

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
Кафедра «МТП в АПК»**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ  
ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ**

**Гидравлика**

**Направление подготовки (специальность):** 27.03.04 Управление в технических системах

**Профиль образовательной программы:** Системы и средства автоматизации технологических процессов

**Форма обучения:** очная

## СОДЕРЖАНИЕ

### Оглавление

1. КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ .....	4
1. 1 Лекция №1 ( 2часа).....	
Тема: «Предмет и задачи гидравлики. Свойства жидкости».....	4
1. 2 Лекция №2 ( 2часа).....	
Тема: «Силы, действующие в жидкости» .....	8
1. 3 Лекция №3, 4 ( 4часа).....	
Тема: «Общие законы, уравнения гидростатики» .....	11
1. 4 Лекция №5, 6 ( 4часа).....	
Тема: «Основы кинематики и динамики жидкостей» .....	16
1. 5 Лекция №7, 8, 9, 10 ( 8часа).....	
Тема: «Одномерные потоки».....	22
1. 6 Лекция №11 ( 2часа).....	
Тема: «Основы водоснабжения».....	33
1. 7 Лекция №12 ( 2часа).....	
Тема: «Гидравлическое подобие» .....	39
1. 8 Лекция №13 (2 часа).....	
Тема: «Классификация гидравлических машин» .....	44
1. 9 Лекция №14 (2 часа).....	
Тема: «Динамические машины» .....	45
1. 10 Лекция №15-16 (2 часа). .....	
Тема: «Объемные машины» .....	51
1. 11 Лекция №17, 18 ( 4часа).....	
Тема: «Гидропередачи и гидро-пневмоприводы» .....	54
2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ.....	
ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ .....	62
2.1 Лабораторная работа №1, 2 ( 4 часа). .....	
Тема: «Изучение физических свойств жидкости».....	62
2.2 Лабораторная работа №3 ( 2 часа). .....	
Тема: «Измерение гидростатического давления» .....	64
2.3 Лабораторная работа №4 ( 2 часа). .....	
Тема: «Давление на плоские и криволинейные поверхности».....	70
2.4 Лабораторная работа №5 ( 2 часа). .....	
Тема: «Определение режимов движения жидкости» .....	71
2.5 Лабораторная работа №6 ( 2 часа). .....	
Тема: «Иллюстрация уравнения Бернулли» .....	72
2.6 Лабораторная работа №7, 8 ( 4 часа). .....	
Тема: «Определение коэффициента гидравлического трения» .....	75
2.7 Лабораторная работа №9 ( 2 часа). .....	
Тема: «Определение местного коэффициента гидравлического трения» .....	76

2.8 Лабораторная работа №10, 11 ( 4 часа). .....	
Тема: «Истечение жидкости через отверстие и насадки».....	78
2.9 Лабораторная работа №12 ( 2 часа). .....	
Тема: «Гидравлический удар».....	80
2.10 Лабораторная работа №13 ( 2 часа). .....	
Тема: «Особенности конструкции и эксплуатации, динамических насосов».....	82
2.11 Лабораторная работа №14 ( 2 часа). .....	
Тема: «Испытание центробежного насоса» .....	87
2.12 Лабораторная работа №15 ( 2 часа). .....	
Тема: «Совместная работа двух центробежных насосов» .....	89
2.13 Лабораторная работа №16 ( 2 часа). .....	
Тема: «Особенности конструкции и эксплуатации, объемных насосов».....	90
2.14 Лабораторная работа №17 ( 2 часа). .....	
Тема: «Испытание объемного насоса» .....	95
2.15 Лабораторная работа №18 ( 2 часа). .....	
Тема: «Испытание объемной гидropередачи» .....	96

# 1. КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

## 1. 1 Лекция №1 ( 2 часа).

**Тема: «Предмет и задачи гидравлики. Свойства жидкости»**

### 1.1.1 Вопросы лекции:

1. Предмет гидравлика. Примеры гидромеханических задач из различных отраслей техники.
2. Краткие исторические сведения о развитии науки.
3. Физическое строение жидкостей и газов. Основные физические свойства: сжимаемость, текучесть, вязкость, теплоемкость, теплопроводность.

### 1.1.2 Краткое содержание вопросов:

**1. Предмет гидравлика. Примеры гидромеханических задач из различных отраслей техники.**

*Гидравлика (греч. *hydor* — вода и *aulos* — труба)* — отрасль гидромеханики, которая изучает законы покоя и движения жидкостей и разрабатывает методы применения этих законов в практической деятельности. Первоначально название «гидравлика» обозначало движение воды по трубам. Наиболее существенные области приложения законов гидравлики — водоснабжение и канализация, осушение и орошение земель, а также проектирование гидравлических турбин, насосов, гидроприводов, водяного отопления, гидромеханизация и т. д.

При решении практических вопросов гидравлика оперирует всеми известными методами исследований: методом анализа бесконечно малых величин, методом средних величин, методом анализа размерностей, методом аналогий, экспериментальным методом.

**Метод анализа бесконечно малых величин** - наиболее удобный из всех методов для количественного описания процессов равновесия и движения жидкостей и газов. Этот метод наиболее эффективен в тех случаях, когда приходится рассматривать движение объектов на атомно-молекулярном уровне, т.е. в тех случаях, когда для вывода уравнений движения приходится рассматривать жидкость (или газ) с молекулярно-кинетической теории строения вещества. Основной недостаток метода - довольно высокий уровень абстракции, что требует от читателя обширных знаний в области теоретической физики и умение пользоваться различными методами математического анализа, включая векторный анализ.

**Метод средних величин** - является более доступным методом, поскольку его основные положения базируется на простых (близких к обыденным) представлениях о строении вещества. При этом выводы основных уравнений в большинстве случаев не требуют знаний молекулярно-кинетической теории, а результаты, полученные при исследованиях, этим методом не противоречат «здравому смыслу» и кажутся обоснованными. Недостаток этого метода исследований связан с необходимостью иметь некоторые априорные представления о предмете исследований.

**Метод анализа размерностей** может рассматриваться в качестве одного из дополнительных методов исследований и предполагает всестороннее знания изучаемых физических процессов.

**Методом аналогий** - используется в тех случаях, когда имеются в наличии детально изученные процессы, относящиеся к тому же типу взаимодействия вещества, что и изучаемый процесс.

**Экспериментальный метод** - является основным методом изучения, если другие методы по каким-либо причинам не могут быть применены. Этот метод также часто используется как критерий для подтверждения правильности результатов полученных другими методами.

В конечном счёте, метод изучения движения жидкости, а также уровень изучения (макро или микро) выбирается из условий практической постановки задач и соотношения характерных размеров.

## **2. Краткие исторические сведения о развитии науки.**

История развития теорий и вопросов, связанных с движением жидкости, в частности воды, берет свое начало в глубокой древности. Еще древние вавилоняне, египтяне и индусы считали воду началом всех начал и затрачивали огромные усилия, чтобы получить воду.

Одним из первых научных трудов по гидравлике считается трактат Архимеда «О плавающих телах» (287—212 гг. до н. э.), в котором был впервые сформулирован гидравлический закон о равновесии тела, погруженного в жидкость. Первыми крупными работами в этой области следует считать работы Леонардо да Винчи (1548-1620) - в области плавания тел, движения жидкостей по трубам и каналам. В работах Галилео Галилея (1564 - 1642) были сформулированы основные принципы равновесия и движения жидкости; работы Эванджелиста Торичелли (1604 - 1647) были посвящены решению задач по истечению жидкости из отверстий, а Блез Паскаль (1623 - 1727) исследовал вопросы по передаче давления в жидкости. основополагающие и обобщающие работы в области механики физических тел, в том числе и жидких, принадлежат гениальному английскому физическому Исааку Ньютону (1643 - 1727), который впервые сформулировал основные законы механики, закон всемирного тяготения и закон о внутреннем трении в жидкостях при их движении.

Развитию гидромеханики (гидравлики) как самостоятельной науки в значительной степени способствовали труды русских учёных Даниила Бернулли (1700 - 1782), Леонарда Эйлера (1707 - 1783), М.В. Ломоносова (1711 - 1765).

## **3. Физическое строение жидкостей и газов. Основные физические свойства: сжимаемость, текучесть, вязкость, теплоемкость, теплопроводность.**

Передачу энергии в гидравлических системах обеспечивают рабочие жидкости, поэтому чтобы эффективно их применять, надо знать какими свойствами они обладают.

Жидкости, как и все вещества, имеют молекулярное строение. Они занимают промежуточное положение между газами и твердыми телами. Это определяется величинами межмолекулярных сил и характером движений составляющих их молекул. В газах расстояния между молекулами больше, а силы межмолекулярного взаимодействия меньше, чем в жидкостях и твердых телах, поэтому газы отличаются от жидкостей и твердых тел большей сжимаемостью. По сравнению с газами жидкости и твердые тела малосжимаемы.

Гипотеза сплошности. Рассматривать и математически описывать жидкость как совокупность огромного количества отдельных частиц, находящихся в постоянном непрогнозируемом движении, на современном уровне науки не представляется возможным. По этой причине жидкость рассматривается как некая сплошная деформируемая среда, имеющая возможность непрерывно заполнять пространство, в котором она заключена. Другими словами, под жидкостями понимают все тела, для которых характерно свойство *текучести*, основанное на явлении диффузии. Текучестью можно назвать способность тела как угодно сильно менять свой объём под действием сколь угодно малых сил. Таким образом, в гидравлике жидкость понимают как абстрактную среду – *континуум*, который является основой гипотезы сплошности.

Сплошная среда представляет собой модель, которая успешно используется при исследовании закономерностей покоя и движения жидкости. Правомочность применения такой модели жидкости подтверждена всей практикой гидравлики.

Изучение реальных жидкостей и газов связано со значительными трудностями, по этой причине для вывода основных уравнений движения жидкости приходится пользоваться некоторыми абстрактными моделями жидкостей и газов.

Идеальная жидкость - модель природной жидкости, характеризующаяся изотропностью всех физических свойств и, кроме того, характеризуется абсолютной несжимаемостью, абсолютной текучестью (отсутствие сил внутреннего трения), отсутствием процессов теплопроводности и теплопереноса.

Реальная жидкость - модель природной жидкости, характеризующаяся изотропностью всех физических свойств, но в отличие от идеальной модели, обладает внутренним трением при движении.

Идеальный газ - модель, характеризующаяся изотропностью всех физических свойств и абсолютной сжимаемостью.

Реальный газ - модель, при которой на сжимаемость газа при условиях близких к нормальным условиям существенно влияют силы взаимодействия между молекулами.

**Плотность** жидкости  $\rho$ , так же как любых других тел, представляет собой массу единицы объёма, и для бесконечно малого объёма жидкости  $dV$  массой  $dM$  может быть определена по формуле:

$$\rho = \frac{dM}{dV}.$$

Единицы измерения:  $[кг/м^3]$ ,  $[кг/дм^3]$ ,  $[кг/л]$ ,  $[г/см^3]$ .

Плотность жидкости зависит от температуры и давления. Все жидкости, кроме воды, характеризуются уменьшением плотности с ростом температуры. Плотность воды имеет максимум при  $t = 4^\circ C$  и уменьшается при любых других температурах. В этом проявляется одно из аномальных свойств воды. Температура, при которой плотность воды максимальная, с увеличением давления уменьшается. Так, при давлении **14 МПа** вода имеет максимальную плотность при **0,6°C**.

Плотность пресной воды равна **1000 кг/м<sup>3</sup>**, солёной морской воды - **1020 ÷ 1030**, нефти и нефтепродуктов – **650 ÷ 900 кг/м<sup>3</sup>**, ртути – **13596 кг/м<sup>3</sup>**.

**Удельным весом** жидкости  $\gamma$  - называется вес единицы её объёма. Эта величина выражается формулой для бесконечно малого объёма жидкости  $dV$  с весом  $dG$ :

$$\gamma = \frac{dG}{dV} = \frac{gdM}{dV}.$$

Удельный вес жидкости и плотность связаны соотношением:

$$\gamma = \rho g,$$

где  $g$  – ускорение свободного падения.

Единицы измерения:  $[Н/м^3]$ ,  $[Н/дм^3]$ ,  $[Н/л]$ ,  $[Н/см^3]$ ,  $1Н=1кг\cdot м/с^2$ .

**Сжимаемость жидкости** это свойство жидкостей изменять свой объём при изменении давления.

Сжимаемость характеризуется **коэффициентом объёмного сжатия** (сжимаемости)  $\beta_p$ , представляющим собой относительное изменение объёма жидкости  $V$  при изменении давления  $P$  на единицу.

$$\beta_p = - \frac{1}{V_0} \frac{dV}{dp}.$$

Знак минус в формуле указывает, что при увеличении давления объём жидкости уменьшается.

Единицы измерения:  $\text{Па}^{-1}$  (Паскаль.  $1\text{Па}=1\text{Н/м}^2$ ).

**Температурное расширение** жидкости состоит в том, что она может изменять свой объем при изменении температуры. Это свойство характеризуется **температурным коэффициентом объемного расширения**, представляющим относительное изменение объема жидкости при изменении температуры на единицу (на  $1^\circ\text{C}$ ) и при постоянном давлении:

$$\beta_t = \frac{1}{V} \frac{dV}{dt}.$$

### Растворение газов

Растворение газов - способность жидкости поглощать (растворять) газы, находящиеся в соприкосновении с ней. Все жидкости в той или иной степени поглощают и растворяют газы. Это свойство характеризуется **коэффициентом растворимости**  $k_p$ .

$$\frac{V_{\text{г}}}{V_{\text{ж}}} = K_p \frac{p_2}{p_1};$$

где  $V_{\text{г}}$  – объём растворённого газа при нормальных условиях,

$V_{\text{ж}}$  – объём жидкости,

$p_1$  и  $p_2$  – начальное и конечное давление газа.

Коэффициент растворимости зависит от типа жидкости, газа и температуры.

При температуре  $20^\circ\text{C}$  и атмосферном давлении в воде содержится около  $1,6\%$  растворенного воздуха по объёму ( $k_p = 0,016$ ). С увеличением температуры от  $0$  до  $30^\circ\text{C}$  коэффициент растворимости воздуха в воде уменьшается.

### Кипение

Кипение – способность жидкости переходить в газообразное состояние. Иначе это свойство жидкостей называют **испаряемостью**.

Жидкость можно довести до кипения повышением температуры до значений, больших температуры кипения при данном давлении, или понижением давления до значений, меньших давления насыщенных паров  $p_{\text{нп}}$  жидкости при данной температуре. Образование пузырьков при понижении давления до давления насыщенных паров называется холодным кипением.

Жидкость, из которой удален растворенный в ней газ, называется дегазированной. В такой жидкости, кипение не возникает и при температуре, большей температуры кипения при данном давлении.

**Вязкость** – свойство жидкости оказывать сопротивление относительному сдвигу ее слоев. Вязкость проявляется в том, что при относительном перемещении слоев жидкости на поверхностях их соприкосновения возникают силы сопротивления сдвигу, называемые силами внутреннего трения, или силами вязкости.

Силы внутреннего трения появляются вследствие наличия межмолекулярных связей между движущимися слоями.

Если между соседними слоями жидкости выделить некоторую площадку  $S$ , то согласно гипотезе Ньютона

$$F = \mu S \frac{du}{dy},$$

где  $F$  – силы вязкого трения;

$S$  – площадь трения;

$\frac{du}{dy}$  – градиент скорости

$\mu$  – динамическим коэффициент вязкого трения.

Физический смысл коэффициента вязкого трения - число, равное силе трения, развивающейся на единичной поверхности при единичном градиенте скорости.

Единицы измерения:  $[Н \cdot с / м^2]$ ,  $[кгс \cdot с / м^2]$ ,  $[Пз]$  {Пуазейль},  $1Пз = 0,1 Н \cdot с / м^2$ .

На практике чаще используется **кинематический коэффициент вязкости**, названный так потому, что в его размерности отсутствует обозначение силы. Этот коэффициент представляет собой отношение динамического коэффициента вязкости жидкости к её плотности

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}.$$

Единицы измерения:  $[м^2/с]$ ,  $[см^2/с]$ ,  $[Ст]$  {стокс},  $[сСт]$  {сантискс},  $1Ст = 100сСт$  {1Ст = 1 см<sup>2</sup>/с}.

Для капельных жидкостей вязкость зависит от температуры  $t$  и давления  $P$ , однако последняя зависимость проявляется только при больших изменениях давления, порядка **нескольких десятков МПа**.

## 1. 2 Лекция №2 ( 2 часа).

**Тема: «Силы, действующие в жидкостях»**

### 1.2.1 Вопросы лекции:

1. Силы действующие в жидкостях: массовые и поверхностные силы.
2. Гидростатическое давление и его свойства.

### 1.2.2 Краткое содержание вопросов:

**Гидростатика** — раздел механики жидкостей, в котором изучаются состояние равновесия жидкости, находящейся в относительном или абсолютном покое, действующие при этом силы, а также закономерности плавания тел без их перемещения.

При абсолютном покое жидкость неподвижна относительно земли и резервуара. При относительном покое отдельные частицы жидкости, оставаясь в покое относительно друг друга, перемещаются вместе с сосудом, в котором они находятся.

Одна из основных задач Г.— изучение распределения давления в жидкости. Зная распределение давления, можно на основании законов Г. рассчитать силы, действующие со стороны покоящейся жидкости на погруженные в неё тела, например на подводную лодку, на стенки и дно сосуда, на стену плотины и т.д.

Основными задачами гидростатики являются определение давления в жидкости как функции координат

$$P = f_p(X, Y, Z),$$

а также определение сил, действующих со стороны жидкости на твёрдые стенки.

## 1. Силы, действующие в жидкостях

**Массовые силы.** Массовые силы это силы, пропорциональные массе жидкости. В случае однородной жидкости эти силы пропорциональны объёму. Прежде всего, к ним относится *вес* жидкости

$$G = mg = V\rho g = V\gamma,$$

где  $G$  – вес жидкости,



$V$  – объём жидкости,  
 $m$  – масса жидкости,  
 $g$  – ускорение свободного падения,  
 $\rho$  – плотность жидкости,  
 $\gamma$  – удельный вес жидкости.

Как известно, масса является мерой инертности тела. Это свойство присуще и жидкостям, поэтому к массовым силам относятся и **силы инерции**:

$$F_{ин} = m \frac{dv}{dt} = \rho V \frac{dv}{dt} = ma ;$$

где  $F_{ин}$  – инерционная сила,  
 $v$  – скорость жидкости,  
 $t$  – время движения,  
 $a$  – ускорение движения.

Силы инерции, действующие в жидкости, так же как и для твёрдого тела, могут проецироваться на оси.

**Поверхностные силы.** Поверхностные силы – силы, величины которых пропорциональны площади. К ним относят два вида сил. Силы *поверхностного натяжения* и силы *вязкого трения*. Последние проявляются только при движении жидкости и не играют никакой роли, когда жидкость находится в покое. Эти силы, как свойство вязкости, были рассмотрены при изучении свойств жидкостей.

Силы поверхностного натяжения. Молекулы жидкости притягиваются друг к другу с определённой силой. Причём внутри жидкости силы, действующие на любую молекулу, уравниваются, т.к. со всех сторон от неё находятся одинаковые молекулы, расположенные на одинаковом расстоянии. Однако молекулы жидкости, находящиеся на границе (с газом, твёрдым телом или на границе двух несмешивающихся жидкостей) оказываются в неуравновешенном состоянии т.к. со стороны другого вещества действует притяжение других молекул, расположенных на других расстояниях. Возникает преобладание какой-то силы. Под влиянием этого воздействия поверхность жидкости стремится принять форму, соответствующую наименьшей площади. Если силы внутри жидкости больше наружных сил, то поверхность жидкости стремится к сферической форме. Например, малые массы жидкости в воздухе стремятся к шарообразной форме, образуя капли. Может иметь место и обратное явление, которое наблюдается как явление *капиллярности*. В трубах малого диаметра (капиллярах) наблюдается искривление свободной поверхности, граничащей с газом или с парами этой же жидкости. Если поверхность трубки смачивается, свободная поверхность жидкости в капилляре вогнутая. Если нет смачивания, свободная поверхность выпуклая, как при каплеобразовании. Во всех этих случаях силы поверхностного натяжения обуславливают дополнительные напряжения  $p_{пов}$  в жидкости. Величина этих напряжений определяется формулой

$$p_{пов} = \frac{2\sigma}{r} .$$

где  $\sigma$  - коэффициент поверхностного натяжения,  
 $r$  - радиус сферической поверхности, которую принимает жидкость.

**Силы давления.** *Давление* – напряжение, возникающее в жидкости под действием сжимающих сил.

$$p_{ср} = \Delta P / \Delta S$$

Истинное давление  $P$  в различных точках этой площадки  $\Delta S$  может быть различным;  $P_{ср}$  будет тем меньше отличаться от действительного в точке, чем меньше будет площадь  $\Delta S$ . Таким образом, если размер площадки  $\Delta S$  уменьшать, приближать к нулю, то

отношение  $\Delta P / \Delta S$  будет стремиться к некоторому пределу, выражающему истинное гидростатическое давление в точке:

$$p = \lim(\Delta P / \Delta S)$$

$$\Delta S \rightarrow 0$$

Гидростатическое давление  $P$  (Па) измеряют в единицах силы, деленных на единицу площади, оно характеризуется тремя основными свойствами. Если давление отсчитывается от нуля, оно называется **абсолютным** и обозначается  $P_{абс}$ , если от атмосферного, – **избыточным** и обозначается  $P_{изб}$ . **Атмосферное** давление обозначается  $P_{атм}$ .

