трубопроводе может возникнуть явление *кавитации*, сопровождаемое характерной вибрацией, потрескиванием, шипением и прочими шумами внутри насоса и ведущее к быстрому износу его рабочего колеса. Это явление ограничивает возможности действия насосов, турбин, а также гребных винтов [32].

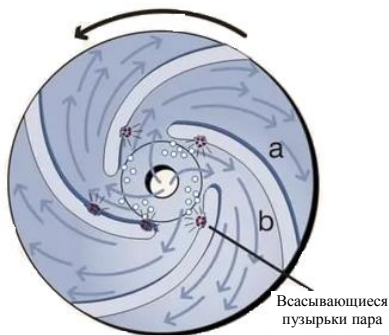


Рисунок 6.1 – Кавитация рабочего насоса:

*a* – передняя кромка лопаток рабочего колеса; *b* – задняя кромка лопаток рабочего колеса

Причиной возникновения пузырьков является локальное снижение давления на всасывающей стороне насоса, в которой часть воды закипает (рисунок 6.1).

Причиной возникновения пузырьков является локальное снижение давления на всасывающей стороне насоса, в которой часть воды закипает (рисунок 6.1).

*Кавитацией* также называется местное выделение из жидкости газов и паров (вскипание жидкости) с последующим разрушением (конденсацией и смыканием) выделившихся парогазовых пузырьков, сопровождающееся непрерывными гидравлическими микроударами высокой частоты, большими давлениями и температурами в центрах конденсации. Во время разрушения пузырьков характерным для данного процесса образом по центру пузырька образуется «микросопло», где жидкость получает огромное ускорение и оказывает точечное воздействие на поверхность рабочего колеса. В результате этого мельчайшие частички металла вырываются механическим путем с поверхности крыльчатки или корпуса насоса. Если кавитация возникает всегда на одном и том же месте, через некоторое время там образуются все более глубокие отверстия или выемки (рисунок 6.2).

Во время разрушения пузырьков характерным для данного процесса образом по центру пузырька образуется «микросопло», где жидкость получает огромное ускорение и оказывает точечное воздействие на поверхность рабочего колеса. В результате этого мельчайшие частички металла вырываются механическим путем с поверхности крыльчатки или корпуса насоса. Если кавитация возникает всегда на одном и том же месте, через некоторое время там образуются все более глубокие отверстия или выемки (рисунок 6.2).

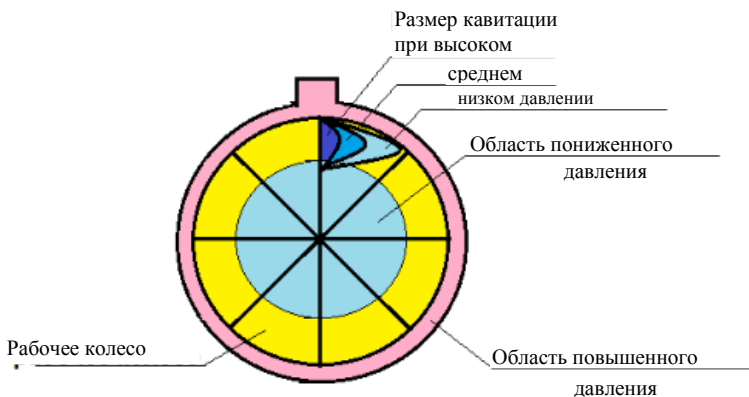


Рисунок 6.2 – Размер кавитации в зависимости от давления

Явление *кавитации* носит локальный характер и возникает только там, где есть соответствующие условия, что приводит:

- к выделению пара и растворенных газов из жидкости в тех областях, где давление жидкости равно или меньше давления насыщенных ее паров;
- местному повышению скорости движения жидкости в том месте, где возникло парообразование и беспорядочное движение жидкости;
- конденсации пузырьков пара, увлеченных потоком жидкости в область повышенного давления с последующим резким уменьшением объема и гидравлическим ударом в микроскопических зонах и к большим площадям разрушения (многократно повторяющиеся механические воздействия при конденсации пузырьков вызывают механический процесс разрушения материала рабочего колеса);

– химическому разрушению металла в зоне кавитации кислородом воздуха, выделившегося из жидкости при прохождении ее в зонах пониженного давления, приводит к коррозии, действующей одновременно с циклическими механическими воздействиями, снижает прочность металла.