Кроме того, различают давление **гидродинамическое** и **гидростатическое**. Гидродинамическое давление возникает в движущейся жидкости. Гидростатическое давление – давление в покоящейся жидкости.

## 2. Свойства гидростатического давления

**Первое свойство.** Гидростатическое давление направлено всегда по внутренней нормали к поверхности, на которую оно действует.

**Второе свойство** состоит в том, что в любой точке внутри жидкости давление по всем направлениям одинаково. Иначе это свойство давления звучит так: на любую площадку внутри объема жидкости, независимо от её угла наклона, действует одинаковое давление.

**Третье свойство.** Гидростатическое давление в точке зависит только от ее координат в пространстве, т. е.

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

В процессе эксплуатации гидроприводов применяют средства измерения, имеющие нормированные метрологические свойства и предназначенные для нахождения значений физических величин, характеризующих работу этих гидроприводов.

Применяемые средства измерения характеризуются ценой деления, абсолютной погрешностью и классом точности.

**Цена деления шкалы** - разность значений величин, соответствующих двум соседним отметкам шкалы прибора.

**Абсолютная погрешность** - разность между показанием прибора и истинным значением измеряемой величины.

**Класс точности** - обобщенная характеристика средств измерения, определяемая отношением максимально допустимой погрешности к конечному значению  $n$  шкалы прибора, выраженным в процентах, т.е.

$$K = \frac{\Delta}{n} \cdot 100\%$$

При эксплуатации и испытаниях гидроприводов и отдельных гидроагрегатов измеряют давление, расход и температуру рабочей жидкости, скорость движения, усилия, крутящие моменты, развиваемые на выходных звеньях гидродвигателей.

**Измерение давления.** Для измерения избыточного давления применяют манометры. Манометры по своему назначению подразделяются на приборы общего назначения (типа

М, МТ, ОБМ) и образцовые (типа МО). Рабочие манометры и общего назначения имеют класс точности 1; 1,5; 2,5 и 4. Образцовые манометры имеют более высокие класс точности (0,15; 0,25; 0,4), их применяют для поверки манометров общего назначения и в испытательных стендах.

По принципу действия манометры подразделяются на жидкостные, грузопоршневые, деформационные и электрические.

### **1. 3 Лекция №3, 4 ( 4часа).**

#### **Тема: «Общие законы, уравнения гидростатики»**

##### **1.3.1 Вопросы лекции:**

1. Основное уравнение гидростатики.
2. Дифференциальные уравнения Эйлера и их интегралы.
3. Давление жидкости на окружающие ее стенки, эпюры давления.
4. Круглая труба под действием гидростатического давления.
5. Гидростатический парадокс.

##### **1.3.2 Краткое содержание вопросов:**

#### **1. Основное уравнение гидростатики**

Основного уравнения гидростатики выглядит следующим образом,

$$P = P_0 + \rho gh ;$$

где  $h$  – глубина жидкости, на которой определяется давление,

$P_0$  - давление внешней среды,

$\rho$  - плотность жидкости.

Следствия основного уравнения гидростатики.

Из основного уравнения гидростатики следует закон Паскаля, который гласит: давление, приложенное к граничной поверхности покоящейся жидкости, передаётся всем точкам этой жидкости по всем направлениям одинаково. Закон Паскаля – основной закон, на основе которого работает объёмный гидропривод, применяемый в абсолютном большинстве гидросистем технологических машин.

Вторым следствием является тот факт, что на равной глубине в покоящейся жидкости давление одинаково. В результате можно говорить о поверхностях равного давления. Для жидкости, находящейся в абсолютном покое или равномерно движущейся, эти поверхности – горизонтальные плоскости. Существование поверхностей равного давления позволяет измерять давление в любой точке жидкости.

#### **2. Дифференциальные уравнения Эйлера и их интегралы.**

Дифференциальные уравнения равновесия покоящейся жидкости иначе называют дифференциальными уравнениями Эйлера.

$$\begin{cases} X - \frac{\partial P}{\partial x} \frac{1}{\rho} = 0 \\ Y - \frac{\partial P}{\partial y} \frac{1}{\rho} = 0 \\ Z - \frac{\partial P}{\partial z} \frac{1}{\rho} = 0. \end{cases}$$

Они получены для общего случая относительного покоя жидкости.

Возможны следующие варианты относительного покоя.

Первый вариант соответствует абсолютному покою или равномерному движению сосуда с жидкостью. Такой вариант рассматривался при выводе основного уравнения гидростатики.

Второй вариант – вращение сосуда с жидкостью с постоянной угловой скоростью  $\omega$  вокруг центральной оси. Несмотря на то, что вся масса жидкости вращается вместе с

сосудом, частицы жидкости друг относительно друга не перемещаются, следовательно, весь объём жидкости, как и в первом случае, представляет собой как бы твёрдое тело. Давление в каждой точке жидкости не меняется во времени и зависит только от координат. По этим причинам жидкость подпадает под определение покоящейся.

Третий вариант аналогичен второму, только вращение осуществляется вокруг произвольно расположенной вертикальной оси. Во втором и третьем случае свободная поверхность жидкости принимает новую форму, соответствующую новому равновесному положению жидкости.

В четвёртом варианте сосуд с жидкостью движется прямолинейно и равноускоренно. Такой случай проявляется, например, в процессе разгона или остановки автоцистерны с жидкостью. В этом случае жидкость занимает новое равновесное положение, свободная поверхность приобретает наклонное положение, которое сохраняется до изменения ускорения. Частицы жидкости друг относительно друга находятся в покое, и давление зависит только от координат.

Во всех перечисленных случаях на жидкость действуют, во-первых, силы веса, во-вторых, силы инерции, в-третьих, силы давления.

На практике, чтобы избавиться от частных производных, используют одно уравнение, заменяющее систему. Для этого первое уравнение умножают на  $dx$ , второе на  $dy$ , третье на  $dz$  и складывают их:

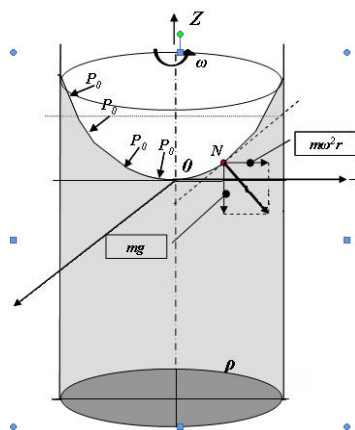
$$Xdx + Ydy + Zdz - \frac{1}{\rho} \underbrace{\left( \frac{\partial P}{\partial x} dx + \frac{\partial P}{\partial y} dy + \frac{\partial P}{\partial z} dz \right)}_{dP} = 0.$$

В этой формуле сумма в скобках является полным дифференциалом давления, который в результате оказывается равным

$$dP = \rho (Xdx + Ydy + Zdz).$$

Полученное уравнение показывает, как изменяется давление при изменении координат внутри покоящейся жидкости для общего случая относительного покоя. Это уравнение впервые получил Леонард Эйлер в 1755

Рассмотрим сосуд с жидкостью, вращающийся вокруг вертикальной оси с постоянной скоростью  $\omega$ . На жидкость действуют внешнее давление, силы тяжести и инерционные силы. В результате их действия жидкость принимает новое равновесное положение. Свободная поверхность принимает форму параболоида. Рассмотрим на этой поверхности произвольную точку N. Равнодействующая сила F, действующая в т. N, перпендикулярна к свободной поверхности. Величина этой силы увеличивается с увеличением радиуса, а угол её наклона к горизонту уменьшается. Из этого следует, что наклон этой поверхности к горизонту увеличивается с ростом радиуса. Таким образом, сила R определяет форму свободной поверхности. Найдём математическую формулу этой кривой.



Для данного случая относительного покоя силу  $F$  можно разложить на две силы, сила тяжести  $G$  и инерции  $F_{ин}$ .

$$G = mg \quad F_{ин} = \omega^2 r \cdot m$$

Силу инерции можно разложить на две составляющие  $F_{инx}$  и  $F_{инy}$ .

$$F_{инx} = \omega^2 r \cdot m \cdot \cos \alpha = \omega^2 r \cdot m \frac{x}{r} = m \omega^2 x$$

$$F_{инy} = \omega^2 r \cdot m \cdot \sin \alpha = \omega^2 r \cdot m \frac{y}{r} = m \omega^2 y$$

Определим давление в жидкости, используя полный дифференциал давления  $dP = \rho(Xdx + Ydy + Zdz)$ .

$$X = \omega^2 x$$

$$Y = \omega^2 y$$

$$Z = -g$$

С учётом этого полный дифференциал давления примет вид

$$dP = \rho(\omega^2 x dx + \omega^2 y dy - g dz).$$

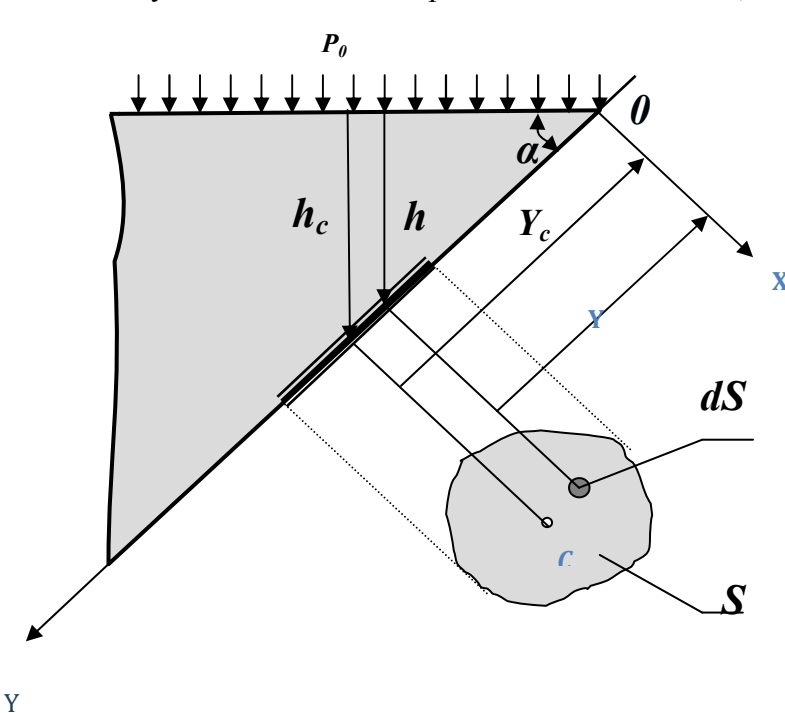
Проинтегрируем эту функцию и получим

$$P = P_0 - \rho g z + \rho \frac{\omega^2 r^2}{2}$$

Заметим, что в итоговом выражении первое слагаемое, характеризует давление внешней среды. Второе слагаемое описывает давление, созданное столбом жидкости, находящейся ниже точки 0, т.е. глубиной под уровнем нулевой точки. Третье слагаемое характеризуется высотой над точкой 0, и, следовательно, описывает давление, создаваемое жидкостью, поднимающейся по краям сосуда, причём эта величина зависит от расстояния точки от оси вращения. Таким образом, оказывается, что давление в каждой точке жидкости, вращающейся с постоянной скоростью относительно вертикальной оси, складывается из внешнего давления и давления столба жидкости над этой точкой.

### 3. Давление жидкости на окружающие ее стенки, эпюры давления.

Рассмотрим произвольную площадку  $ds$ , расположенную на плоской наклонной стенке сосуда с жидкостью на расстоянии  $Y$  от оси  $X$ , и определим силы, действующие на эту площадку.



Сила от давления, действующего на элементарную площадку  $dS$ , будет описываться формулой:

$$dF = P dS = (P_0 + \rho g h) dS.$$

Если проинтегрировать это выражение по площади, можно определить полную силу, действующую на всю площадь целиком

$$F = P_0 \int_S dS + \rho g \int_S h dS.$$

Из рисунка ясно, что в последнем выражении  $h = Y \sin \alpha$ . Подставив значение  $h$  в предыдущее выражение, будем иметь:

$$F = P_0 S + \rho g \sin \alpha \int_S Y dS.$$

Из теоретической механики известно, что интеграл  $\int_S Y dS$  есть ни что иное, как статический момент площади  $S$  относительно оси  $OX$ . Он равен произведению этой площади на координату её центра тяжести, т.е. можно записать

$$\int_S Y dS = Y_c S;$$

где  $Y_c$  – расстояние от оси  $X$  до центра тяжести площади  $S$ .  
Подставив формулу момента в выражение силы, получим:

$$F = P_0 S + \overbrace{\rho g Y_c \sin \alpha}^{P_{изб}} \underbrace{S}_{h_c}.$$

Анализ второго слагаемого показывает, что произведение  $Y_c \sin \alpha$  это глубина положения центра тяжести площадки, а  $\rho g Y_c \sin \alpha$  - избыточное давление жидкости в центре тяжести площадки. С учётом этого можно записать

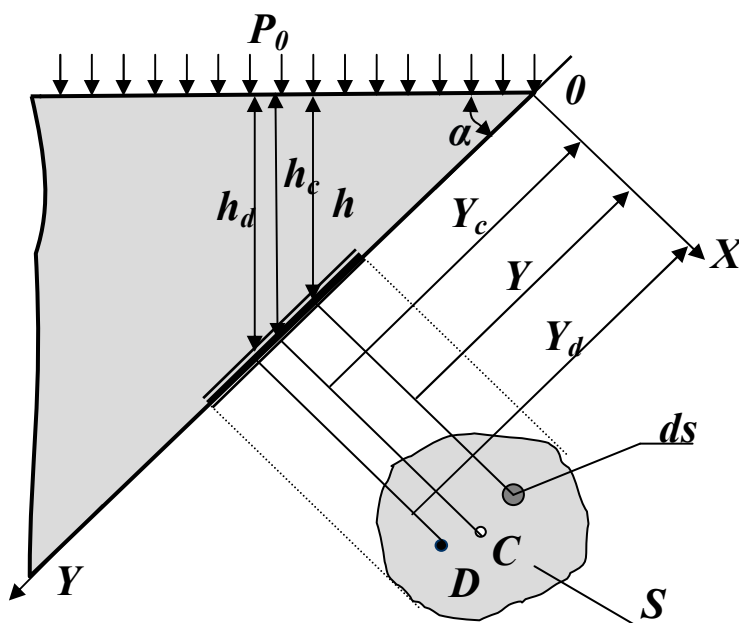
$$F = \underbrace{(P_0 + \rho g h_c)}_{P_c} S.$$

Сумма в скобках в последнем выражении является абсолютным давлением в центре тяжести рассматриваемой произвольной площадки. Таким образом, можно сделать вывод: полная сила давления жидкости на плоскую стенку равна произведению её площади на величину гидростатического давления в центре тяжести этой стенки.

Однако необходимо учесть, что эта сила не сконцентрирована в точке, а распределена по площади. И распределение это неравномерно. По этой причине для расчётов, кроме величины силы действующей на наклонную площадку, необходимо знать точку приложения равнодействующей.

**Центр давления.** Распределённую нагрузку, действующую на наклонную стенку, заменим сконцентрированной. Для этого найдём на наклонной стенке положение точки  $D$ , в которой приложена равнодействующая силы давления. Точку, в которой приложена эта сила, называют центром давления. Как уже неоднократно рассматривалось, давление, действующее в любой точке, в соответствии с основным уравнением гидростатики складывается из двух частей: внешнего давления  $P_0$ , передающегося всем точкам жидкости одинаково, и давления столба жидкости  $P$ , определяемого глубиной погружения этой точки.

Для нахождения центра избыточного давления жидкости применим уравнение



механики, согласно которому момент равнодействующей силы относительно оси  $OX$  равен сумме моментов составляющих сил, т.е.

$$F_{изб} Y_D = \int_S Y dF_{изб};$$

где  $Y_D$  - координата точки приложения силы  $F_{изб}$ ,  
 $Y$  – текущая глубина.

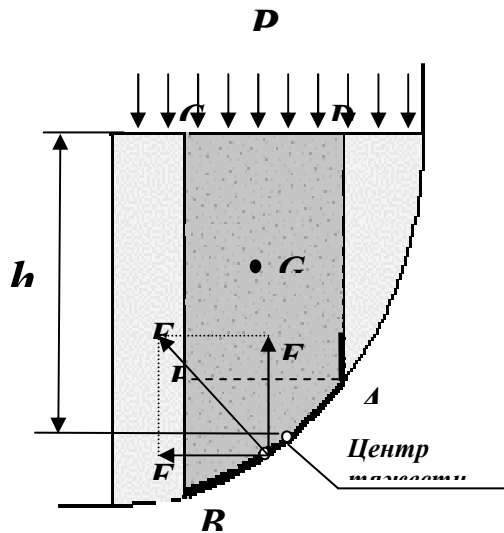
Заменив в этом выражении  $F_{изб}$  и  $Y_D$  интегралом, в соответствии с

упомянутым уравнением механики, будем иметь:

$$F_{изб} Y_D = \int_S Y dF_{изб} = \int_S Y d(\rho g \sin \alpha Y S) = \rho g \sin \alpha \int_S Y^2 dS.$$

$$\text{Отсюда выразим } Y_D = \frac{J_{X0} + Y_c^2 S}{Y_c S} = Y_c + \frac{J_{X0}}{Y_c S}.$$

**Сила давления жидкости на криволинейную стенку.** Чаще всего необходимо определить силу, действующую на цилиндрическую поверхность, имеющую вертикальную ось симметрии. Возможны два варианта. Первый вариант - жидкость воздействует на стенку изнутри.



Во втором варианте жидкость действует на стенку снаружи. Рассмотрим оба этих варианта.

В первом случае выделим объём жидкости, ограниченный рассматриваемым участком цилиндрической поверхности AB, участком свободной поверхности CD, расположенным над участком AB, и двумя вертикальными поверхностями BC и CD, проходящими через точки A и B. Эти поверхности ограничивают объём ABCD, который находится в равновесии. Рассмотрим условия равновесия этого объёма в вертикальном и горизонтальном направлениях. Заметим, что, если жидкость действует на поверхность AB, с какой то силой F, то с такой

же силой, но в обратном направлении, и поверхность действует на рассматриваемый объём жидкости. Эту силу, перпендикулярную поверхности AB, можно представить в виде горизонтальной  $F_g$  и вертикальной  $F_v$  составляющих.

Условие равновесия объёма ABCD в вертикальном направлении выглядит, так:

$$F_v = P_0 S_g + G;$$

где  $P_0$  – внешнее давление,

$S_g$  – площадь горизонтальной проекции поверхности AB,

$G$  – вес выделенного объёма жидкости.

Условие равновесия этого объёма в горизонтальной плоскости запишем с учётом того, что силы, действующие на одинаковые вертикальные поверхности AD и CE, взаимно уравниваются. Остаётся только сила давления на площадь BE, которая пропорциональна вертикальной проекции  $S_v$  поверхности AB. С учётом частичного уравнивания будем иметь условие равновесия сил в горизонтальном направлении в виде:

$$F_g = S_v \rho g h_c + P_0 S_g;$$

где  $h_c$  – глубина расположения центра тяжести поверхности AB.

Зная  $F_g$  и  $F_v$  определим полную силу F, действующую на цилиндрическую поверхность

$$F = \sqrt{F_g^2 + F_v^2}.$$

Во втором случае, когда жидкость воздействует на цилиндрическую поверхность снаружи, величина гидростатического давления во всех точках поверхности AB имеет те же значения, что и в первом случае, т.к. определяется такой же глубиной. Силы, действующие на поверхность в горизонтальном и вертикальном направлениях, определяются по тем же формулам, но имеют противоположное направление. При этом

под величиной  $G$  надо понимать тот же объём жидкости  $ABCD$ , несмотря на то, что на самом деле он, в данном случае и не заполнен жидкостью.

Положение центра давления на цилиндрической стенке легко можно найти, если известны силы  $F_g$  и  $F_b$  и определены центр давления на вертикальной проекции стенки и центр тяжести рассматриваемого объёма  $ABCD$ . Задача упрощается, если рассматриваемая поверхность является круговой, т.к. равнодействующая сила при этом пересекает ось поверхности. Это происходит из-за того, что силы давления всегда перпендикулярны поверхности, а перпендикуляр к окружности всегда проходит через её центр.