Кавитация, может происходить не только в рабочем колесе, но и в направляющем аппарате или в спирали, хотя здесь она наблюдается сравнительно редко [32].

Явление кавитации в насосах сопровождается вскипанием жидкости и является термодинамическим процессом, определяемым свойствами жидкости: давлением, температурой, скрытой теплотой парообразования, теплоемкостью (рисунок 6.3).

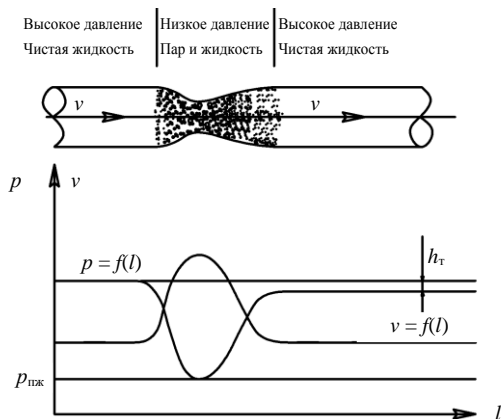


Рисунок 6.3 – Кавитация потока жидкости и ее график

Различают три стадии кавитации: *начальную, развитую и суперкавитацию*.

При *начальной* стадии кавитационная область отсутствует. *Развитая* стадия отличается наличием значительных кавитационных каверн на обтекаемом теле. В условиях *суперкавитации* весь обтекаемый элемент находится в зоне кавитационной каверны.

## 6.2 Кавитации в центробежных насосах

У классических центробежных насосов часть жидкости из области высокого давления проходит через щель между рабочим колесом и корпусом насоса в зону низкого давления. Когда насос работает с существенным отклонением от расчётного режима в сторону повышения давления нагнетания, расход утечек через уплотнение между рабочим колесом и корпусом возрастает (из-за увеличения перепада давления между полостями всасывания и нагнетания). Из-за высокой скорости жидкости в уплотнении возможно появление *кавитационных* явлений, что может привести к разрушению рабочего колеса и корпуса насоса. Как правило, в бытовых и промышленных случаях режим кавитации в рабочем колесе насоса возможен при резком падении давления в системе отопления или водоснабжения: например, при разрыве трубопровода, калорифера или радиатора. При резком падении давления в зоне рабочего колеса насоса образуется вакуум, вода при низком давлении начинает вскипать. При этом напор резко падает. Режим кавитации приводит к эрозии рабочего колеса насоса, и насос выходит из строя.

Таким образом, кавитация в центробежных насосах сопровождается нарушением неразрывности потока в насосе и отражается на его нормальных характеристиках. Последствия кавитации в насосах оказывают непосредственное влияние на характеристики насоса. Начальная стадия *кавитации*, ограниченная небольшой областью (местная кавитация), не сказывается за-

метно на подаче и напоре насоса и проявляется характерным потрескиванием в области всасывания, обусловленным гидравлическими ударами. Местная кавитация в насосах может сопровождаться разрушением материала колеса или корпуса насоса. *Кавитация* более развитая приводит к уменьшению подачи, напора и КПД насоса, а затем и к полному срыву его работы.

Режим, при котором начинается падение напора и мощности называется *первым критическим*. Ему соответствует первый критический кавитационный запас  $\Delta h_{кр}$ . При дальнейшем уменьшении кавитационного запаса (т. е. увеличение вакуума на всасывании) происходит резкое уменьшение напора и мощности. Кавитационный запас на этом режиме называется вторым критическим или срывным  $\Delta h_{ср}$ . У тихоходных насосов первый критический режим может не обнаруживаться. В этом случае приходится ограничиваться только вторым критическим режимом.