#### 4. Круглая труба под действием гидростатического давления.

В гидравлических системах технологического назначения жидкость в основном передаётся по трубам круглого сечения. В водопроводах, канализационных и многих других трубопроводных системах, гидротехнических сооружениях широко используются трубы и различные резервуары круглого сечения. По этой причине задача определения нагрузки на трубу является весьма распространённой. В таких расчётах используется полученная ранее формула горизонтальной составляющей силы, действующей со стороны жидкости на криволинейную поверхность

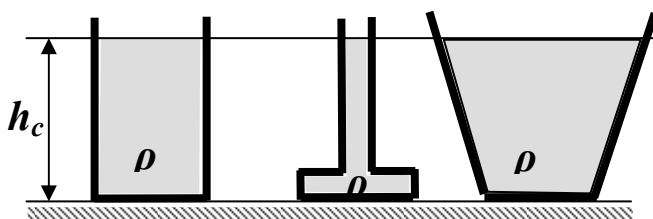
$$\sigma = \frac{F_R}{S_\delta} = \frac{P D l}{2 l \sigma} = \frac{P D}{2 \sigma}.$$

#### 5. Гидростатический парадокс

Рассмотрим три сосуда разной формы, заполненные жидкостью до одного уровня  $h_c$ . Все сосуды такие, что имеют одинаковую площадь дна.

В соответствии с общей формулой определения силы, действующей на плоскую поверхность

$$F_{изб} = \rho g h_c S,$$



$$S_1 = S_2 = S_3$$

можно вычислить силу, действующую на дно сосуда. Для всех трёх сосудов эти силы окажутся одинаковыми и независимыми от веса жидкости в сосуде. Но на опору все сосуды будут действовать с разными силами, равными весу сосудов с жидкостью. Этот факт получил название гидростатического парадокса.

### 1. 4 Лекция №5, 6 ( 4 часа).

#### Тема: «Основы кинематики и динамики жидкостей»

##### 1.4.1 Вопросы лекции:

1. Методы описания движения жидкостей и газов, понятие о линиях и трубках тока.
2. Характеристики потока.
3. Общая интегральная форма уравнений количества движения и момента количества движения.
4. Режимы течения жидкости. Физический смысл числа Рейнольдса.

##### 1.4.2 Краткое содержание вопросов:



## 1. Методы описания движения жидкостей и газов, понятие о линиях и трубках тока.

Причинами движения жидкости являются действующие на нее силы: объемные или массовые силы (сила тяжести, инерционные силы) и поверхностные силы (давление, трение). В отличие от гидростатики, где основной величиной, характеризующей состояние покоя жидкости, является гидростатическое давление, которое определяется только положением точки в пространстве, т.е.  $p = f(x, y, z)$ , в гидродинамике основными элементами, характеризующими движение жидкости, будут два: гидродинамическое давление и скорость движения (течения) жидкости.

В общем случае основные элементы движения жидкости  $p$  и  $u$  для данной точки зависят от ее положения в пространстве (координат точки) и могут изменяться во времени. Аналитически это положение гидродинамики записывается так:

$$p = f_1(x, y, z, t),$$
$$u = f_2(x, y, z, t).$$

Задачей гидродинамики и является определение основных элементов движения жидкости  $p$  и  $u$ , установление взаимосвязи между ними и законов изменения их при различных случаях движения жидкости.

**Два метода описания движения жидкости.** Существуют две точки зрения на изучение движения жидкости: точка зрения Лагранжа и точка зрения Эйлера. Соответственно используются два вида переменных — переменные Лагранжа и переменные Эйлера.

Существует два метода изучения движения жидкости: метод Ж. Лагранжа и метод Л. Эйлера.

**Метод Лагранжа** заключается в рассмотрении движения каждой частицы жидкости, т. е. траектории их движения. Из-за значительной трудоемкости этот метод не получил широкого распространения.

Точка зрения Лагранжа. Пусть  $V_0$  — объем некоторой массы жидкости, который она занимала в начальный момент времени  $t_0$ . В момент времени  $t$  эта масса жидкости будет занимать объем  $V_t$ . Между точками  $t_0$  и  $t$  имеется взаимно-однозначное соответствие. Произвольная частица объема  $t_0$ , которая в момент  $t_0$  находилась в точке  $A_0$ , перешла в определенную точку  $A$  жидкого объема  $V_t$ . Положение частицы определяется координатами  $x, y, z$  той точки пространства, в которой частица находится в момент времени  $t$ . Координаты частицы в момент  $t$  зависят от положения, которое частица занимала в начальный момент времени. Начальное положение частицы может быть задано ее декартовыми координатами  $a, b, c$  в момент времени  $t_0$ . Таким образом, координаты частиц представляются в виде

$$x = x(a, b, c, t),$$

$$y = y(a, b, c, t),$$

$$z = z(a, b, c, t).$$

Соответственно гидродинамические величины записываются так же, как функции  $a, b, c, t$ :

$$v = v(a, b, c, t).$$

Переменные  $a, b, c, t$  носят название переменных Лагранжа.

**Метод Эйлера** заключается в рассмотрении всей картины движения жидкости в различных точках пространства в данный момент времени. Этот метод позволяет определить скорость движения жидкости в любой точке пространства в любой момент времени, т. е. характеризуется построением поля скоростей и поэтому широко применяется при изучении движения жидкости.

Точка зрения Эйлера. В пространстве выбирают некоторую точку  $A$ , декартовы координаты которой  $x, y, z$ . В разные моменты времени через эту точку  $A$  будут

проходить различные частицы жидкости, имея свои значения гидродинамических величин. Представляет интерес изменение искомых гидродинамических величин в фиксированной точке пространства в зависимости от времени. Движение, с точки зрения Эйлера, считается известным, если известны функции

$$p = p(x, y, z, t),$$

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

Переменные  $x, y, z, t$  носят название переменных Эйлера.

Недостаток метода Эйлера в том, что при рассмотрении поля скоростей не изучается траектория отдельных частиц жидкости.

**Понятие о линиях и трубках тока.** Т р а е к т о р и я ч а с т и ц ы . Если в массе движущейся жидкости взять какую-либо частицу жидкости и проследить ее путь за какой-то промежуток времени  $\Delta t$  (конечный, достаточно большой), то можно получить некоторую линию, выражающую геометрическое место этой точки в пространстве за время  $\Delta t$ .

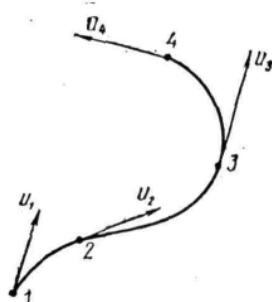


рис. 1.

**Л и н и я т о к а .** Если в массе движущейся жидкости в данный момент времени  $t$  взять какую-либо точку 1 (рис. 1), то можно в этой точке построить вектор скорости  $u_1$ , выражающий величину и направление скорости движения частицы жидкости в данной точке 1 в этот момент времени.

В тот же момент времени  $t$  можно взять и другие точки в движущейся жидкости, например, точки 2, 3, 4, ... в которых также можно построить векторы скоростей  $u_2, u_3, u_4, \dots$  выражающие скорость движения других частиц жидкости в тот же момент.

Можно выбрать точки 1, 2, 3, 4, ... и провести через них плавную кривую, к которой векторы скоростей будут всюду касательны. Эта линия и называется линией тока.

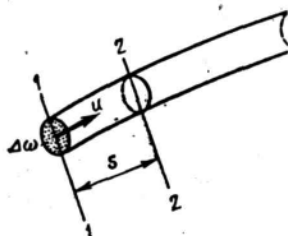


Рис. 2

**Э л е м е н т а р н а я с т р у й к а .** Если в движущейся жидкости выделить весьма малую элементарную площадку  $\Delta S$ , перпендикулярную направлению течения, и по контуру ее провести линии тока, то полученная поверхность называется трубкой тока, а совокупность линий тока, проходящих сплошь через площадку  $\Delta S$ , образует так называемую элементарную струйку (рис. 2).

Элементарная струйка характеризует состояние движения жидкости в данный момент времени  $t$ . При установившемся движении элементарная струйка имеет следующие свойства:

1. форма и положение элементарной струйки с течением времени остаются неизменными, так как не изменяются линии тока;
2. приток жидкости в элементарную струйку и отток из нее через боковую поверхность невозможен, так как по контуру элементарной струйки скорости направлены по касательной;
3. скорость и гидродинамическое давление во всех точках поперечного сечения элементарной струйки можно считать одинаковым ввиду малости площади  $\Delta S$ .

## 2. Характеристики потока.

В гидравлике различают следующие характеристики потока: **живое сечение, смоченный периметр, гидравлический радиус, расход, средняя скорость.**

**Живым сечением** потока называется поверхность (поперечное сечение), нормальная ко всем линиям тока, его пересекающим, и лежащая внутри потока жидкости. Площадь живого сечения обозначается буквой  $S$ . Для элементарной струйки жидкости используют понятие **живого сечения элементарной струйки** (сечение струйки, перпендикулярное линиям тока), площадь которого обозначают через  $dS$ .

**Смоченный периметр** потока – линия, по которой жидкость соприкасается с поверхностями русла в данном живом сечении. Длина этой линии обозначается буквой  $\chi$ .

В напорных потоках смоченный периметр совпадает с геометрическим периметром, так как поток жидкости соприкасается со всеми твёрдыми стенками.

**Гидравлическим радиусом  $R$**  потока называется часто используемая в гидравлике величина, представляющая собой отношение площади живого сечения  $S$  к смоченному периметру  $\chi$ .

$$R = \frac{S}{\chi}.$$

**Расход потока жидкости (расход жидкости)** – количество жидкости, протекающей в единицу времени через живое сечение потока.

Различают объёмный, массовый и весовой расходы жидкости.

Объёмный расход жидкости это объём жидкости, протекающей в единицу времени через живое сечение потока. Объёмный расход жидкости измеряется обычно в  $\text{м}^3/\text{с}$ ,  $\text{дм}^3/\text{с}$  или  $\text{л}/\text{с}$ . Он вычисляется по формуле

$$Q = \frac{V}{t},$$

где  $Q$  - объёмный расход жидкости,

$V$  - объём жидкости, протекающий через живое сечение потока,

$t$  – время течения жидкости.

Массовый расход жидкости это масса жидкости, протекающей в единицу времени через живое сечение потока. Массовый расход измеряется обычно в  $\text{кг}/\text{с}$ ,  $\text{г}/\text{с}$  или  $\text{т}/\text{с}$  и определяется по формуле

$$Q_M = \frac{M}{t};$$

где  $Q_M$  - массовый расход жидкости,

$M$  - масса жидкости, протекающий через живое сечение потока,

$t$  – время течения жидкости.

Весовой расход жидкости это вес жидкости, протекающей в единицу времени через живое сечение потока. Весовой расход измеряется обычно в  $\text{Н}/\text{с}$ ,  $\text{кН}/\text{с}$ . Формула для его определения выглядит так:

$$Q_G = \frac{G}{t};$$

где  $Q_G$  - весовой расход жидкости,

$G$  - вес жидкости, протекающий через живое сечение потока,

$t$  – 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  $dQ$ .

**Средняя скорость потока жидкости  $V_{cp}$**  в данном сечении это не существующая в действительности скорость потока, одинаковая для всех точек данного живого сечения, с которой должна была бы двигаться жидкость, что бы её расход был равен фактическому.

$$V_{cp} = \frac{\int u_s dS}{S} = \frac{Q}{S}.$$

**Уравнение неразрывности установившегося движения жидкости.** При рассмотрении движения жидкости считают, что в потоке жидкость сплошь заполняет занимаемое ею пространство без образования пустот, т.е. движение жидкости происходит неразрывно. В этом случае справедливо уравнение неразрывности движения, выводимое на основе закона

сохранения массы. Получим вначале уравнение неразрывности при установившемся движении жидкости для элементарной струйки.

Пусть имеем элементарную струйку (рис. 3). Возьмем сечение 1-1 с площадью  $\Delta s_1$  и скоростью движения частиц жидкости  $u_1$ . Элементарный расход через сечение 1-1 равен

$$\Delta Q_1 = u_1 \Delta s_1.$$

Затем возьмем сечение 2-2 в этой же струйке с площадью сечения  $\Delta s_2$  и скоростью  $u_2$ . Элементарный расход через сечение 2-2 равен

$$\Delta Q_2 = u_2 \Delta s_2.$$

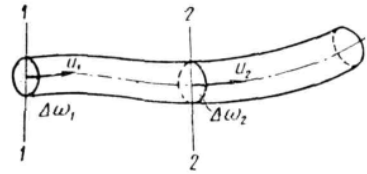


Рис. 3.

Но по свойству элементарной струйки приток и отток жидкости через ее боковую поверхность невозможен кроме того, в отсеке 12, который сохраняет неизменные размеры, не образуется пустот и не происходит переуплотнений; значит количества жидкости, протекающей в единицу времени через сечения 1-1 и 2-2, должны быть одинаковы, т.е.  $\Delta Q_1 = \Delta Q_2$ . Принимая во внимание, что сечения 1-1 и 2-2 приняты произвольно, можно в общем случае для элементарной струйки написать

$$\Delta Q_1 = \Delta Q_2 = \Delta Q_3 = \dots = \Delta Q_n = \Delta Q = \text{const},$$

или

$u_1 \Delta s_1 = u_2 \Delta s_2 = u_3 \Delta s_3 = \dots = u_n \Delta s_n = \Delta Q = \text{const}$ . Это и есть уравнение неразрывности (сплошности) для элементарной струйки, которое читается так: элементарный расход жидкости  $\Delta Q$  при установившемся движении есть величина постоянная для всей элементарной струйки.

### 3. Общая интегральная форма уравнений количества движения и момента количества движения.

**Закон изменения количества движения.** Выделим в движущейся жидкости некоторый объем  $V$ , ограниченный поверхностью  $S$ . Пусть вектор  $K$  — количество движения массы жидкости, заполняющей этот объем. В элементарном объеме  $dV$  заключена масса  $\rho dV$ .

Количество движения этой массы, имеющей скорость  $v$ :

$$dK = \rho \cdot v \cdot dV$$

Количество движения массы, заключенной в объеме  $V$ :

$$K = \iiint_V \rho \cdot v \cdot dV$$

Для выделенной массы жидкости вектор  $K$ , как и объем  $V$ , — функции времени.

Закон количества движения можно сформулировать так: производная по времени от количества движения некоторой системы масс равна главному вектору внешних сил, действующих на эту систему. Следовательно,

$$\frac{dK}{dt} = F_m + F_s$$

Где  $F_m$  — главный вектор массовых сил

$F_s$  — главный вектор поверхностных сил

Подставляем значения главных векторов и проинтегрировав получаем запись закона количества движения в интегральном виде:

$$\frac{d}{dt} \iiint_V \rho \cdot v \cdot dV = \iiint_V \rho \cdot a \cdot dV + \iint_S \tau_s dS$$

Где  $a$  — вектор ускорения в точке

$\tau_s$  — напряжение поверхностных сил.

**Закон изменения момента количества движения.** Для механической системы закон момента количества движения формулировался так: производная по времени от полного момента количества движения некоторой системы равна главному моменту внешних сил, действующих на эту систему. Получим запись этого закона для случая движения сплошной среды.

Рассмотрим массу сплошной среды  $m$ ; пусть в данный момент она занимает объем  $V$ , ограниченный поверхностью  $S$ . Эта масса обладает количеством движения  $K$  и моментом количества движения  $L$ . Элемент объема  $dV$  содержит массу  $dm = \rho dV$ , количество движения которой равно  $\rho v dV$ . Момент количества движения этой массы относительно начала координат равен  $L = \iiint_V (r \times \rho v) dV$ .

Введем необходимые определения и запишем выражения для моментов внешних сил внутренних моменты рассматривать не будем.

На элемент  $dV$  с массой  $dm$  действует сила  $\rho \cdot a \cdot dV$ . Момент этой силы  $(r \times \rho a) dV$ . Главный момент массовых сил равен

$$M = \iiint_V (r \times \rho a) dV$$

На элемент поверхности  $dS$  с нормалью  $\tau_s$  действует поверхностная сила. Главный момент поверхностных сил

$$M_s = \iint_S (r \times \tau_s) dS$$

Производная по времени от полного момента количества движения  $L$  равна сумме перечисленных моментов. Таким образом, закон момента количества движения запишется в интегральном виде:

$$\frac{d}{dt} \iiint_V (r \times \rho v) dV = \iiint_V (r \times \rho a) dV + \iint_S (r \times \tau_s) dS.$$

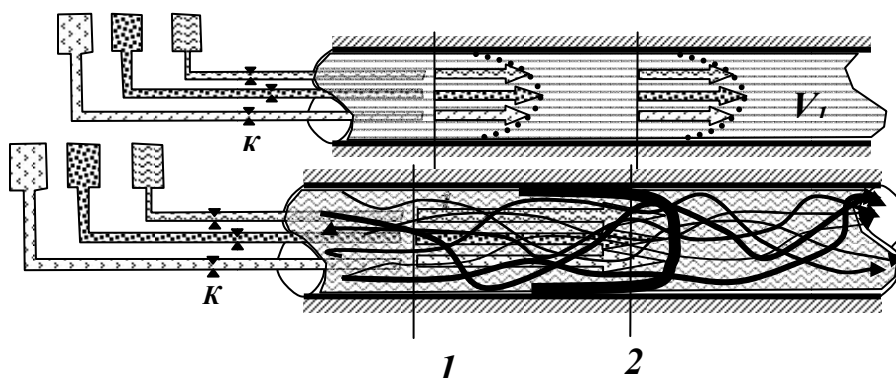
**Давление струи жидкости на ограждающие поверхности.** Если вытекающая из отверстия или насадка струя попадает на неподвижную стенку, то она с определенным давлением воздействует на нее. Основное уравнение, по которому вычисляется давление струи на площадку, имеет вид

$$P = \frac{\gamma}{g} Q v$$

#### 4. Режимы течения жидкости. Физический смысл числа Рейнольдса.

Если наблюдать за движением жидкости, то можно ясно видеть, что при перемещении от сечения 1 к сечению 2 картина распределения скоростей будет оставаться постоянной, а движение жидкости будет слоистым, плавным, все струйки тока будут параллельны между собой. Такое **движение** носит название **ламинарное** (от латинского слова lamina - слой).

Однако до бесконечности увеличивать скорость при ламинарном режиме движения потока невозможно. Обязательно наступит такой момент, когда характер движения жидкости радикально изменится. Цветные струйки начнут сначала колебаться, затем размываться и интенсивно перемешиваться. Течение потока становится беспокойным, с постоянным вихреобразованием. Эпюра распределения скоростей по сечению потока



приблизится к прямоугольной форме, а значения скоростей в разных сечениях потока станут практически равны средней скорости движения жидкости. Значение коэффициента кинетической энергии  $\alpha$  приближается к  $1$ . Такое течение жидкости называется **турбулентным** (от латинского слова *turbulentus* - возмущённый, беспорядочный). Если снова уменьшить скорость течения жидкости, восстановится ламинарный режим движения. Переход от одного режима движения к другому будет происходить примерно при одном и том же числе Рейнольдса.

$$Re_{кр} = \frac{V_{кр} d}{\nu}.$$

Опытным путём установлено, что критическое число Рейнольдса для круглых труб - **2320** для круглых труб, а для других сечений **580**.

Для определения режима движения в потоке надо найти **фактическое число Рейнольдса  $Re$** , которое можно установить для любого потока по формуле

$$Re = \frac{V d}{\nu},$$

и сравнить его с критическим числом  $Re_{кр}$ .

При этом, если  $Re < Re_{кр}$ , то режим движения ламинарный, если  $Re > Re_{кр}$ , то режим движения турбулентный.

Физический смысл числа Рейнольдса заключается в смене режимов течения жидкости. В настоящее время не существует строгого научно доказанного объяснения этому явлению, однако наиболее достоверной гипотезой считается следующая: смена режимов движения жидкости определяется отношением сил инерции к силам вязкости в потоке жидкости. Если преобладают первые, то режим движения турбулентный, если вторые - ламинарный. Турбулентные потоки возникают при высоких скоростях движения жидкости и малой вязкости, ламинарные потоки возникают в условиях медленного течения и в вязких жидкостях.

## **1. 5 Лекция №7, 8, 9, 10 ( 8часа).**

### **Тема: «Одномерные потоки»**

#### **1.5.1 Вопросы лекции:**

1. Обобщение уравнения Бернулли для потока вязкой жидкости.
2. Гидравлические сопротивления, их физическая природа и классификация.
3. Сопротивления по длине для напорных и безнапорных потоков.
4. Данные о гидравлическом коэффициенте трения. Зоны сопротивления. Наиболее употребительные формулы для гидравлического коэффициента трения.
5. Местные гидравлические сопротивления, основная формула. Зависимость коэффициента местного сопротивления от числа Рейнольдса и геометрических параметров русла. Виды местных сопротивлений.
6. Истечение жидкости и газа через отверстия и насадки.
7. Гидравлический удар в трубах, формула Жуковского.
8. Гидравлические расчет трубопроводов.

#### **1.5.2 Краткое содержание вопросов:**

##### **1. Обобщение уравнения Бернулли для потока вязкой жидкости**

Уравнение Бернулли для струйки идеальной жидкости имеет вид

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} \dots$$

При этом сумма приведённых выше величин  $z_i + \frac{P_i}{\rho g} + \frac{u_i^2}{2g}$ , описывающих движение жидкости под действием сил давления и сил тяжести есть величина постоянная для элементарной струйки, т.е.

$$Z + \frac{P}{g\rho} + \frac{u^2}{2g} = \text{const} (= H).$$

**Геометрическая интерпретация уравнения Бернулли.** Положение любой частицы жидкости относительно некоторой произвольной линии нулевого уровня 0-0 определяется вертикальной координатой  $Z$ . Для реальных гидравлических систем это может быть уровень, ниже которого жидкость из данной гидросистемы вытечь не может. Например, уровень пола цеха для станка или уровень подвала дома для домашнего водопровода.

- Как и в гидростатике, величину  $Z$  называют **нивелирной высотой**.
- Второе слагаемое -  $\frac{P}{g\rho}$  носит название **пьезометрическая высота**. Эта

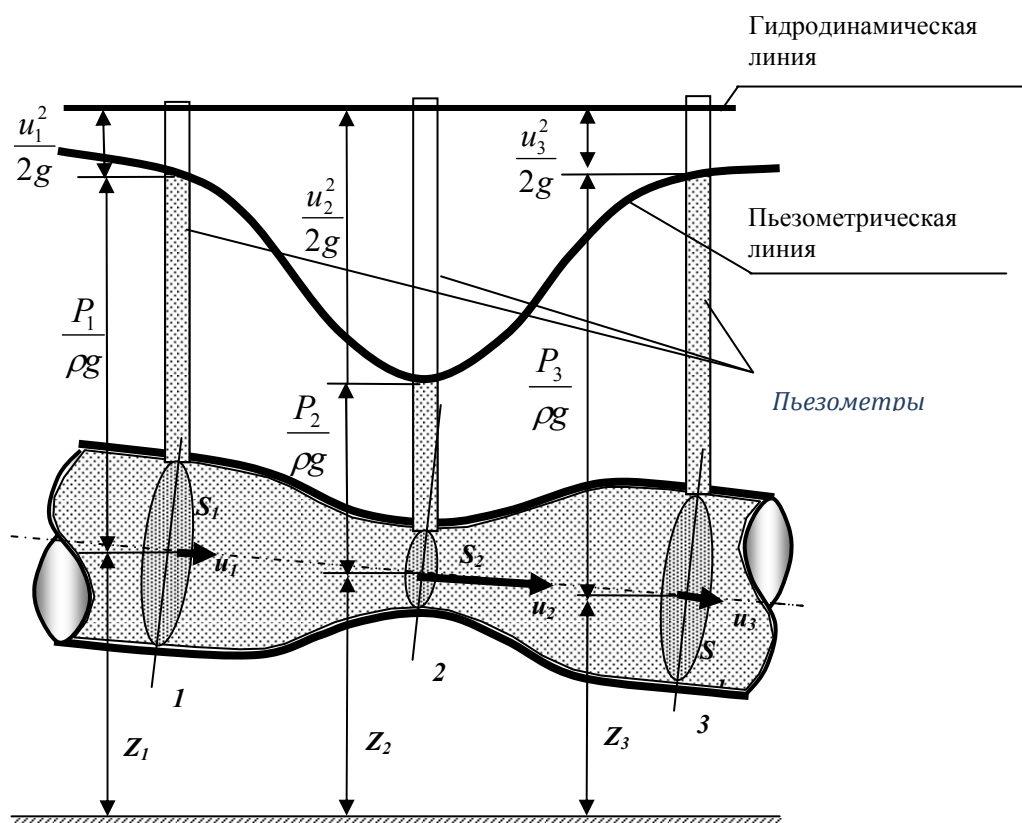
величина соответствует высоте, на которую поднимется жидкость в пьезометре, если его установить в рассматриваемом сечении, под действием давления  $P$ .

- Сумма первых двух членов уравнения  $Z + \frac{P}{g\rho}$  — **гидростатический напор**.

• Третье слагаемое в уравнения Бернулли  $\frac{u^2}{2g}$  называется **скоростной высотой** или **скоростным напором**. Данную величину можно представить как высоту, на которую поднимется жидкость, начавшая двигаться вертикально со скоростью  $u$  при отсутствии сопротивления движению.

- Сумму всех трёх членов (высот) называют **гидродинамическим или полным напором** и, как уже было сказано, обозначают буквой  $H$ .

Все слагаемые уравнения Бернулли имеют размерность длины и их можно изобразить графически.



Геометрическое место точек, высоты которых равны  $z + \frac{P}{g\rho}$ , называется **пьезометрической линией**. Если к этим высотам добавить скоростные высоты, равные  $\frac{u^2}{2g}$ , то получится другая линия, которая называется **гидродинамической** или **напорной линией**.

Из уравнения Бернулли для струйки невязкой жидкости (и графика) следует, что гидродинамический напор по длине струйки постоянен.

**Энергетическая интерпретация уравнения Бернулли.** Выше было получено уравнение Бернулли с использованием энергетических характеристик жидкости. Суммарной энергетической характеристикой жидкости является её гидродинамический напор.

С физической точки зрения это отношение величины механической энергии к величине веса жидкости, которая этой энергией обладает. Таким образом, гидродинамический напор нужно понимать как энергию единицы веса жидкости. И для идеальной жидкости эта величина постоянна по длине. Таким образом, физический смысл уравнения Бернулли это **закон сохранения энергии для движущейся жидкости**.

$z$  — удельная потенциальная энергия положения на единицу веса жидкости;  $\frac{P}{g\rho}$  — удельная потенциальная энергия давления на единицу веса жидкости



$\frac{u^2}{2g}$  — удельная кинетическая энергия на единицу веса жидкости.

**Уравнение Бернулли для струйки реальной жидкости.** В реальных струйках присутствуют силы вязкого трения. В результате струйки трутся друг об друга в процессе движения. На это трение затрачивается часть энергии потока. По этой причине в процессе движения неизбежны потери энергии. Эта энергия, как и при любом трении, преобразуется в тепловую энергию. Из-за этих потерь энергия жидкости по длине струйки постоянно уменьшается на определенную величину. Т.е. с учётом потерь энергии уравнение Бернулли для потока реальной жидкости будет выглядеть

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + h.$$

Где  $h$  – потери напора по длине струйки

**Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости.** Поток жидкости, как указывалось ранее, можно представить совокупностью элементарных струек жидкости по сечению потока неодинаковы, причём в середине потока скорости наибольшие, а к периферии они уменьшаются (струйная модель потока). Это означает, что различные струйки в одном сечении имеют различные значения кинетической энергии. Отсюда следует, что кинетическая энергия, посчитанная с использованием скоростей элементарных струек  $u_s$ , и кинетическая энергия, посчитанная с использованием значения средней скорости потока  $V$ , будет иметь разные значения. Поэтому вводят коэффициент кинетической энергии или коэффициента Кориолиса  $\alpha$ . Смысл этого коэффициента заключается в отношении действительной кинетической энергии потока в определённом сечении к кинетической энергии в том же сечении потока, но при равномерном распределении скоростей.

Учитывая коэффициент кинетической энергии, приведём уравнение Бернулли для потока реальной жидкости, которое примет вид:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h.$$

Надо учесть, что в общем случае в разных сечениях потока коэффициент  $\alpha$  будет иметь различные значения.

## 2. Гидравлические сопротивления, их физическая природа и классификация

Гидравлическая жидкость в гидросистемах технологического оборудования, как уже обсуждалось ранее, играет роль рабочего тела. Она обеспечивает перенос энергии от источника гидравлической энергии к потребителю (в большинстве случаев, к гидродвигателю). Для такого переноса используются напорные потоки.

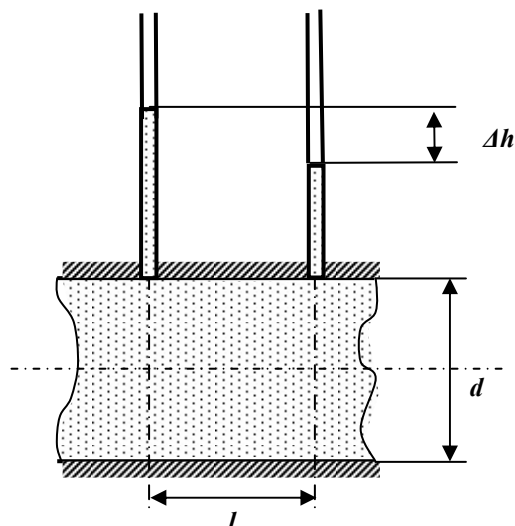
Естественно, что твёрдые стенки препятствуют свободному движению жидкости. Поэтому при относительном движении жидкости и твердых поверхностей неизбежно возникают (развиваются) **гидравлические сопротивления**. На преодоление возникающих сопротивлений затрачивается часть энергии потока. Эту потерянную энергию называют **гидравлическими потерями** удельной энергии или потерями напора. Гидравлические потери главным образом связаны с преодолением сил трения в потоке и о твёрдые стенки и зависят от ряда факторов, основными из которых являются:

- ✓ геометрическая форма потока,
- ✓ размеры потока,
- ✓ шероховатость твёрдых стенок потока,
- ✓ скорость течения жидкости,
- ✓ режим движения жидкости (который связан со скоростью, но учитывает её не только количественно, но и качественно),
- ✓ вязкость жидкости,
- ✓ некоторые другие эксплуатационные свойства жидкости.

Но **гидравлические потери** практически **не зависят от давления** в жидкости.

Величина гидравлических потерь оценивается энергией, потерянной каждой весовой единицей жидкости. Из уравнения Бернулли, составленного для двух сечений потока, обозначенных индексами 1 и 2

**потери энергии потока жидкости  $\Delta h$**  можно представить как



$$\Delta h = \left( Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} \right) - \left( Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} \right).$$

Если учесть, что труба в обоих сечениях **1** и **2** имеет одинаковые площади поперечных сечений, жидкость является несжимаемой и выполняется условие сплошности (неразрывности) потока, то, несмотря на гидравлические сопротивления и потери напора, кинетическая энергия в обоих сечениях будет одинаковой. Учтя это, а также то, что при больших давлениях в напорных потоках и небольшой (практически нулевой) разнице нивелирных высот  **$Z_1$**  и  **$Z_2$** , потери удельной энергии можно представить в виде

$$\Delta h = \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_2}{\rho g}.$$

Опыты показывают, что во многих случаях потери энергии прямо пропорциональны квадрату скорости течения жидкости, поэтому в гидравлике принято выражать потерянную энергию в долях от кинетической энергии, отнесённой к единице веса жидкости

$$\Delta h = \xi \frac{V^2}{2g},$$

где  **$\xi$**  - **коэффициент сопротивления**.

Таким образом, коэффициент сопротивления можно определить как отношение потерянного напора к скоростному напору.

Гидравлические потери в потоке жидкости разделяют на 2 вида:

- потери по длине,
- местные потери.

3. Сопротивления по длине для напорных и безнапорных потоков.

Потери напора по длине, иначе их называют потерями напора на трение  **$h_{тр}$** , в чистом виде, т.е. так, что нет никаких других потерь, возникают в гладких прямых трубах с постоянным сечением при равномерном течении. Такие потери обусловлены внутренним трением в жидкости и поэтому происходят и в шероховатых трубах, и в гладких. Величина этих потерь выражается зависимостью

$$h_{mp} = \xi_{mp} \frac{V^2}{2g},$$

где  $\xi_{mp}$  - коэффициент сопротивления, обусловленный трением по длине.

При равномерном движении жидкости на участке трубопровода постоянного диаметра  $d$  длиной  $l$  этот коэффициент сопротивления прямо пропорционален длине и обратно пропорционален диаметру трубы

$$\xi_{mp} = \lambda \frac{l}{d},$$

где  $\lambda$  – **коэффициент гидравлического трения** (иначе его называют **коэффициент потерь на трение** или **коэффициент сопротивления трения**).

Из этого выражения нетрудно видеть, что значение  $\lambda$  - коэффициент трения участка круглой трубы, длина которого равна её диаметру.

С учетом последнего выражения для коэффициента сопротивления потери напора по длине выражаются **формулой Дарси**

$$h_{mp} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}.$$

#### 4. Данные о гидравлическом коэффициенте трения. Зоны сопротивления. Наиболее употребительные формулы для гидравлического коэффициента трения

**Течение в гладких трубах**. Гладкие или точнее технически гладкие трубы это такие, шероховатость внутренних поверхностей которых настолько мала, что практически не влияет на потери энергии на трение. К таким трубам относят

- цельнотянутые трубы из цветных металлов,
- трубы из алюминиевых сплавов,
- стальные высококачественные бесшовные трубы,
- новые высококачественные чугунные трубы,
- новые не оцинкованные трубы.

В основном трубы, используемые в гидросистемах технологического оборудования можно отнести к технически гладким.

Потери напора как уже отмечалось ранее, могут быть определены по формуле Дарси. Коэффициент гидравлического трения для ламинарного режима определяется по следующей формуле  $\lambda_{\lambda} = \frac{64}{Re}$ .

Наиболее применимыми формулами для определения коэффициента гидравлического трения являются следующие эмпирические и полуэмпирические зависимости

$$\lambda_T = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2},$$

применяемая для чисел Рейнольдса в пределах **4000 ÷ несколько миллионов**, или

$$\lambda_T = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}},$$

используемая в интервале **4000 ÷ 100000**.

**Течение в шероховатых трубах**. Исследование течения жидкости в шероховатых трубах практически полностью основываются на экспериментальных исследованиях. На их

результатах основаны зависимости и расчётные формулы, применяющиеся для определения потерь энергии в подобных условиях. Основная формула для определения потерь напора – формула Дарси. Отличие заключается только в коэффициенте потерь на трение.

В отличие от турбулентных потоков в гладких трубах, где коэффициент на трение полностью определяется числом Рейнольдса  $Re$ , для потоков в трубах имеющих

шероховатые внутренние поверхности  $\lambda_T$  зависит ещё и от размеров этой шероховатости. Установлено, что решающее значение имеет не абсолютная высота неровностей (абсолютная шероховатость)  $k$ , а отношение высоты этих неровностей к радиусу трубы. Коэффициент потерь на трение в этом случае описывается функцией

$$\lambda_T = f\left(Re, \frac{k}{r_0}\right).$$

1 – зона ламинарного течения, коэффициент  $\lambda_L$  вычисляется по формуле

$$\lambda_L = \frac{64}{Re};$$

2 – зона турбулентного гладко стенного течения, коэффициент  $\lambda_T$  вычисляется по формуле

$$\lambda_T = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}$$

или

$$\lambda_T = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}};$$

3 – зона, так называемого, доквадратичного течения, коэффициент  $\lambda_T$  вычисляется по формуле

$$\lambda_T = 0,11 \left( \frac{K_{\vartheta}}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25};$$

4 – зона квадратичного сопротивления, коэффициент  $\lambda_T$  вычисляется по формуле

$$\lambda_T = 0,11 \left( \frac{K_{\vartheta}}{d} \right)^{0,25}.$$

**5. Местные гидравлические сопротивления, основная формула. Зависимость коэффициента местного сопротивления от числа Рейнольдса и геометрических параметров русла. Виды местных сопротивлений.**

*Местными гидравлическими сопротивлениями* называются любые участки гидравлической системы, где имеются повороты, преграды на пути потока рабочей жидкости, расширения или сужения, вызывающие внезапное изменение формы потока, скорости или направления ее движения. В этих местах интенсивно теряется напор.

Примерами местных сопротивлений могут быть искривления оси трубопровода, изменения проходных сечений любых гидравлических аппаратов, стыки трубопроводов и т.п. Потери напора на местных сопротивлениях  $\Delta h_m$  определяются по формуле Вейсбаха:

$$\Delta h_m = \xi_m \frac{V^2}{2g};$$

где  $\xi_m$  - коэффициент местного сопротивления.

Коэффициент местного сопротивления зависит от конкретных геометрических размеров местного сопротивления и его формы. В связи со сложностью процессов, которые происходят при движении жидкости через местные сопротивления, в большинстве случаев его приходится определять на основании экспериментальных данных.

Однако в некоторых случаях величины коэффициентов местных сопротивлений можно определить аналитически.

Из определения коэффициента  $\xi_m$  видно, что он учитывает все виды потерь энергии потока жидкости на участке местного сопротивления. Его физический смысл состоит в том, что он показывает долю скоростного напора, затрачиваемого на преодоление данного сопротивления.

Коэффициенты различных сопротивлений можно найти в гидравлических справочниках. В том случае, если местные сопротивления находятся на расстоянии меньше  $(25 \div 50)d$  друг от друга ( $d$  - диаметр трубопровода, соединяющего местные сопротивления), весьма вероятно их взаимное влияние друг на друга, а их действительные коэффициенты местных сопротивлений будут отличаться от табличных. Такие сопротивления нужно рассматривать как единое сложное сопротивление, коэффициент  $\xi_m$  которого определяется только экспериментально. Нужно отметить, что из-за взаимного влияния местных сопротивлений, расположенных вблизи друг друга в потоке, во многих случаях суммарная потеря напора не равна простой сумме потерь напора на каждом из этих сопротивлений.

## 6. Истечение жидкости и газа через отверстия и насадки

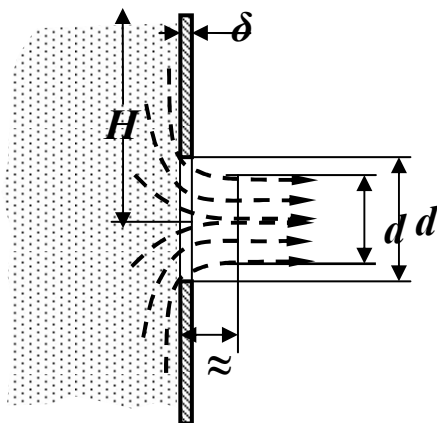
В своей практике все мы встречались с процессом истечения жидкости через отверстие, под действием гидростатического напора.

Подобные режимы течения жидкости происходят в контрольной и регулирующей аппаратуре различных гидравлических систем.

Истечение жидкости из отверстий характерно тем, что в этом процессе потенциальная энергия жидкости на очень коротком расстоянии и за очень короткий промежуток времени превращается в кинетическую энергию струи (или каплей в общем случае).

При этом происходят некоторые потери энергии.

Обратите внимание на то, что при вытекании жидкости через отверстие происходит сжатие струи. (переход).



То есть диаметр струи меньше диаметра отверстия. Возникает вопрос: Чем вызвано это сжатие?

Рассмотрим траекторию движения отдельных частиц. Частицы жидкости движутся к отверстию со всех сторон и изменение направления движения, в силу их инертности, мгновенно произойти не может.

То есть сжатие струи обосновывается инерцией частиц жидкости движущихся при подходе к отверстию по криволинейным траекториям.

Сжатие струи характеризуется коэффициентом сжатия  $\varepsilon$ .

Который находится как отношение площади живого сечения струи к площади отверстия.

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega_0} = \left( \frac{d_c}{d_0} \right)^2$$

Или отношение соответствующих квадратов диаметров.

Скорость истечения жидкости определяется по формуле

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

Где  $\varphi$  – коэффициент скорости.

Для определения расхода пользуются следующей формулой:

$$Q = \mu \cdot S_0 \sqrt{2gH}$$

Ее называют инженерной формой у – е Бернулли.

Истечение через насадки.

Насадком называется короткая трубка длиной от двух до шести диаметров, присоединённая к выходу отверстия, через которое истекает жидкость.

Роль насадка может выполнять и отверстие в толстой стенке, когда диаметр отверстия значительно меньше её толщины.

Подобные режимы течения жидкости возникают при вытекании жидкости из резервуаров, баков, котлов в атмосферу или пространство, заполненное жидкостью.

Простейшим насадком является **цилиндрический** насадок.

Расход в этом случае через насадок определяется по той же формуле, что и для отверстия.

Из-за того, что сжатия на выходе насадка нет ( $\varepsilon = 1,0$ ) коэффициент расхода через такой насадок равняется

$$\mu = \varphi \approx 0,8$$

## 7. Гидравлический удар в трубах, формула Жуковского.

Теоретическое и экспериментальное исследование **гидравлического удара** в трубопроводах впервые было проведено известным русским учёным **Николаем Егоровичем Жуковским** в 1899 году. Это явление связано с тем, что при быстром закрытии трубопровода, по которому течёт жидкость, или быстром его открытии (т.е. соединении тупикового трубопровода с источником гидравлической энергии) возникает резкое, неодновременное по длине трубопровода изменение скорости и давления жидкости. Если в таком трубопроводе измерять скорость жидкости и давление, то обнаружится, что скорость меняется как по величине, так и по направлению, а давление – как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения по отношению к начальному. Это означает, что в трубопроводе возникает колебательный процесс, характеризующийся периодическим повышением и понижением давления. Такой процесс очень быстротечен и обусловлен упругими деформациями стенок трубы и самой жидкости.

Из формулы следует, что скорость распространения ударной волны зависит от сжимаемости жидкости и упругих деформаций материала трубопровода.

Ударное давление определяют по формуле, носящей имя Жуковского:

$$\Delta P = \rho V \frac{1}{\sqrt{\rho \left( \frac{D}{E_m \delta} + \frac{1}{E_{жс}} \right)}}$$

где  $\rho$  – плотность жидкости,

$D$  - диаметр трубопровода,

$\delta$  - толщина стенки трубопровода,

$E_m$  – объёмный модуль упругости материала трубы,

$E_{жс}$  - объёмный модуль упругости жидкости.