На рисунке 6.4 показано влияние кавитации на характеристики насоса, где критический кавитационный запас  $\Delta h_{кр}$  соответствует возникновению в центробежном насосе фазы *развитой* кавитации, при которой наблюдается 2–3%-ное падение напора. Он определяется экспериментально, путем снятия частных кавитационных характеристик насоса.

Работа насоса между первым и вторым критическим режимом может быть допущена, если не предъявляется требование надежности или если работа краткосрочная. Для этого чтобы не получилось, что насос из-за недостаточного учета всех факторов работает в режиме кавитации, назначают небольшое превышение допустимого кавитационного запаса над критическим. При больших кавитационных запасах кавитационные явления отсутствуют и величины напора и мощности при разных кавитационных запасах не изменяются.

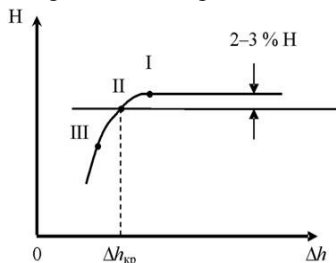


Рисунок 6.4 – Частная кавитационная характеристика центробежного насоса:  
 I – режим начальной кавитации;  
 II – критический режим;  
 III – режим суперкавитации

### 6.3 Кавитация в лопастных насосах

В лопастном насосе паровая *кавитация* возникает на лопатке рабочего колеса обычно вблизи её входной кромки. Давление здесь значительно ниже давления во входном патрубке насоса вследствие местного возрастания скорости при натекании на лопатку и из-за гидравлических потерь в подводе. Поэтому в лопастных насосах, ввиду циркуляционного обтекания лопастей, при котором скорость жидкости на вогнутых их поверхностях больше, чем на выпуклых, кавитация имеет место на вогнутых поверхностях лопастей вблизи их входных кромок. При движении жидкости вдоль межлопастного канала за счет действия центробежного эффекта давление повышается и пузырьки захлопываются.

## 6.4 Последствия кавитации в насосах

Последствия **кавитации** в насосах сопровождается негативными процессами, отрицательно сказывающимися на работе насоса, среди которых шум и вибрация, возникающие при разрушении кавитационных пузырьков в зоне повышенного давления. Уровень шума зависит от размеров насоса. Кавитационный шум проявляется в виде характерного потрескивания в зоне выхода в рабочее колесо.

Снижение параметров насоса при наличии развитой кавитации по-разному сказывается для насосов с разными коэффициентами быстроходности и зависит от значения и влияния кавитационной зоны. При низкой быстроходности параметры снижаются резко. Для насосов с высоким коэффициентом быстроходности характерно постепенное снижение параметров. Если кавитационная зона занимает все сечение канала, то происходит срыв (прекращение) подачи насоса.

Кавитационное разрушение материалов (питтинг) происходит при длительной работе насоса в условиях кавитации в местах захлопывания пузырьков. Питтинг имеет место как при начальной, так и при развитой кавитации.

Эксплуатация насосов с подачей, больше расчетной, также иногда приводит к кавитационным повреждениям элементов рабочих колес и корпусных деталей. Считается, что кавитационное разрушение материала происходит из-за механического воздействия кавитирующего потока на материал.

Следует различать разрушение, вызванное кавитацией, коррозией и эрозией. Коррозия является следствием химического и электролитического воздействия сред на металл, а эрозия происходит в результате отрыва частиц металла твердыми телами, транспортируемыми перекачиваемой жидкостью (например, песком).