## 8. Гидравлические расчет трубопроводов.

Важнейшей задачей, возникающей при проектировании множества гидросистем различного назначения, является задача определения энергетических характеристик источника гидравлической энергии. К таким системам относятся гидросистемы цехового технологического оборудования, мобильные гидрофицированные машины, системы водоснабжения и отопления и др. Источниками энергии таких гидросистем являются насосные станции, газобаллонные системы, водонапорные башни. Энергетические характеристики источника энергии – подача (расход) и давление – должны быть такими, что бы обеспечивались необходимые расход и давление на выходе системы – гидродвигателе, водопроводном кране и т.п.

Реже встречается обратная задача, когда при известных энергетических характеристиках источника энергии необходимо узнать, какими будут максимально возможный расход и давление на выходе гидросистемы.

**Простые трубопроводы.** Простым (коротким) называют трубопровод, по которому жидкость транспортируют от питателя к приемнику без промежуточных ответвлений потока. При этом необходимо учитывать не только потери напора на трение по длине трубопровода, но и скоростной напор и местные потери напора, которыми в данном случае нельзя пренебречь.

Исходным при расчетах простого трубопровода является уравнение баланса напоров (уравнение Бернулли)

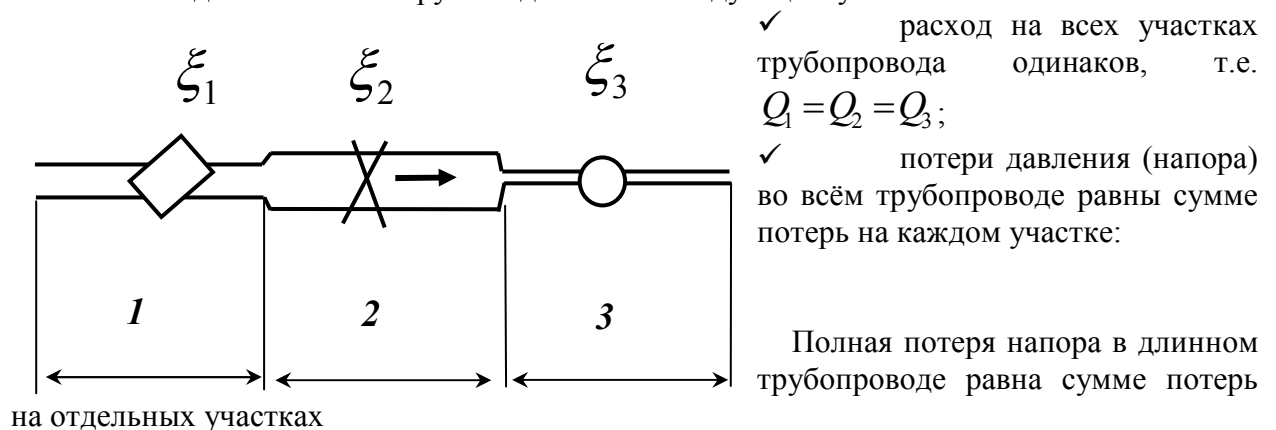
**Длинные трубопроводы**(рис.40). Это трубопроводы постоянного по длине диаметра, у которых основными являются потери напора по длине, а местными потерями напора и скоростным напором можно пренебречь, так как они очень малы, а длина трубопроводов может достигать несколько километров.

Потери напора по длине трубопровода определяют по формуле Дарси:

**Последовательное соединение трубопроводов.** Последовательный трубопровод состоит из нескольких труб различной длины и различного диаметра, соединённых между собой.

Рассмотрим трубопровод, состоящий из  $n$  последовательно соединённых труб различных диаметров. Каждый участок этого трубопровода имеет длину  $l$  и диаметр  $d$ .

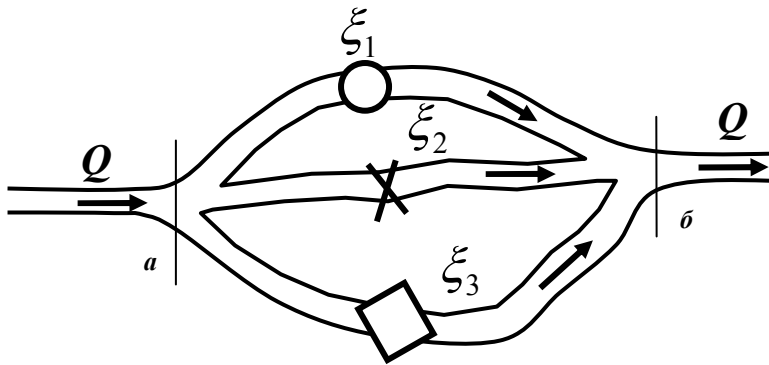
В каждом из этих трубопроводов могут иметься свои местные сопротивления. Течение в жидкости в такой трубе подчиняется следующим условиям:



$$h = h_1 + h_2 + \dots + h_n = \sum_{i=1}^n h \quad H = H_{nomp} + Q^2 \sum_{i=1}^n Al$$

где  $l$  — длина участка, м;  $A$  — удельное сопротивление участка.  
Для коротких труб

$$H = H_{nomp} + Q^2 \sum_{i=1}^n Al + \sum \xi \cdot \frac{8Q^2}{\pi^2 \cdot d^4 \cdot g}$$



**Параллельное соединение трубопроводов.** Отличительной особенностью таких трубопроводов является то, что поток жидкости делится в одной точке на несколько самостоятельных потоков, которые позже сходятся в другой точке. Каждый из этих потоков может содержать свои местные сопротивления. Наиболее часто возникающей задачей, связанной с расчётом таких трубопроводов, является определение расхода в каждой ветви.

Рассмотрим движение жидкости по этим трубопроводам, считая, что потенциальная энергия положения  $Z$  много меньше потенциальной энергии сжатия, которая определяется давлением, и ею можно пренебречь. Если считать, что в местах разветвления и соединения трубопроводов, обозначенных буквами  $a$  и  $б$ , расход  $Q$  одинаков, а давления равны  $P_a$  и  $P_б$ , то можно записать:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

Особенность расчета заключается в том, что потери напора в каждой из линий одинаковы и равны разности напоров в узлах  $a$  и  $б$ .

$$h_1 = h_2 = h_3 = \dots = h_n = h_A - h_B = H$$

Расход через любую из линий, соединяющих точки  $A$  и  $B$ , может быть записан в виде

$$Q_i = \frac{1}{\sqrt{A}} \sqrt{\frac{H}{L}}$$

Так как сумма расходов во всех параллельных трубопроводах равна расходу  $Q$  до разветвления трубопровода

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + \dots + Q_n = \sum_{i=1}^n Q_i = Q \quad Q = \sqrt{H} \sum_{i=1}^n \left( \frac{1}{\sqrt{AL}} \right)$$



**Трубопроводы с равномерно распределенным путевым расходом.** Это такие трубопроводы, в которых вдоль всего пути расход не постоянен

$$Q = VS \neq const$$

Рис.44 Схема к расчету трубопровода с путевым расходом

Потери напора по длине в трубопроводе для квадратичной области турбулентного режима определяют по формуле

$$h = A l Q_{расч}^2$$

Расчетный расход на участке  $Q_p = Q_T + Q_{II} / 2$

Где  $Q_T$  – транзитный расход;

$Q_{II}$  – путевой расход.

## **1. 6 Лекция №11 ( 2 часа).**

**Тема:** «Основы водоснабжения»

### **1.6.1 Вопросы лекции:**

1. Значение.
2. Нормы водопотребления.
- 3.Схемы. Водопроводная сеть.

### **1.6.2 Краткое содержание вопросов:**

#### **1. Значение.**

Под централизованным водоснабжением понимают обеспечение водой населенных пунктов, производственных предприятий и других объектов для удовлетворения хозяйственно-питьевых, технологических и противопожарных нужд. Системой водоснабжения является комплекс сооружений, машин и аппаратов, предназначенный для добывания, улучшения качества и подачи воды для указанных выше целей.

Для целей водоснабжения используются природные источники воды: поверхностные - открытые водоёмы (реки, водохранилища, озёра, моря) и подземные (грунтовые и артезианские воды, родники). Для нужд населения наиболее пригодны подземные воды. Однако для снабжения водой больших населённых мест подземных источников часто оказывается недостаточно, а получение из них значительного количества воды экономически невыгодно. Поэтому для водоснабжения крупных городов и промышленных объектов используют преимущественно поверхностные источники пресной воды.

Водопроводом называют централизованную систему водоснабжения, подача и распределение воды в которой производится по трубам. Системы водоснабжения (водопроводы) можно классифицировать по следующим признакам:

по назначению - водопроводы коммунальные (городов, поселков); производственные (металлургических заводов, химических комбинатов, тепловых электростанций и т. п.); сельскохозяйственные (колхозов, совхозов, животноводческих ферм, молочных заводов, теплиц, пастбищ, полевых станций и т. п.); железнодорожные; противопожарные;

по территориальному признаку - локальные и групповые (районные) водопроводы;

по способу подачи воды - водопроводы самотечные (гравитационные) и с механической подачей воды (с помощью насосов);

по виду использования природных источников - водопроводы, использующие воду из поверхностных источников, из подземных источников и смешанного питания.

В различных системах водоснабжения есть много общих технических приемов и решений, однако они существенно отличаются друг от друга по режиму работы, по качеству используемой воды, по типам и размерам сооружений.

Сельскохозяйственное водоснабжение отличается от коммунального и производственного рассредоточенностью водопотребителей и сезонной цикличностью сельскохозяйственного производства. Рассредоточенность сельскохозяйственных объектов обуславливает устройство систем водоснабжения с различной степенью централизации, которые можно разделить на три типа: децентрализованные, централизованные и комбинированные.

Децентрализованная система снабжает водой каждый хозяйственный или производственный центр обособленно, вне зависимости от других объектов. На каждом объекте предусматривается локальный водопровод, а для небольших водопотребителей местные устройства водоснабжения.

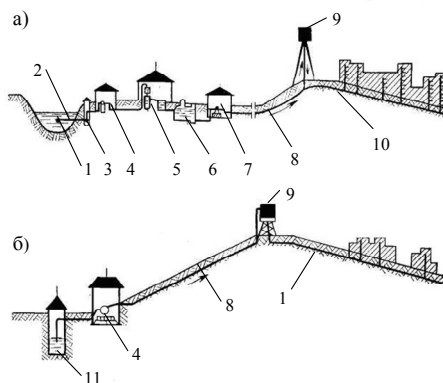
Централизованная система снабжает водой все сельскохозяйственные объекты по единому водопроводу. При этом водопроводные сооружения, предназначенные для забора, очистки и транспортирования воды, рассчитываются на подачу воды всем потребителям, находящимся на территории действия системы.

Комбинированная система снабжает водой отдельные группы водопотребителей централизованно, с помощью групповых водопроводов; другие объекты могут иметь локальное водоснабжение.

Последовательность расположения основных водопроводных сооружений показана на общей схеме системы хозяйственно-питьевого водоснабжения сельских населенных пунктов (рис. 1.1а); - питаемой из поверхностного источника. Взаимное расположение отдельных сооружений системы водоснабжения и их состав могут быть различными в зависимости от назначения, местных природных условий, требований водопотребителя или по экономическим соображениям. Это положение иллюстрируется схемой системы водоснабжения сельского населенного пункта, использующей подземную воду - рис. 1.1б.

При выборе схемы водоснабжения необходимо располагать сведениями об имеющихся природных водоисточниках в районе проектирования, о водопотреблении, знать требования, предъявляемые к качеству воды, иметь данные о напоре, под которым она должна подаваться потребителям, и т. д. В значительной степени схема водоснабжения зависит от выбранного водоисточника (поверхностный или подземный), расстояния, на которое он удален от водопотребителя, его мощности, качества воды.

Для обеспечения надежности систем сельскохозяйственного водоснабжения I и II категории там, где это целесообразно и возможно, дублируют отдельные сооружения схемы.



**Рис. 1.1. Системы водоснабжения**

а - питаемые из поверхностного источника; б - питаемые из подземного; 1 - заборник; 2 - самотечные всасывающие линии; 3 - береговой колодец; 4 - насосная станция I подъема; 5 - водоочистные сооружения; 6 - резервуар чистой воды; 7 - насосная станция II подъема; 8 - водоводы; 9 - водонапорная башня; 10 - распределительная сеть; 11 - колодец

Например, устраивают не менее двух трубчатых или шахтных колодцев при получении подземных вод; водоприемный колодец поверхностного водозабора устраивают из двух секций, укладывают не менее двух самотечных и двух всасывающих труб, не менее двух ниток водоводов, закольцовывают водораспределительную сеть и т. д.

## 2. Нормы потребления

Режим расходования воды населением определяется рядом факторов бытового характера, связанных с режимом жизни и трудовой деятельности людей. Колебание суточных расходов зависит также и от погоды, режима работы на производстве, чередования праздничных, выходных и рабочих дней, проведения культурных, спортивных и других мероприятий. В течение суток наблюдаются значительные колебания часовых расходов, вызываемые сменой дня и ночи, условиями работы и случайными явлениями.

Для каждого расчетного периода общее расчетное число потребителей определяется по данным, получаемым от специальных организаций, сельсоветов и т. д. После этого потребителей разделяют на группы, характеризующиеся одинаковыми нормами и режимом водопотребления.

Общий среднесуточный расход воды определяется по формуле:

$$Q_{\text{сут. ср. общ.}} = \sum Q_{\text{сут. ср.}}^i$$

Среднесуточный расход воды одной группы потребителей определяется по формуле:  $Q_{\text{сут. ср.}}^i = q_{\text{ср.}} \cdot N$ ,

где  $q_{\text{ср.}}$  - норма водопотребления одним потребителем, м<sup>3</sup>/сут.;

$N$  - количество потребителей.

Величина нормы водопотребления может быть определена по СНиП.

Для надежной работы системы водоснабжения ее рассчитывают по максимальному суточному расходу. Отклонение максимального суточного расхода от среднесуточного определяют коэффициентом суточной неравномерности  $K_{\text{сут. max}}$ . Расчетный расход воды за сутки наибольшего и наименьшего водопотребления определяются по формулам:

$$Q_{\text{сут. max}} = K_{\text{сут. max}} \cdot Q_{\text{сут. ср.}}$$

$$Q_{\text{сут. min}} = K_{\text{сут. min}} \cdot Q_{\text{сут. ср.}}$$

Коэффициенты суточной неравномерности учитывают уклад жизни населения, климатические условия и связанные с ним изменения водопотребления по сезонам года и дням недели, а также режим работы коммунально-бытовых предприятий.

Водопроводные сети и водонапорные башни рассчитывают на максимальный часовой расход с учетом колебаний часовых расходов. При расчете указанных сооружений необходимо знать как максимальные, так и минимальные часовые расходы воды.

Часовые расходы воды в сутки максимального и минимального водопотребления определяются по формулам:

$$q_{ч. \max} = K_{ч. \max} \cdot \frac{Q_{сум. \max}}{24},$$

$$q_{ч. \min} = K_{ч. \min} \cdot \frac{Q_{сум. \min}}{24},$$

$$q_{ч. \text{ср.}} = \frac{Q_{сут. \max}}{24}.$$

Коэффициенты часовой неравномерности определяются из выражений:

$$K_{ч. \max} = \alpha_{\max} \cdot \beta_{\max}$$

$$K_{ч. \min} = \alpha_{\min} \cdot \beta_{\min}$$

Значение коэффициентов  $\alpha$  зависит от степени благоустройства, режима работы коммунальных предприятий и других местных условий. Рекомендуется принимать  $\alpha_{\max} = 1.2 - 1.4$ ,  $\alpha_{\min} = 0.4 - 0.6$ .

Коэффициенты  $\beta$ , отражающие влияние численности населения рекомендуется принимать по таблице 1.6. приложения 1.

Следует отметить, что чем меньше объект водоснабжения и чем однороднее состав водопотребителей, тем больше коэффициент часовой неравномерности.

Продолжительность периода водопотребления среднего часового расхода  $t_{\text{ср.}}$  принимается равной 9–10 часов.

Продолжительность периода потребления наибольшего часового расхода вычисляется по формуле

$$t_{\max} = \frac{(24 - t_{\text{ср.}}) - (1 - K_{ч. \max})}{K_{ч. \min} - K_{ч. \max}} \quad )$$

Тогда оставшийся от суток промежутки времени будет соответствовать продолжительности потребления наименьшего часового расхода воды

$$t_{\min} = 24 - t_{\text{ср.}} - t_{\max}$$

Рекомендуется дробные значения  $t_{\max}$  и  $t_{\min}$  округлять до целых и вносить соответствующие коррективы в полученные ранее величины  $q_{ч. \text{ср.}}$ ,  $q_{ч. \max}$ ,  $q_{ч. \min}$  с тем, чтобы строго соблюдалось следующее балансовое соотношение

$$q_{ч. \text{ср.}} \cdot 24 = q_{ч. \max} \cdot t_{\max} + q_{ч. \text{ср.}} \cdot t_{\text{ср.}} + q_{ч. \min} \cdot t_{\min}$$

Исходя из основных режимов водопотребления, можно построить график почасового распределения воды в сутки наибольшего водопотребления, при этом расчетные часовые расходы воды указываются в % от  $Q_{\text{сут. ср.}}$ .

Поскольку условно принято, что в течение часа расход воды остается постоянным, то расчетный секунднй расход, м<sup>3</sup>/с, в час максимального и минимального будет:

$$Q_{\max} = \frac{q_{ч. \max}}{3600},$$

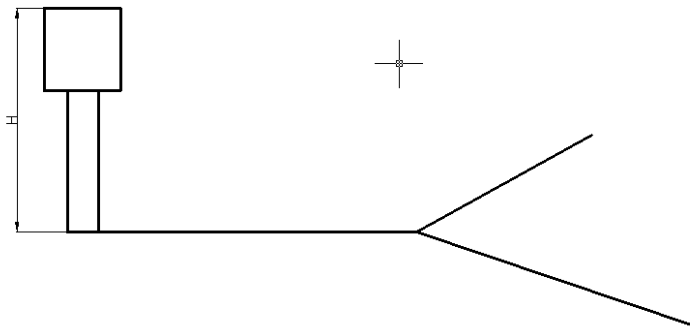
$$Q_{\min} = \frac{q_{\text{ч. min}}}{3600}.$$

### 3. Схемы. Водопроводная сеть.

**Основные у-е для расчета разветвленной сети.** Разветвлённые трубопроводы отличаются тем, что они имеют одну общую точку, из которой расходятся разные потоки, или общую точку, в которой несколько разных потоков сходится. Для разветвлённых трубопроводов, так же как и для параллельных, можно записать уравнение расходов

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3,$$

где  $Q_1, Q_2, Q_3$  - расходы в соответствующих ветвях.



Составим также уравнение Бернулли для любой из ветвей.

$$z_6 + \frac{P_6}{\rho g} + \frac{\alpha \cdot v^2}{2g} = z_0 + \frac{P_0}{\rho g} + \frac{\alpha_0 \cdot v_0^2}{2g} + h_{6-0}$$

$$\frac{P_6}{\rho g} = H_6, \quad \frac{P_0}{\rho g} = H_0, \quad \frac{\alpha \cdot v^2}{2g} = \frac{\alpha_0 \cdot v_0^2}{2g}$$

$$z_6 + H_6 = z_0 + H_0 + h_{6-0}$$

$$z_0 + H_0 = z_1 + H_1 + h_{1-0}$$

Или

$$z_6 + H_6 = z_1 + H_1 + h$$

$$\text{Где } h = h_{6-0} + h_{1-0}$$

$$H_6 = z_1 + H_1 + h - z_6$$

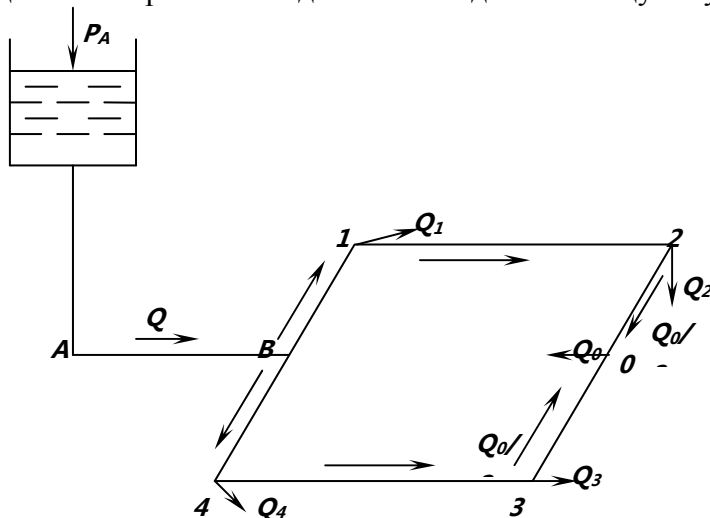
$$H_6 = z_2 + H_2 + h - z_6$$

Подобную систему уравнений можно записать для любого числа ветвей разветвлённого трубопровода. Решая её, можно определить, какой расход и какое давление должен обеспечивать источник гидравлической энергии, чтобы на выходе трубопроводов получалось заданное давление при заданном расходе.