Наличие материалов, стойких против кавитационных разрушений, неизвестно. Все материалы быстрее или медленнее разрушаются. Более стойкими являются материалы, которые наряду с механической прочностью обладают химической стойкостью, как, например, бронза. Сильно подвержены кавитационному разрушению чугун и углеродистая сталь. Наиболее кавитационно устойчивой считается нержавеющая сталь. Применение кавитационно стойких материалов может обеспечить непродолжительную работу насоса без заметного разрушения в условиях частичной кавитации. Такая возможность представляет значительные преимущества, например в условиях кратковременной перегрузки насоса.

## 6.5 Снижение кавитации

Основным способом борьбы с *кавитацией* является максимальное снижение разрежения в зонах возможной кавитации, которое частично может быть достигнуто за счет повышения окружающего давления. В частности, в борьбе с *кавитацией* во всасывающей камере насосов основным является

обеспечение на всасывании такого давления, которое способно было бы преодолеть без разрыва потока жидкости гидравлические потери во всасывающей магистрали и в самой камере всасывания, включая сопротивление, обусловленное инерцией жидкости. Помимо этого для обеспечения бескавитационных условий работы насосов применяют также различные конструктивные усовершенствования (таблица 6.1).

Таблица 6.1 – Пути снижения кавитации

Направление	Краткая характеристика
Размещение гидробака выше всасывающей камеры насоса	Создание перед насосом давления выше атмосферного за счет гидравлического сопротивления всасывающего трубопровода, не позволяющего обеспечить полное заполнение рабочих камер насоса
Увеличение диаметра всасывающего трубопровода	Повышение всасывающей способности насоса за счет снижения его гидравлического сопротивления
Уменьшение длины всасывающего трубопровода	Повышение всасывающей способности насосов за счет снижения путевых потерь гидрролинии
Снижение местных сопротивлений	Повышение всасывающей способности насосов (существенно больше, чем уменьшение длины трубопровода)
Увеличение площади и изменение формы всасывающего отверстия при одинаковом диаметре за счет применения скошенного под углом 30–45 °С патрубка	Повышение всасывающей способности насосов за счет увеличения в 1,4–1,6 раза площади всасывающего отверстия
Применение гидробаков с давлением выше атмосферного	Повышение всасывающей способности насосов
Применение эжекции во всасывающем трубопроводе	Повышение всасывающей способности насоса за счет использования кинетической энергии струи жидкости для создания избыточного давления во всасывающей камере насоса
Оптимизация вязкости рабочей жидкости	Повышение всасывающей способности насоса за счет уменьшения вязкости рабочей жидкости
Уменьшение шероховатости внутренней поверхности всасывающего трубопровода	Повышение всасывающей способности насосов при низких температурах, когда шероховатость оказывает большее влияние на коэффициент трения вязкой жидкости
Дегазация рабочей жидкости	Повышение всасывающей способности насосов при оптимальных температурах рабочей жидкости