**Расчет кольцевой сети.** Кольцевая сеть состоит из замкнутых колец и магистралей, присоединенных к водонапорной башне или резервуару. Рассмотрим простейший случай расчета кольцевой водопроводной сети, состоящей из магистрального трубопровода А—В и одного кольца В—1—2—3—4—В (рис. ). Расход, забираемый в точках 1, 2, 3, 4, обозначим соответственно через  $Q_1, Q_2, Q_3, Q_4$

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

На основании топографических данных, длины участков трубопровода, диаметра труб задаемся направлением движения воды по кольцу и нулевой (раз



дельной) точкой сети. Нулевая точка выбирается таким образом, чтобы потери напора в ветвях слева и справа от этой точки были одинаковыми. Далее, так же как и при расчете тупиковой сети, определяем диаметр труб и подсчитываем потери напора на каждом участке по левой и правой сторонам кольца.

Если нулевая точка  $O$  выбрана правильно, то сумма потерь напора по левой стороне кольца должна равняться сумме потерь напора по правой стороне кольца, т. е.

$$h_{0-2} + h_{2-1} + h_{1-B} = h_{0-3} + h_{3-4} + h_{4-B}$$

где  $h_{0-2}$  и т.д. - потери напора по длине на соответствующем участке

Если это условие не выполняется, то расчет следует продолжать до тех пор, пока не будет получено равенство потерь напора в двух рассматриваемых разомкнутых сетях.

$$H_6 = z_d + H_d + h - z_6$$

## 1. 7 Лекция №12 ( 2 часа).

Тема: «Гидравлическое подобие»

### 1.7.1 Вопросы лекции:

1. Основы теории подобия
2. Критерий подобия Ньютона.
3. Критерий подобия Эйлера.
- 4 Критерий подобия Рейнольдса.
5. Критерий подобия Фруда.

### 1.7.2 Краткое содержание вопросов:

1. Основы теории подобия

В процессе проектирования различных гидросистем, трубопроводов, гидротехнических сооружений, гидравлических и газовых систем химических и нефтехимических предприятий нередко возникает необходимость не только математического, но и натурного моделирования. В таком случае необходимо, чтобы работа гидросистемы действующей модели соответствовала функционированию реального объекта. Это означает, что различные характеристики потоков жидкости, которые имеют место в модели и в реальной системе, должны описываться одинаковыми закономерностями, хотя их численные значения могут существенно различаться. Для этого необходимо иметь критерии, которые позволяли ли бы «масштабировать» реальную систему. Эти критерии устанавливаются в теории подобия потоков жидкости.

*Гидродинамическое подобие* - это подобие потоков несжимаемой жидкости, включающее в себя *подобие геометрическое, кинематическое и динамическое*.

Из геометрии известно, что *геометрическое подобие* означает пропорциональность сходственных размеров и равенство соответствующих углов. В гидравлике под геометрическим подобием понимают подобие тех поверхностей, которые ограничивают потоки жидкости, Таким образом в гидравлике геометрическое подобие означает подобие русел или трубопроводов, по которым течёт жидкость.

*Кинематическое подобие* это подобие линий тока и пропорциональность сходственных скоростей. Это значит, что для кинематического подобия потоков требуется соблюдение геометрического подобия.

*Динамическое подобие* заключается в пропорциональности сил, действующих на сходственные элементы кинематически и геометрически подобных потоков, и равенство углов, характеризующих направление действия этих сил.

В потоках жидкостей (в нашем случае в трубопроводах, в гидромашинах и т.д.) обычно действуют разные силы – силы давления, силы вязкого трения, силы тяжести, инерционные силы. Соблюдение пропорциональности всех сил, действующих в потоке, означает *полное гидродинамическое подобие*.

На практике полное гидродинамическое подобие достигается редко, поэтому обычно приходится ограничиваться *частичным (неполным) гидродинамическим подобием*, при котором имеется пропорциональность лишь основных сил.

Записывается подобие следующим образом. Например, пропорциональность сил давления  $P$  и сил трения  $T$ , действующих в потоках  $I$  и  $II$ , можно записать в виде

$$\left(\frac{P}{T}\right)_I = \left(\frac{P}{T}\right)_{II}.$$

## 2. Критерий подобия Ньютона

В подобных потоках силы, с которыми поток воздействует на препятствия - твердые стенки, лопасти гидромашин, обтекаемые потоком тела, и другие преграды, должны быть пропорциональны. Этими силами являются силы инерции движущейся жидкости, которые пропорциональны произведению динамического давления  $\frac{\rho V^2}{2}$  на преграду при площади воздействия  $S$ .

Рассмотрим, как поток жидкости наталкивается на безграничную стенку, установленную нормально к нему, и в результате, растекаясь по ней, меняет свое направление на  $90^\circ$ . На основании теоремы механики о количестве движения секундный импульс силы  $I_F$ , с которой поток действует на стенку, равен:

$$I_F = \rho Q V = \rho V^2 S,$$

где  $\rho$  - плотность жидкости,

$Q$  - секундный расход жидкости,

$V$  - средняя скорость жидкости,

$S$  - площадь воздействия струи на преграду.

Это и есть сила воздействия на преграду. Для подобных потоков I и II должно выполняться равенство

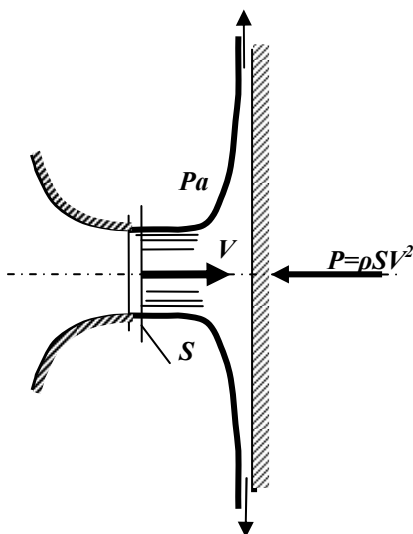
$$\frac{F_I}{F_{II}} = \frac{(\rho V_{cp}^2 S)_I}{(\rho V_{cp}^2 S)_{II}},$$

или

$$\left( \frac{F}{\rho V_{cp}^2 S} \right)_I = \left( \frac{F}{\rho V_{cp}^2 S} \right)_{II} = Ne.$$

Последнее отношение, одинаковое для подобных потоков, называется *числом Ньютона* и обозначается  $Ne$ .

### 3. Критерий подобия Эйлера



Вначале рассмотрим наиболее простой случай - напорное движение идеальной жидкости, т. е. такое движение, при котором отсутствуют силы вязкости. Для этого случая уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2 будет иметь вид:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g}.$$

Из условия неразрывности потока расходы в сечениях 1-1 и 2-2 с площадями соответственно  $\omega_1$  и  $\omega_2$  одинаковы, а это значит, что

$$V_1 \omega_1 = V_2 \omega_2,$$

откуда



$$V_1 = V_2 \frac{\omega_2}{\omega_1}.$$

Подставив последнее соотношение в уравнение Бернулли, после переноса членов получим:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \frac{1}{2g} \left( V_2^2 - V_2^2 \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} \right).$$

После очевидных преобразований и сокращений придём к виду

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho \frac{V_2^2}{2}} = 1 - \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2}.$$

Если два потока геометрически подобны, то правая часть уравнения имеет одно и то же значение, следовательно, левая часть тоже одинакова, т.е. разности давлений в сечениях 1-1 и 2-2 пропорциональны динамическим давлениям:

$$\left( \frac{\Delta P}{\rho V^2} \right)_I = \left( \frac{\Delta P}{\rho V^2} \right)_{II}.$$

Таким образом, при напорном движении идеальной несжимаемой жидкости для обеспечения гидродинамического подобия достаточно одного геометрического подобия. Безразмерная величина, представляющая собой отношение разности давлений к динамическому давлению (или разности пьезометрических высот к скоростной высоте), называется *коэффициентом давления* или *числом Эйлера* и обозначается  $Eu$ .

В случае напорного движения в приведённых уравнениях под  $P_1, P_2, \Delta P$  можно понимать полное давление (на жидкость действует также сила тяжести, но в напорных потоках ее действие проявляется через давление, т. е. оно сводится лишь к соответствующему изменению давления за счёт глубины потока), т.к. при высоких давлениях величина давления, зависящая от глубины потока, несоизмеримо мала, и величина гидростатического напора практически полностью определяется избыточным давлением. Следовательно, для  $Eu$  можно записать:

$$Eu = 2 \frac{g(\Delta P)}{\rho g V^2} = 2 \frac{g \Delta H_{cm}}{V^2},$$

где  $\Delta H_{cm}$  - разность статических напоров.

#### 4. Критерий подобия Рейнольдса

Посмотрим, какому условию должны удовлетворять те же геометрически и кинематически подобные потоки для того, чтобы было обеспечено их гидродинамическое подобие при наличии сил вязкости, а, следовательно, и потерь энергии, т.е. при каком условии числа  $Eu$  будут одинаковыми для этих потоков.

Уравнение Бернулли для этого случая примет вид:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + \xi \frac{V_2^2}{2g},$$

или по аналогии с предыдущими рассуждениями, учтя, что  $V_i = \frac{Q_i}{\omega_i}$ , можно написать

$$\frac{(P_1 - P_2)}{\rho \frac{V_2^2}{2}} = Eu = \alpha_2 - \alpha_1 \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} + \xi.$$

Как видно из последнего уравнения, числа  $Eu$  будут иметь одинаковые значения для рассматриваемых потоков, а сами потоки будут подобны друг другу гидродинамически при условии равенства коэффициентов сопротивления (равенство коэффициентов  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  для сходственных сечений двух потоков следует из их кинематического подобия). Таким образом, коэффициенты сопротивлений  $\xi$  в подобных потоках должны быть одинаковыми, а это значит, что потери напора для сходственных участков пропорциональны скоростным напорам.

$$\left( \frac{\frac{h_{1-2}}{V_2^2}}{2g} \right)_I = \left( \frac{\frac{h_{1-2}}{V_2^2}}{2g} \right)_{II}.$$

Рассмотрим очень важный в гидравлике случай движения жидкости - движение с трением в цилиндрической трубе, для которого коэффициент трения можно описать формулой

$$\xi = \lambda \frac{l}{d}.$$

Для геометрически подобных потоков отношение  $\frac{l}{d}$  одинаково, следовательно, условием гидродинамического подобия в данном случае является одинаковое значение для этих потоков коэффициента  $\lambda$ . Он выражается через напряжение трения  $\tau_0$  на стенке и динамическое давление, как было установлено ранее, следующим образом:

$$\lambda = \frac{4\tau_0}{\rho \frac{V^2}{2}}.$$

Следовательно, для двух подобных потоков I и II можно записать

$$\left( \frac{\tau_0}{\rho V^2} \right)_I = \left( \frac{\tau_0}{\rho V^2} \right)_{II} = k,$$

т. е. напряжения трения пропорциональны динамическим давлениям.

Учитывая закон трения Ньютона и тот факт, что в последних уравнениях  $V = V_{cp}$ , предыдущие отношения, равные  $k$ , можно выразить

$$k = \frac{\mu \left( \frac{dV}{dy} \right)_{y=0}}{\rho V_{cp}^2}$$

где индекс  $y = 0$  означает, что производная взята при  $y = 0$ , т. е. у стенки трубы. При этом заметим, что закон трения Ньютона применим лишь при ламинарном течении. Однако, как было показано выше, при турбулентном течении в трубах вблизи стенок образуется тонкий ламинарный слой, внутри которого справедлив закон трения Ньютона. Поэтому

напряжение трения  $\tau_0$  на стенке может определяться по этому закону также и при турбулентном течении.

После умножения и деления на диаметр трубы  $d$  и перегруппировки множителей получим:

$$k = \left( \frac{dV}{dy} \right)_{y=0} \frac{d}{V_{cp}} \frac{\mu}{\rho} \frac{1}{V_{cp} d} = \left[ \frac{d \left( \frac{V}{V_{cp}} \right)}{d \left( \frac{y}{d} \right)} \right]_{y=0} \frac{v}{V_{cp} d} = C \frac{v}{V_{cp} d}.$$

Здесь буквой  $C$  обозначено выражение в квадратных скобках, представляющее собой безразмерный градиент скорости вблизи стенки.

Для кинематически подобных потоков величина  $C$  одинакова, поэтому после сокращения на  $C$  условие динамического подобия потоков перепишем в виде

$$\left( \frac{v}{V_{cp} d} \right)_I = \left( \frac{v}{V_{cp} d} \right)_{II}.$$

или, переходя к обратным величинам

$$\text{Re}_I = \text{Re}_{II}.$$

В этом заключается *критерий подобия Рейнольдса*, который можно сформулировать следующим образом: для гидродинамического подобия геометрически и кинематически подобных потоков с учетом сил вязкости требуется равенство чисел Рейнольдса, подсчитанных для любой пары сходственных сечений этих потоков.

## 5. Критерий подобия Фруда

В тех случаях, когда движение жидкости является безнапорным и происходит под действием разности нивелирных высот, условие подобия потоков описывается иначе, с помощью другого критерия подобия - *числа Фруда*. Этот критерий учитывает пропорциональность в отношениях сил инерции к силам тяжести. Однако для подавляющего большинства интересующих нас задач в области машиностроения этот критерий не имеет значения и рассматриваться не будет.

## 1. 8 Лекция №13 (2 часа).

Тема: «Классификация гидравлических машин»

### 1.8.1 Вопросы лекции:

1. Общие сведения о гидромашинах.
2. Классификация насосов и гидродвигателей.
3. Маркировка насосов и гидродвигателей

### 1.8.2 Краткое содержание вопросов:

#### 1. Общие сведения о гидромашинах

Гидравлическая машина — это агрегат, в котором механическая энергия передается от протекающей жидкости рабочему органу (гидравлические двигатели, или турбины) либо, наоборот, механическая энергия привода преобразуется в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости, благодаря чему осуществляется ее движение (насосы).

Насосы являются одной из самых распространенных разновидностей машин. Их применяют во многих отраслях промышленности и сельского хозяйства. Они являются неотъемлемой частью систем водоснабжения, теплофикации, центрального отопления, вентиляции, котельных установок, гидромеханизации и используются во многих других отраслях техники. Насосы и гидродвигатели применяют в гидропередачах, где основным элементом является гидравлический привод, назначение которого состоит в передаче энергии к исполнительному рабочему органу и управлении его движением посредством жидкости.

#### 2. Классификация гидравлических машин.

Насосы по принципу действия и конструкции делятся на две основные группы — динамические и объемные.

К динамическим относят насосы, в которых жидкость в камере движется под силовым воздействием и имеет постоянное сообщение с входным и выходным патрубками. Это силовое воздействие осуществляется с помощью рабочего колеса, сообщаящего жидкости кинетическую энергию, трансформируемую в энергию давления.

К объемным относят насосы, в которых сообщение энергии жидкости осуществляется по принципу механического периодического вытеснения жидкости рабочим телом, создающим в процессе перемещения определенное давление жидкости. В объемных насосах жидкость получает энергию в результате периодического изменения замкнутого объема, который попеременно сообщается то с входом, то с выходом насоса.

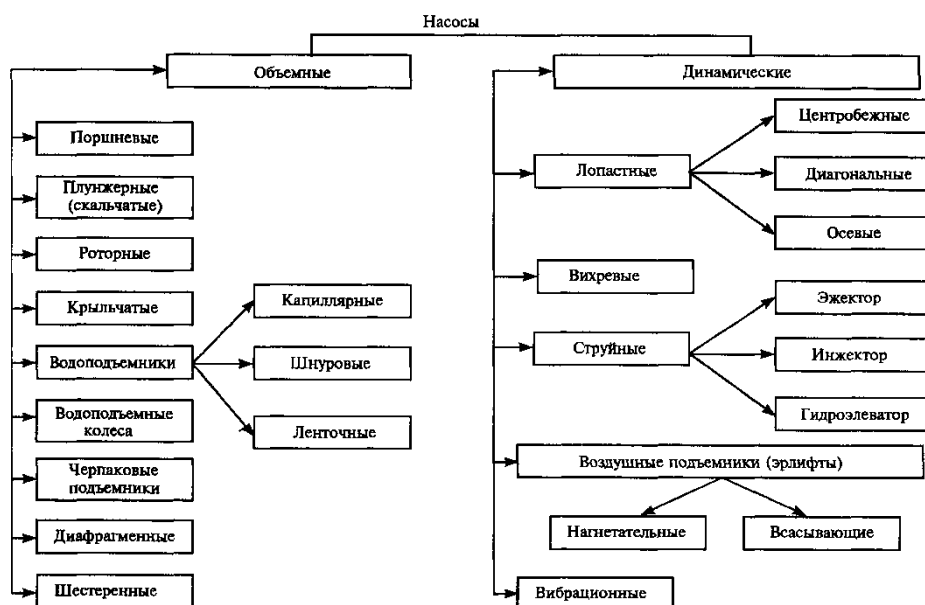


Рис. 5.2. Классификация насосов

### 3. Маркировка насосов и гидродвигателей

#### 1. 9 Лекция №14 (2 часа).

Тема: «Динамические машины»

##### 1.9.1 Вопросы лекции:

1. Основное уравнение центробежных насосов.
2. Основные параметры: подача (расход), напор, мощность, КПД.
3. Баланс мощности.
4. Регулирование насосов.
5. Совместная работа насосов.

##### 1.9.2 Краткое содержание вопросов:

#### 1. Основное уравнение центробежных насосов.

Основное уравнение центробежного насоса впервые в самом общем виде было получено в 1754 г. Л. Эйлером и носит его имя.

К рабочему колесу центробежного насоса со скоростью  $V_0$  жидкость подводится аксиально, т. е. в направлении оси вала. Затем направление струй жидкости изменяется от осевого до радиального, перпендикулярного оси вала, а скорость благодаря центробежной силе увеличивается от значения  $V_1$  в пространстве между лопастями рабочего колеса до значения  $V_2$  на выходе из колеса.

В межлопастном пространстве рабочего колеса при движении жидкость совершает сложные движения: вращательное – вместе с рабочим колесом насоса (окружная скорость  $u$ ) и поступательное – относительно поверхностей лопастей (*Относительная скорость  $w$* )

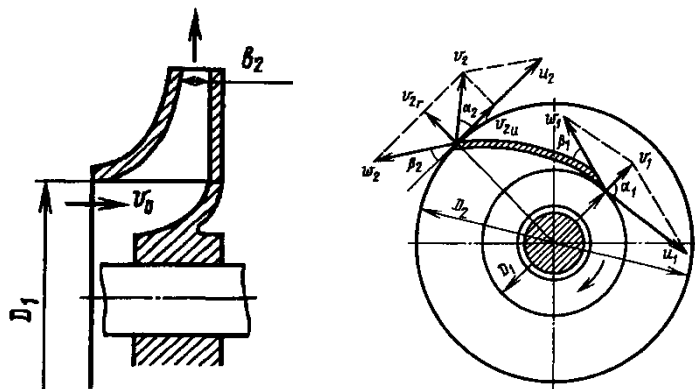


Рис. Схема движения жидкости в рабочем колесе центробежного насоса

Вектор Абсолютной — (относительно корпуса насоса) скорости равен геометрической сумме векторов относительной скорости жидкости и окружной скорости рабочего колеса т. е.  $v = w + u$ .

где  $\alpha$ — угол между абсолютной и окружной скоростями (на входе рабочего колеса  $\alpha_1$  и на выходе  $\alpha_2$ ).

Угол  $\beta$  между относительной и окружной скоростями характеризует очертание лопастей насоса .

Уравнение Эйлера отражает зависимость теоретического давления или напора от основных параметров рабочего колеса

$$H_T = (u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u}) / g$$

**Уравнение Эйлера для осевого насоса.** Переносные скорости на входе в осевой насос и на выходе из него одинаковы, поэтому уравнение принимает вид

$$H_T = u(v_{2u} - v_{1u}) / g$$

**Уравнение Эйлера для центробежного насоса.** В большинстве насосов жидкость в рабочее колесо поступает практически радиально, то есть  $\alpha_1=90$  и, следовательно, с учетом вышеизложенного

$$p_T = \rho u_2 v_{2u} \text{ или } H_T = u_2 v_{2u} / g$$

Теоретическая подача насоса

$$Q_T = \pi \cdot d_2 \cdot b \cdot v_{2r}$$

Действительные давление и напор, развиваемые насосом, меньше теоретических, так как реальные условия работы насоса отличаются от идеальных, принятых при выводе уравнения. Давление, развиваемое насосом, уменьшается главным образом из-за того, что при конечном числе лопастей рабочего колеса не все частицы жидкости отклоняются равномерно, вследствие чего уменьшается абсолютная скорость. Кроме того, часть энергии расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений.

$$H = K \cdot \eta_z \frac{u_2 \cdot V_{2u}}{g}$$

$$Q = K \cdot \eta_{об} Q_T$$

Ввиду сложности гидродинамических процессов, происходящих при работе центробежного насоса, получить аналитическую зависимость напора насоса от его подачи не представляется возможным. На практике напорную характеристику насоса получают непосредственно в заводских условиях и приводят её в паспортных данных насоса в виде графика или таблицы. Там же приводится и зависимость к. п. д. насоса от подачи.

## 2. Основные параметры: подача (расход), напор, мощность, КПД.

**Напор насоса  $H$**  равен разности удельных энергий на выходе и на входе в насос

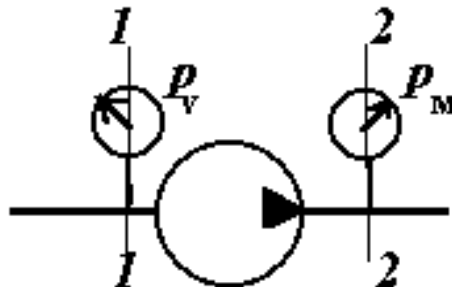


Рис.11

Согласно уравнению Бернулли, записанному для сечений 1-1 и 2-2, напор

насоса равен:

$$H = (z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_2 \vartheta_2^2 - \alpha_1 \vartheta_1^2}{2g}$$

В частном случае, когда  $z_2 = z_1$ ,  $\vartheta_2 = \vartheta_1$  (если  $d_2 = d_1$ ), вместо получаем:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g}.$$

Абсолютное давление на выходе из насоса  $p_2$  и на входе  $p_1$  выразим через показания приборов:

$$p_2 = p_{ат} + p_m ;$$

$$p_1 = p_{ат} - p_v .$$

Тогда **напор насоса определится через показания приборов** следующим образом: 
$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} = \frac{p_{ат} + p_m - (p_{ат} - p_v)}{\rho \cdot g} = \frac{p_m + p_v}{\rho \cdot g}$$

Часто манометрическое давление по крайней мере на порядок (в 10 раз) больше вакуумметрического давления (давление  $p_v$  не может быть больше одной атмосферы или

0,1 МПа). В тех случаях, когда  $p_m \gg p_v$ , напор насоса можно определять так: 
$$H = \frac{p_m}{\rho \cdot g}.$$

### 3.Баланс энергии в насосах

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

$$N_{II} = M_{кр} \omega$$

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

$$N = Q_H \cdot P_H = Q_H \cdot \rho \cdot g \cdot H_H, \text{кВт}$$

Отношение мощности насоса к подведенной мощности называется общим КПД насоса

$$\eta_{общ} = \frac{N_H}{N_{II}}$$

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

**Механические КПД** характеризует потери на трение в подвижных соединениях между деталями насоса. Мощность, затраченная на преодоление сил трения, определяется

$$N_{mp} = M_{mp} \omega,$$

где  $M_{mp}$  - момент трения в насосе;  
 $\omega$  - угловая скорость вала насоса.

Механический КПД определяется из соотношения

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

$N_{г}$  – гидравлическая мощность  $N_{г} = Q_T \cdot \rho \cdot g \cdot H_T$

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

Потери мощности на внутренние утечки насоса

$$N_{об} = Q_{ут} P_H$$

**Объемный КПД** насоса определится из соотношения

$$\eta_{об} = \frac{N_{г} - N_{об}}{N_{г}} = \frac{N'}{N_{г}}$$

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

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

Мощность, затраченная на гидравлические потери, определится

$$N_{гп} = Q_H (P_K - P_H),$$

где  $P_K$  - давление в напорной камере насоса;

$P_H$  - давление в напорной гидролинии на выходе из насоса.

Гидравлический КПД определяется из соотношения

$$\eta_{г} = \frac{N' - N_{гп}}{N'} = \frac{N}{N'}$$

Общий КПД насоса равен произведению КПД объемного, гидравлического и механического

$$\eta = \eta_{об} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_e$$

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

При непосредственном соединении вала насоса с валом электродвигателя мощность  $N_{дв}$  (кВт) электродвигателя

$$N_{дв} = KN = K \frac{\rho g Q_H}{1000 \eta}$$

где  $K$ — коэффициент запаса, учитывающий случайные перегрузки двигателя; при мощности двигателя до 2 кВт рекомендуется принимать коэффициент  $K$  равным 1,5; от 2 до 5 кВт— 1,5...1,25; от 5 до 50 кВт- 1,25.. 1,15; от 50 до 100 кВт-1,15...1,05; более 100 кВт- 1,05.

Если вал насоса соединен с валом двигателя редуктором или ременной передачей, то мощность двигателя  $N_{дв} = KN/\eta_{пр}$ , где  $\eta_{пр}$  — КПД привода или редуктора.

#### **4. Регулирование режимов работы насосов в сети.**

Регулированием режима работы насоса в сети называется процесс искусственного изменения характеристики трубопровода или характеристики насоса для обеспечения



работы насоса в системе насос-сеть в требуемой режимной точке, которая является точкой пересечения характеристики насоса  $Q - H$  с характеристикой сети  $Q - H_c$ .

В практике могут использоваться следующие способы регулирования работы системы насос-сеть:

- изменение характеристики сети;
- перепуск жидкости из напорной линии во всасывающую;
- впуск воздуха во всасывающий трубопровод;
- изменение частоты вращения рабочего колеса насоса;
- изменение геометрии проточных каналов насоса;
- изменение кинематики потока на входе в рабочее колесо.

Рассмотрим наиболее используемые методы регулирования подачи насоса.

## 5. . Совместная работа насосов.

Один и тот же насос может быть включен в различную гидравлическую сеть.

**Гидравлическая сеть - система трубопроводов, резервуаров, регулирующих устройств и других элементов, по которым перемещается жидкость.**

Дополнительная энергия, которая передается жидкости в насосе, расходуется в гидравлической сети на совершение работы по подъему жидкости, на преодоление гидравлических сопротивлений при движении жидкости и на другие цели. Величина энергии, необходимой для перемещения жидкости, зависит от вида и характеристик гидравлической сети.

**Зависимость потребной удельной энергии  $H_{потр.}$  от расхода  $Q$  жидкости в системе называется характеристикой гидравлической сети:  $H_{потр.} = \varphi(Q)$**

Таким образом, в каждом конкретном случае необходимо совмещать параметры работы насоса и гидравлической сети, то есть решать систему уравнений:

$$H = f(Q)$$

$$H_{потр.} = \varphi(Q)$$

**Решение** системы уравнений **представляет собой параметры рабочей точки насоса** в заданной гидравлической сети.

Для определения рабочей точки насоса необходимо раскрыть содержание функций  $f(Q)$  и  $\varphi(Q)$ , то есть более подробно познакомиться с насосами и принципами гидродинамических расчетов.

Характеристикой системы (гидравлической сети, трубопровода) называют зависимость между напором  $H_c$  и расходом в сети  $Q_c$ , т.е. зависимость вида  $H_c = f(Q_c)$ . Один и тот же насос может работать с различными гидравлическими сетями.

Уравнение гидравлической сети выражает закон сохранения энергии для начального и конечного сечений гидравлической системы.

Для любой насосной трубопроводной системы закон сохранения энергии имеет вид:

$$E_n + H_{потр} = E_k + h_{n-k}$$

где  $E_n$  - удельная (на единицу веса) энергия жидкости в начальном сечении н-н ;

$E_k$  - удельная (на единицу веса) энергия жидкости в конечном сечении к-к ;

$H_{потр}$  - потребный напор насоса;

$h_{n-k}$  - потери удельной энергии на преодоление гидравлических сопротивлений.

Чтобы получить уравнение гидравлической сети, необходимо:

1. Выбрать сечения для составления уравнения сети и горизонтальную плоскость сравнения 0 - 0 которую удобно совместить с начальным сечением.

2. Записать закон сохранения энергии, раскрывая содержание энергий  $E_n$  и  $E_k$  по уравнению Бернулли:

$$H_{\text{потр}} + z_n + \frac{P_n}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_n \cdot v_n^2}{2g} = z_k + \frac{P_k}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_k \cdot v_k^2}{2g} + h_{n-k}$$

$$H_{\text{потр}} = (z_k - z_n) + \frac{P_k - P_n}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_k \cdot v_k^2 - \alpha_n \cdot v_n^2}{2g} + h_{n-k}$$

Полученное уравнение является общим для всех гидравлических сетей с насосной подачей жидкости.

При определении потребного напора в трубопроводе потери напора в сети  $h_{n-k}$  можно заменить следующей зависимостью  $AQ^2$ , где  $A$  - сопротивление трубопровода. Тогда уравнение сети примет следующий вид

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + AQ^2$$

Сопротивление трубопровода  $A$  можно определить по формуле,

$$A = \frac{h_{n-k}}{Q_{\text{потр}}^2}$$

где  $Q_{\text{потр}}$  – потребный расход сети,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$h_{n-k}$  - потери напора при  $Q_{\text{потр}}$  от начального до конечного сечения, м.

Характеристика сети изображается в виде параболы, которая выходит из точки, лежащей на оси ординат и отстоящей от начала координат на величину  $H_{\text{ст}}$ , где  $H_{\text{ст}}$  - статический напор в сети при  $Q = 0$ . Для ее построения по уравнению (6) в системе координат  $Q - H$  (рис. 14) задаемся значениями расхода  $Q$  в пределах  $Q_{\text{потр}}$ , начиная от нуля, подставляем эти значения в уравнение и определяем  $H$  и получаем кривую, которая и является характеристикой сети.

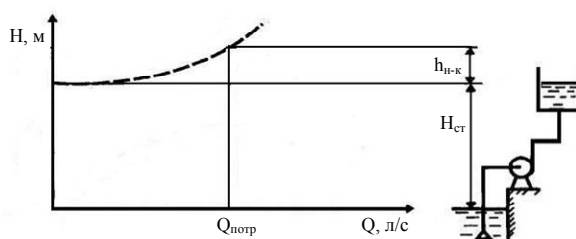


Рис. График сети

## 1. 10 Лекция №15-16 (4 часа).

### Тема: «Объемные машины»

#### 1.10.1 Вопросы лекции:

1. Принцип действия объемных насосов.
2. Основные параметры: подача (расход), напор, мощность, КПД.
3. Баланс мощности.

#### 1.10.2 Краткое содержание вопросов:

1. Принцип действия объемных насосов.

Гидромашины, в которых осуществляются попеременное заполнение рабочей камеры жидкостью и вытеснение ее из рабочей камеры, называют *объемными*. Такие машины предназначены для преобразования энергии потока жидкости в энергию движения выходного звена (гидродвигатели), и наоборот (насосы). Объемные гидромашины делятся на два больших класса — *поршневые* и *роторные*.

Простейший поршневой насос состоит из рабочего цилиндра, снабженного двумя клапанами всасывающим и нагнетательным, поршня, совершающего возвратно-поступательное движение.

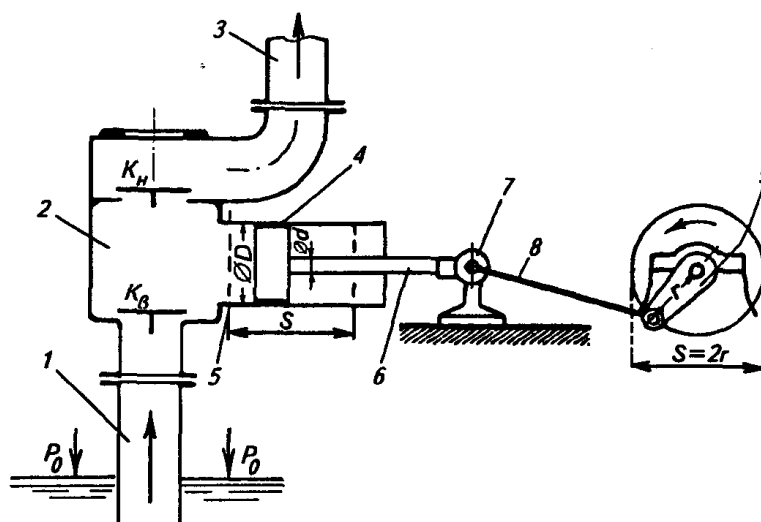


Рис. Поршневой насос одинарного действия:

1—всасывающий трубопровод; 2 — рабочая камера — напорный трубопровод; 4— поршень; 3 — цилиндр; 6 — шток; 7— крейцкопф; 8—шатун; 9—кривошип

Всасывающий трубопровод соединяет камеру цилиндра с резервуаром. При ходе всасывания (поршень движется вправо) в камере вследствие увеличения ее объема, а также в месте соединения всасывающего трубопровода с цилиндром создается разрежение. Под действием перепада давлений жидкость перемещается к насосу, всасывающий клапан открывается и жидкость заполняет рабочую камеру цилиндра.

В процессе возвратно-поступательного движения поршня жидкость перемещается по всасывающему трубопроводу в цилиндр насоса, а из него — в нагнетательную трубу и затем к потребителю. Потребителями могут быть резервуары, паровые котлы, аппараты и др.

## 2. Основные параметры: подача (расход), напор, мощность, КПД.

Параметрами, характеризующими работу любого поршневого насоса, служат подача  $Q$ , напор  $H$ , мощность  $N$ , высота всасывания  $H_{вс}$  и полный КПД насоса.

Объем жидкости, подаваемой поршневым насосом за один оборот, определяют, исходя из объема цилиндра  $V = F n S$ ,

где  $F n$  - площадь поршня;  $S$ — ход поршня.

Действительная подача ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) насоса одинарного действия

$$Q = (FnSn/60)\eta_{об}$$

где  $n$  — частота вращения вала кривошипа, об/мин;

$\eta_{об}$  — объемный КПД насоса.

Подачу насоса двойного действия ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) определяют с учетом объемов, подаваемых обеими половинами насоса за 1 оборот:

$$Q_d = (2Fn - f)Sn\eta_{об}/60$$

где  $f$  площадь штока поршня.

Среднюю подачу поршневого насоса можно определить через объем жидкости  $V$ , вытесняемый поршнем, и время двойного хода поршня.

Для насоса простого действия средняя подача поршневого насоса

$$Q_{cp} = Fr\omega/\pi$$

где  $F$  — площадь поршня;  $r$  — радиус кривошипа;  $\omega$  — угловая скорость кривошипа.

Теоретически поршневой насос может развивать любой напор. Однако практически напор ограничивается запасом прочности отдельных двигателей и мощностью двигателя, приводящего насос в действие. Мощность (кВт), потребляемая поршневым насосом,

$$N = \gamma QH/(102\eta_n)$$

где,  $\gamma$  — объемный вес жидкости,  $\text{Н/м}^3$ ,  $Q$  — подача насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ,  $H$  — напор насоса, м,  $\eta_n$  — КПД насоса (0,7...0,9).

Высота всасывания поршневого насоса зависит от атмосферного давления, температуры и плотности жидкости, а также от частоты вращения вала двигателя

### 3. Баланс мощности.

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

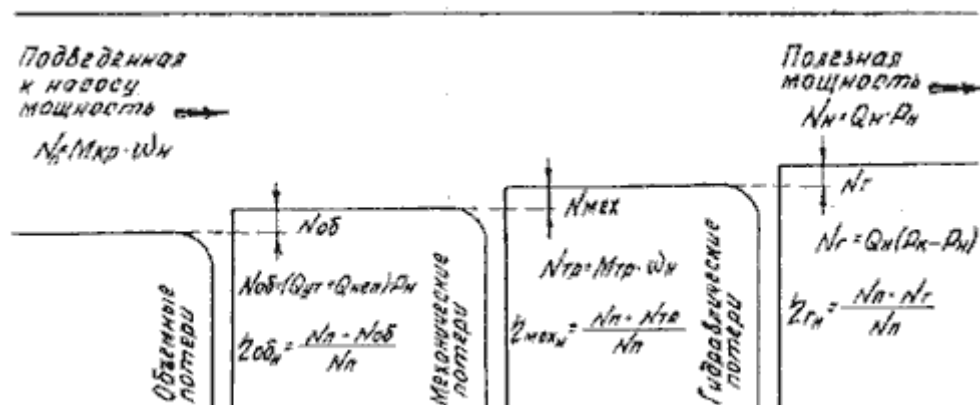


Рис. 7.7. Баланс мощности насоса

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

$$N_{п} = M_{кр}\omega$$

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

$$N_{\Pi} = Q_H P_H$$

Отношение мощности насоса к подведенной мощности называется общим КПД насоса

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{N_H}{N_{\Pi}}$$

а разность  $N_{\Pi} - N_H = N_{\text{пот}}$  называется потерями мощности в насосе. Потери мощности в насосе делятся на объемные, механические и гидравлические.

Потери мощности на внутренние утечки и неполное заполнение камер насоса

$$N_{\text{об}} = (Q_{\text{ут}} + Q_{\text{неп}}) P_H$$

**Объемный КПД** насоса определится из соотношения

$$\eta_{\text{об}} = \frac{N_{\Pi} - N_{\text{об}}}{N_{\Pi}}$$

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

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

Мощность, затраченная на преодоление сил трения, определяется

$$N_{\text{тр}} = M_{\text{тр}} \omega,$$

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

Механический КПД определяется из соотношения

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_{\Pi} - N_{\text{тр}}}{N_{\Pi}}$$

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

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

Мощность, затраченная на гидравлические потери, определится

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

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

Гидравлический КПД определяется из соотношения

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

Общий КПД насоса равен произведению КПД объемного, гидравлического и механического

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

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

## **1. 11 Лекция №17, 18 ( 4 часа).**

### **Тема: «Гидропередачи и гидро-пневмоприводы»**

#### **1.11.1 Вопросы лекции:**

1. Принцип действия гидропередач.
2. Основные сведения о объемном гидроприводе.
3. Принцип действия и характеристики
4. Основные элементы гидроприводов.
5. Вспомогательные элементы гидроприводов.

#### **1.11.2 Краткое содержание вопросов:**

##### **1. Принцип действия гидропередач**

**Основные сведения о гидропередачах.** Гидропередача - это сочетание в одном агрегате рабочих органов двух лопастных машин - центробежного насоса и гидротурбины. Она состоит из рабочих колес, соосно расположенных в непосредственной близости друг от друга и заключенных в общий кожух.

**Классификация и основные особенности.** Гидропередачи классифицируют на гидродинамические муфты (гидромуфты) и трансформаторы (гидротрансформаторы). Их используют для переноса энергии от двигателя к приводимой машине потоком жидкости.

Поток жидкости в гидродинамической передаче характеризуется большим расходом и небольшим статическим давлением, поэтому в качестве ведущего элемента используют центробежные насосы с высокой подачей. Лопастям насосного колеса жидкости сообщается энергия динамического напора. В турбинном колесе гидравлическая энергия преобразуется в механическую. Гидродинамическая передача передает вращающий момент с одного вала на другой и мощность при отсутствии жесткого соединения ведущего и ведомого валов. Это обеспечивает защиту двигателя и приводимой машины от вредного влияния пульсаций нагрузки и перегрузок. Данные свойства значительно продлевают срок службы машин вследствие способности гидродинамической передачи плавно изменять величину, а иногда и знак передаваемого крутящего момента при соответственном изменении частоты вращения ведомого вала. Такие трансмиссии могут играть роль бесступенчатых редукторов, автоматически обеспечивающих нужное передаточное отношение. Эти и ряд других преимуществ

привели за последние десятилетия к широкому распространению гидродинамических передач в промышленности и на транспорте.

## **2. Основные сведения о объемном гидроприводе**

Гидропривод - это совокупность гидромашин (насосов, гидродвигателей), гидроаппаратуры, гидролиний и вспомогательных устройств, предназначенная для передачи энергии и преобразования движения с помощью жидкости, а также для приведения механизмов и машин в действие.

Гидроаппаратура управляет, регулирует и защищает гидропривод от чрезвычайно высоких и низких давлений жидкости. Среди разнообразных аппаратов можно выделить три наиболее характерных типа: гидрораспределители, клапаны и дроссели.

Вспомогательными устройствами служат так называемые кондиционеры рабочей жидкости, обеспечивающие ее качество и требуемое состояние. Это различные отделители твердых частиц, в том числе фильтры, теплообменники (нагреватели и охладители жидкости), гидробаки, а также гидроаккумуляторы. Перечисленные элементы связаны между собой гидролиниями, по которым движется рабочая жидкость.

Гидравлический объемный привод имеет следующие преимущества: меньшую массу и габариты по сравнению с механическим и электрическим, так как в большинстве случаев в нем отсутствуют редукторы, муфты, фрикционные передачи, каналы и пр.; просто и более совершенно komponуется независимо от расположения валов и узлов; характеризуется малой инерционностью, что обеспечивает его долговечность и позволяет осуществлять реверсирование рабочих движений за короткий промежуток времени; обеспечивает бесступенчатое регулирование скорости движения рабочих органов; надежно и просто защищается от перегрузок рабочих органов и двигателя; дает возможность широко применять стандартизованные и унифицированные узлы, что позволяет снизить себестоимость и облегчает его эксплуатацию и ремонт. В качестве рабочих жидкостей здесь применяют минеральные масла, которые одновременно обеспечивают смазку деталей гидропривода и повышают их износостойкость.

Однако гидравлический привод имеет и некоторые недостатки. Так, вследствие проникновения воздуха в рабочую жидкость его движение может сопровождаться толчками, что отрицательно влияет на равномерность движений рабочих органов. Во избежание больших утечек жидкости зазоры между сопрягаемыми деталями должны быть минимальными, а это обеспечивается высокой точностью их изготовления, что приводит к повышению стоимости гидропривода. Уплотнения не обеспечивают полной герметизации узлов, в результате чего уменьшается КПД и загрязняется рабочее место. Один из недостатков гидропривода - изменение вязкости рабочей жидкости в зависимости от изменения температуры, что нарушает его работу.