### Контрольные вопросы

- 1 Чем отличается кавитация в центробежных насосах от лопастных?
- 2 Перечислите последствия кавитации в насосах?
- 3 Пути снижения кавитации.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Аникин, Ю. В.** Насосы и насосные станции / Ю. В. Аникин, Н. С. Царев, Л. И. Ушакова. – Екатеринбург : Уральский федеральный ун-т, 2018. – 138 с.
- 2 **Башта, Т. М.** Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т. М. Башта. – М. : Книга по Требованию, 2012. – 167 с.
- 3 **Боднарук, В. Б.** Пожарное аварийно-спасательное оборудование. Пожарные насосы : пособие для курсантов и слушателей специальности 1-94 01 01 «Предупреждение и ликвидация чрезвычайных ситуаций» инж. фак. и фак. заоч. обучения / В. Б. Боднарук, И. М. Вертячих, В. К. Сазонов ; М-во по чрезвычайным ситуациям Респ. Беларусь, Гомель. инженер. ин-т. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2012. – 160 с.
- 4 **Боднарук, В. Б.** Пожарная аварийно-спасательная техника. Основные пожарные автомобили : практикум для курсантов и студентов по специальности 1-94 01 01 «Предупреждение и ликвидация чрезвычайных ситуаций» / В. Б. Боднарук, А. О. Королев. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2014. – 105 с.
- 5 **Вихарев, А. Н.** Гидравлика. Режимы движения, уравнение Бернулли, потери напора, каналы / А. Н. Вихарев, И. И. Долгова : учеб. пособие. – Архангельск : Изд-во АГТУ, 2001. – 92 с.
- 6 **Галдин, Н. С.** Основы гидравлики и гидропривода / Н. С. Галдин : учеб. пособие. – Омск : Изд-во СибАДИ, 2006. – 145 с.
- 7 Гидравлика и гидропривод в примерах и задачах: учеб. пособие / Г. Я. Суров [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – Архангельск : Северный (Арктический) федеральный университет, 2010. – 338 с.
- 8 Гидравлика, гидромашин и гидропневмопривод : учеб. пособие / под ред. С. П. Стесина. – М. : ИЦ «Академия», 2005. – 384 с.
- 9 **Дмитриченко, А. С.** Гидравлика и гидропривод. Лабораторный практикум : учеб.- метод. пособие для студентов специальностей 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса», 1-46 01 01 «Лесоинженерное дело», 1-46 01 02 «Технология деревообрабатывающих производств», 1-36 06 01 «Полиграфическое оборудование и системы обработки информации», 1-36 07 01 «Машины и аппараты химических производств и предприятий строительных материалов» / А. С. Дмитриченко, Е. С. Санкович, А. Б. Сухоцкий. – Минск : БГТУ, 2014. – 96 с.
- 10 Гидравлические и пневматические системы транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования : учеб. пособие / В. В. Буренин [и др.]. – М. : филиал ФГУП «ЦЭНКИ» – КБТХМ, 2017. – 217 с.
- 11 **Иванов, Р. А.** Гидравлика и гидропневмопривод. Ч. 1 : Гидравлика : учеб. / Р. А. Иванов, Я. А. Иванов, С. В. Гераськин. – Балашиха : Изд-во ВТУ, 2004. – 210 с.
- 12 **Караваев, А. Е.** Очерк по истории развития лопастных насосов / А. Е. Караваев; ГОСЭНЕРГОИЗДАТ. – М.-Л., 1958. – 72 с.
- 13 **Карасев, Б. В.** Насосы и насосные станции : учеб. для вузов / Б. В. Карасев. – Минск : Высш. шк., 1990. – 326 с.
- 14 **Карелин, В. Я.** Насосы и насосные станции : учеб. для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / В. Я. Карелин, А. В. Минаев. – М. : Стройиздат, 1986. – 396 с.

15 **Кордон, М. Я.** Гидравлика : учеб. пособие / М. Я Кордон, В. И. Симакин, И. Д. Горешник. – Пенза : ПГУ, 2005. – 189 с.

16 Методы и приборы для измерения давления : учеб.-метод. пособие для студентов специальности 1-37 03 02 «Кораблестроение и техническая эксплуатация водного транспорта» / В. В. Кулебякин. – Минск : БНТУ, 2015. – 36 с.

17 **Лепешкин, А. В.** Гидравлика и гидропневмопривод : учеб. / А. В. Лепешкин, А. А. Михайлин, А. А. Шейпак. – М. : МГИУ, 2003. – 352 с.

18 **Лобачев, П. В.** Насосы и насосные станции / П. В. Лобачев. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Стройиздат, 2012. – 320 с.

19 **Лямаев, Б. Ф.** Гидроструйные насосы и установки / Б. Ф. Лямаев. – М., 2012. – 127 с.

20 Мотопомпа пожарная МП-20/100 «Гейзер». Паспорт, техническое описание, инструкция по эксплуатации. НП-20/100-00-00-00. ПС.

21 Механика жидкости и газа: курс лекций: в 4 ч. / И. В. Качанов, В. В. Кулебякин, В. К. Недбалский. – Минск : БНТУ, 2012. – Ч. 3. – 56 с.

22 **Никитин, О. Ф.** Гидравлика и гидропневмопривод / О. Ф. Никитин. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. – 414 с.

23 **Райзман, И. А.** Жидкостно-кольцевые вакуумные насосы и компрессоры / И. А. Райзман. – Казань, 1995. – 258 с.

24 [byreniePro.ru](http://byreniepro.ru/nasosy/vodokolcevye-vakuumnye.html). В чем заключаются причины работы водокольцевых насосов [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://byreniepro.ru/nasosy/vodokolcevye-vakuumnye.html>. – Дата доступа : 01.09.2020.

25 БРИЗ. Насосное оборудование [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.brizpump.ru>. – Дата доступа : 01.09.2020.

26 **Ржебаева, Н. К.** Расчет и конструирование центробежных насосов / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев : учеб. пособие. – Сумы : СумГУ, 2009. – 220 с.

27 Струйные насосы : учеб. пособие по выполнению лабораторных работ / Е. К. Спиридонов, А. Р. Исмаилов. – Челябинск : Издательский центр ЮУрГУ, 2013. – 30 с.

28 **Сухоцкий, А. Б.** Гидравлика и гидропривод: тексты лекций / А. Б. Сухоцкий, Е. С. Санкович. – Минск : БГТУ, 2007. – 172 с.

29 **Сухоцкий, А. Б.** Гидравлика и гидропривод: метод. указания / А. Б. Сухоцкий, Е. С. Санкович. – Минск : БГТУ, 2008. – 30 с.

30 **Турк, В. И.** Насосы и насосные станции / В. И. Турк, А. В. Минаев, В. Я. Карелин. – М. : Стройиздат, 2014. – 296 с.

31 **Шейпак, А. А.** История науки и техники. Энергомашиностроение / А. А. Шейпак. – М. : МГИУ, 2007. – 216 с.

32 **Шейпак, А. А.** Гидравлика и гидропневмопривод : учеб. пособие. Ч. 1. Основы механики жидкости и газа. – М. : МГИУ, 2003. – 192 с.

33 **Федоткин, И. М.** Кавитация, кавитационная техника и технология, их использование в промышленности (теория, расчёты и конструкции кавитационных аппаратов) / И. М. Федоткин, И. С. Гулый. – К. : Полиграфкнига, 1997, Ч. 1. – 940 с.

34 **Черкасский, В. М.** Насосы, вентиляторы, компрессоры : учеб. для теплоэнергет. спец. вузов / В. М. Черкасский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.

35 **Чугаев, Р. Р.** Гидравлика : учеб. для вузов / Р. Р. Чугаев. – 4-е изд., доп. и перераб. – Л., 1982. – 672 с.

36 **Яковенко, Ю. Ф.** Эксплуатация пожарной техники. Справочник / Ю. Ф. Яковенко, А. И. Зайцев. – М. : Стройиздат, 1991.



Учебное издание

*ВЛАСЮК Татьяна Аркадьевна*  
*КОПЫТКОВ Владимир Владимирович*  
*КОРОЛЁВ Артур Олегович*  
*ОВЧИННИКОВ Вячеслав Михайлович*

## **ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ НАСОСЫ И ИХ ПРИМЕНЕНИЕ**

Учебно-методическое пособие

Редактор Т. М. М а р у н я к  
Технический редактор В. Н. К у ч е р о в а  
Корректор Т. Л. Ф е д ь к о в а

Подписано в печать 20.04.2021 г. Формат 60x84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman. Печать на ризографе.  
Усл. печ. л. 11,16. Уч.-изд. л. 10,53. Тираж 100 экз.  
Зак. № 1003. Изд. № 22.

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Белорусский государственный университет транспорта.  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,  
распространителя печатных изданий  
№ 1/361 от 13.06.2014.  
№ 2/104 от 01.04.2014.  
№ 3/1583 от 14.11.2017.  
Ул. Кирова, 34, 246653, г. Гомель