Каждый объемный гидропривод содержит источник энергии, т. е. жидкость под давлением. По виду источника энергии гидроприводы разделяются на три типа: насосные, аккумуляторные и магистральные.

1. Насосный гидропривод - это гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель объемным насосом, входящим в состав этого гидропривода. Такие гидроприводы применяют наиболее широко. По характеру циркуляции рабочей жидкости насосные гидроприводы разделяют на гидроприводы с замкнутой циркуляцией жидкости (жидкость от гидродвигателя поступает во всасывающую гидролинию насоса) и гидроприводы с разомкнутой циркуляцией жидкости (жидкость от гидродвигателя поступает в гидробак). Для привода насоса в насосном гидроприводе могут быть использованы различные двигатели.

2. Аккумуляторный гидропривод - гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель от предварительно заряженного гидроаккумулятора. Такие

гидроприводы используют в системах с кратковременным рабочим циклом или с ограниченным числом циклов.

3. Магистральный гидропривод - это такой гидропривод, в котором рабочая жидкость поступает в гидродвигатель из гидромагистрали, не являющейся составной частью гидропривода. Напор рабочего тела в гидромагистрали создается нагнетателем, состоящим из одного или нескольких насосов и питающим несколько гидроприводов (централизованная система питания).

### 3. Принцип действия и характеристики.

Объемный гидропривод содержит источник энергии, которым служит жидкость под давлением. Гидропривод применяют для передачи давления при малой сжимаемости капельных жидкостей, работа которых основана на использовании закона Паскаля. Принципиальная схема простейшего гидропривода показана на рис. 8.1. Гидропривод состоит из двух цилиндров (малого 1 и большого 2), заполненных жидкостью и соединенных между собой трубопроводом. В малом цилиндре 1 находится поршень, который под действием силы  $F_1$  перемещается вниз, вытесняя жидкость в цилиндр 2. При этом поршень цилиндра 2 начинает двигаться вверх и преодолевает нагрузку (силу)  $F_2$ .

По закону Паскаля давления в цилиндрах 1 и 2 будут одинаковыми и равными:  $p = F_1/S_1 = F_2/S_2$ , где  $S_1$  и  $S_2$  - площади поршней цилиндров 1 и 2, если пренебречь потерями давления в системе.

Считая жидкость практически несжимаемой, можно записать:

$h_1 S_1 = h_2 S_2$ , или  $v_1 S_1 = v_2 S_2$ , где  $v_1$  и  $v_2$  - скорости перемещения поршней.

Затраченная на перемещение поршня мощность цилиндра 1 выражается соотношением  $N = Fv_1 = pS_1v_1$ . Величина  $S_1v_1$  является расходом жидкости, тогда при отсутствии сил трения условие передачи энергии можно представить в виде  $N = pQ = F_2v_2$ , где  $F_2v_2$  - мощность, развиваемая поршнем цилиндра 2;  $pQ$  - мощность потока жидкости.

Различают нагрузочные и топографические характеристики гидропривода. Для нескольких постоянных значений давления строят нагрузочные характеристики. Их наклон характеризует уменьшение частоты вращения выходного вала гидропривода с возрастанием давления из-за утечки и сжимаемости жидкости.

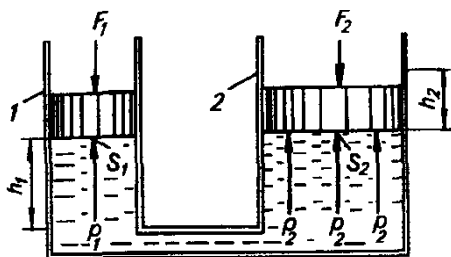


Рис 2. Схема простейшего гидропривода:  
1, 2 — цилиндры

### 4. Основные элементы гидропривода.

Элементами гидропривода являются гидродвигатель, контрольно-измерительная и распределительная аппаратура, кондиционеры рабочей жидкости, гидроаккумуляторы и др.

Гидродвигатель - это машина, которая предназначена для преобразования механической (гидравлической) энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию движения выходного звена.

По виду движения выходного звена различают три класса объемных гидродвигателей, применяемых в гидроприводах:

гидроцилиндры, которые имеют поступательное движение выходного звена; при этом различают поршневые, плунжерные, телескопические и мембранные гидроцилиндры одно и двухстороннего действия;




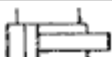
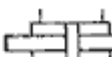
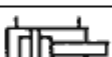
гидромоторы, имеющие неограниченное вращательное движение выходного звена. По конструкции гидромоторы делятся на шестеренные, винтовые, пластинчатые и аксиально-поршневые;

поворотные гидродвигатели с ограниченным углом поворота выходного звена ( $\alpha < 360^\circ$ ), к которым относят пластинчатые, поршневые, мембранные, одно-, двух- и трехлопастные.

**Классификация гидроцилиндров.** Гидроцилиндры являются объемными гидромашинами и предназначены для преобразования энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена. Гидроцилиндры работают при высоких давлениях (до 32 МПа), их изготовляют одностороннего и двухстороннего действия, с односторонним и двухсторонним штоком и телескопические.

Таблица 1

Классификация гидроцилиндров

Гидроцилиндр	Конструктивное исполнение	Условное обозначение
Одностороннего действия	без указания способа возврата штока	
	с возвратом штока пружиной	
	плунжерный	
	телескопический	
Двухстороннего действия	с односторонним штоком	
	с двухсторонним штоком	
	телескопический	
С торможением	с постоянным торможением в конце хода с одной стороны	
	с постоянным торможением в конце хода с двух сторон	
	с регулируемым торможением в конце хода с одной стороны	
	с регулируемым торможением в конце хода с двух сторон	

**Расчет гидроцилиндров.** Основными параметрами поршневого гидроцилиндра являются: диаметры поршня  $D$  и штока  $d$ , рабочее давление  $P$ , и ход поршня  $S$ .

Рассмотрим поршневой гидроцилиндр с односторонним штоком (рис.8). По основным параметрам можно определить следующие зависимости:

площадь поршня в поршневой полости 1 и в штоковой полости 2 соответственно

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{и} \quad F_2 = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4}$$

усилие, развиваемое штоком гидроцилиндра при его выдвижении и втягивании соответственно

$$R_1 = F_1 k_{mp} \quad \text{и} \quad R_2 = F_2 k_{mp},$$

где  $k_{mp} = 0,9 \dots 0,98$  - коэффициент, учитывающий потери на трение;

скорости перемещения поршня

$$v_1 = \frac{4Q_1}{\pi D^2} \quad \text{и} \quad v_2 = \frac{4Q_2}{\pi(D^2 - d^2)}$$

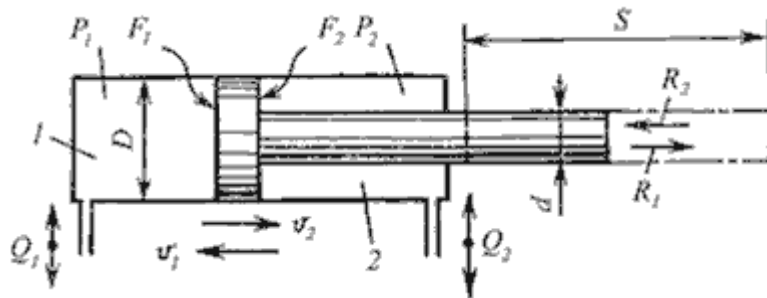


Рис.8 Основные и расчетные параметры гидроцилиндра

**Поворотные гидроцилиндры.** Для возвратно-поворотных движений приводимых узлов на угол, меньший 360°, применяют *поворотные гидроцилиндры* (рис.9), которые представляют собой объемный гидродвигатель с возвратно-поворотным движением выходного звена.

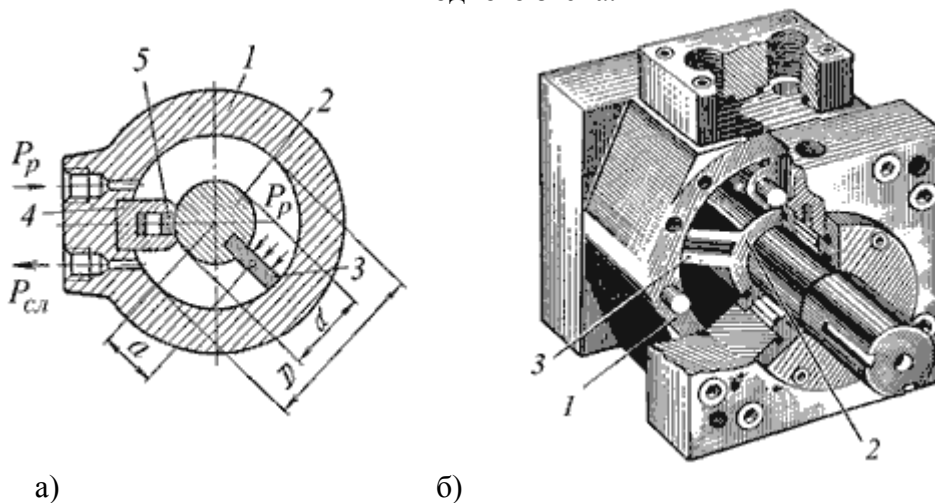


Рис.9 Поворотный однолопастной гидроцилиндр:  
а - схема; б - общий вид

Поворотный гидроцилиндр состоит из корпуса 1, и поворотного ротора, представляющего собой втулку 2, несущую пластину (лопасть) 3. Кольцевая полость между внутренней поверхностью цилиндра и ротором разделена уплотнительной перемычкой 4 с пружинящим поджимом к ротору уплотнительного элемента 5.

При подводе жидкости под давлением  $P_p$  в верхний канал (рис.9, а) пластина 3 с втулкой 2 будет поворачиваться по часовой стрелке. Угол поворота вала цилиндра с одной рабочей пластиной обычно не превышает 270...280°.

**Гидрораспределители.** При эксплуатации гидросистем возникает необходимость изменения направления потока рабочей жидкости на отдельных ее участках с целью изменения направления движения исполнительных механизмов машины, требуется обеспечивать нужную последовательность включения в работу этих механизмов, производить разгрузку насоса и гидросистемы от давления и т.п.

Эти и некоторые другие функции могут выполняться специальными гидроаппаратами - *направляющими гидрораспре- делителями*.

При изготовлении гидрораспределителей в качестве конструктивных материалов применяют стальное литье, модифицированный чугун, высоко- и низкоуглеродистые марки сталей, бронзу. Для защиты отдельных элементов распределителей от абразивного износа, поверхности скольжения цементируют, азотируют и т.п.

Размеры и масса гидрораспределителей зависят от расхода жидкости через них, с увеличением которого они увеличиваются.

***По конструкции запорно-регулирующего элемента*** гидрораспределители подразделяются следующим образом:

*Золотниковые* (запорно-регулирующим элементом является золотник цилиндрической или плоской формы). В золотниковых гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем осевого смещения запорно-регулирующего элемента.

*Крановые* (запорно-регулирующим элементом служит кран). В этих гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости достигается поворотом пробки крана, имеющей плоскую, цилиндрическую, коническую или сферическую форму.

*Клапанные* (запорно-регулирующим элементом является клапан). В клапанных распределителях изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем последовательного открытия и закрытия рабочих проходных сечений клапанами (шариковыми, тарельчатыми, конусными и т.д.) различной конструкции.

***По числу фиксированных положений золотника*** гидрораспределители подразделяются: на двухпозиционные, трехпозиционные и многопозиционные.

***По управлению*** гидрораспределители подразделяются на гидроаппараты с ручным, электромагнитным, гидравлическим или электрогидравлическим управлением. Крановые гидрораспределители используются чаще всего в качестве вспомогательных в золотниковых распределителях с гидравлическим управлением.

**Золотниковые гидрораспределители** .Запорно-регулирующим элементом золотниковых гидрораспределителей является цилиндрический золотник 1, который в зависимости от числа каналов (подводов) 3 в корпусе 2 может иметь один, два и более поясков (рис.13, а).

На схемах гидрораспределители обозначают в виде подвижного элемента, на котором указываются линии связи, проходы и элементы управления. Рабочую позицию подвижного элемента изображают квадратом (прямоугольником), число позиций соответствует числу квадратов (рис.13, б).

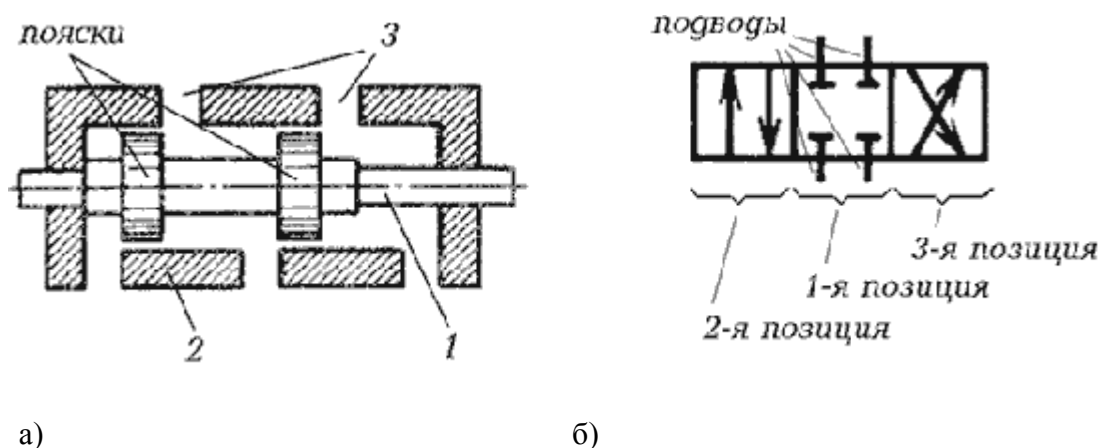


Рис.13 Схема (а) и обозначение (б) гидрораспределителя

**Клапаны.** В гидравлических системах сельскохозяйственных предприятий широко применяют предохранительные, переливные, напорные, редукционные и обратные клапаны (рис.16). Их изготавливают с запирающими (подвижными) элементами — шариковыми, коническими и золотниковыми.

Предохранительные клапаны служат для автоматического ограничения давления. Нормально закрытый клапан открывается, когда давление в системе возрастает до значения, на которое клапан отрегулирован. Для поддержания заданного давления в системе этого открытия достаточно. Когда давление падает ниже заданного, клапан закрывается.

В системах, в которых не происходит частых и длительных перегрузок, применяют шариковые клапаны. Их рассчитывают на небольшие расходы. Они малочувствительны к загрязнению, и не требуется их точная подгонка к седлу. Характерный шум — шариковые клапаны вибрируют при работе.

Конические клапаны надежнее, чем шариковые, центрируются в седле, имеют меньшие утечки, но также подвержены вибрации. Для их подгонки к седлу требуется притирка. При течении жидкости через щель открытого клапана давление в суженном сечении понижается, причем величина его зависит от расхода.

Двухпозиционный обратный клапан работает следующим образом. Когда в одном из входных патрубков давление более высокое, чем в другом, под действием потока среды на соответствующую створку затвора 11 последний поворачивается на оси 13, освобождает входной патрубок и, перекрывая противоположный, обеспечивает проход среды повышенного давления в выходной патрубок 5.

**Вспомогательные устройства гидросистем.** Вспомогательные устройства гидросистем обеспечивают надежную работу насосов, гидродвигателей, гидроаппаратуры и всего гидропривода в целом. К вспомогательным устройствам относятся: гидробаки и теплообменники для рабочей жидкости, фильтры, уплотнительные устройства, гидроаккумуляторы, гидравлические замки, а также элементы, которыми обеспечивается подача команд на включение и выключение исполнительных механизмов.

**Гидробаки и теплообменники.** Гидробаки предназначены для питания гидропривода рабочей жидкостью. Кроме того, через гидробак осуществляется теплообмен между рабочей жидкостью и окружающим пространством; в нем происходит выделение из рабочей жидкости воздуха, пеногашение и оседание механических и других примесей.

Теплообменники с водяным охлаждением имеют небольшие размеры. В отличие от воздушных, они более эффективны, но требуют дополнительного оборудования для подачи охлаждающей жидкости.

Теплообменники с водяным охлаждением выполняют по типу автомобильных радиаторов или в виде труб, оребренных для увеличения поверхности теплопередачи. Для

увеличения эффективности теплопередачи поверхность теплообменника обдувается воздухом от вентилятора.

**Фильтры.** *Фильтры* служат для очистки рабочей жидкости от содержащихся в ней примесей. Эти примеси состоят из посторонних частиц, попадающих в гидросистему извне (через зазоры в уплотнениях, при заливке и доливке рабочей жидкости в гидробак и т.д.), из продуктов износа гидроагрегата и продуктов окисления рабочей жидкости.

Механические примеси вызывают абразивный износ и приводят к заклиниванию подвижных пар, ухудшают смазку трущихся деталей гидропривода, снижают химическую стойкость рабочей жидкости, засоряют узкие каналы в регулирующей гидроаппаратуре.

*Фильтры грубой очистки* задерживают частицы размером до 0,1 мм (сетчатые, пластинчатые) и устанавливаются в отверстиях для заливки рабочей жидкости в гидробаки, во всасывающих и напорных гидролиниях и служат для предварительной очистки.

*Фильтры нормальной очистки* задерживают частицы от 0,1 до 0,05 мм (сетчатые, пластинчатые, магнитно-сетчатые) и устанавливаются на напорных и сливных гидролиниях.

*Фильтры тонкой очистки* задерживают частицы размером менее 0,05 мм (картонные, войлочные, керамические), рассчитаны на небольшой расход и устанавливаются в ответвлениях от гидромагистралей.

**Уплотнительные устройства.** Назначение уплотнительных устройств - устранение утечек и перетечек рабочей жидкости через зазоры между сопрягаемыми деталями элементов гидропривода, вызванных перепадом давлений.

**Гидравлические аккумуляторы.** Гидравлическим аккумулятором называется гидроемкость, предназначенная для аккумуляции энергии рабочей жидкости, находящейся под давлением, с целью последующего использования этой энергии в гидроприводе. В зависимости от носителя потенциальной энергии гидроаккумуляторы подразделяют на грузовые, пружинные и пневматические.

**Гидрозамки.** *Гидрозамком* называется направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания потока рабочей жидкости в одном направлении при отсутствии управляющего воздействия, а при наличии управляющего воздействия - в обоих направлениях.

По числу запорно-регулирующих элементов гидрозамки могут быть одно- и двухсторонними.

## 2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

### 2.1 Лабораторная работа №1, 2 ( 4 часа).

Тема: «Изучение физических свойств жидкости»

**2.1.1 Цель работы:** Освоение техники измерения плотности, теплового расширения, вязкости и поверхностного натяжения жидкостей и приобретение навыков по измерению гидростатического давления жидкостными приборами.

#### 2.1.2 Задачи работы:

Уяснить:

- понятие плотности жидкости;
- понятие теплового расширения;
- понятие вязкости;
- понятие поверхностного натяжения жидкостей;
- принцип работы жидкостных приборов.

#### 2.1.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Лабораторная установка «Капелька»
2. Методическое пособие «Изучение физических свойств жидкости».

#### 2.1.4 Описание (ход) работы:

##### Определение коэффициента теплового расширения жидкости

Термометр 1 имеет стеклянный баллон с капилляром, заполненные термометрической жидкостью, и шкалу. Принцип его действия основан на тепловом расширении жидкостей. Варьирование температуры окружающей среды приводит к соответствующему изменению объема термометрической жидкости и ее уровня в капилляре. Уровень указывает на шкале значение температуры.

Коэффициент теплового расширения термометрической жидкости определяется в следующем порядке на основе мысленного эксперимента, т.е. предполагается, что температура окружающей среды повысилась от нижнего (нулевого) до верхнего предельных значений термометра и уровень жидкости в капилляре возрос на величину  $l$ .

1. Подсчитать общее число градусных делений  $\Delta T$  в шкале термометра и измерить расстояние  $l$  между крайними штрихами шкалы.

2. Вычислить приращение объема термометрической жидкости  $\Delta V = \pi r^2 l$ , где  $r$  - радиус капилляра термометра.

3. С учетом начального (при 0 °С) объема термометрической жидкости  $V$  найти значение коэффициента теплового расширения  $\beta_T = (\Delta V/V) / \Delta T$  и сравнить его со справочным значением  $\beta_T^*$  (табл. 1.1). Значения используемых величин занести в таблицу 1.2.

Таблица 1.2

Вид жидкости	$r$ , см	$V$ , см <sup>3</sup>	$\Delta T$ , °С	$l$ , см	$\Delta V$ , см <sup>3</sup>	$\beta_T$ , °С <sup>-1</sup>	$\beta_T^*$ , °С <sup>-1</sup>
Спирт							

##### Измерение плотности жидкости ареометром

Ареометр 2 служит для определения плотности жидкости поплавковым методом. Он представляет собой пустотелый цилиндр с миллиметровой шкалой и грузом в нижней части. Благодаря грузу ареометр плавает в исследуемой жидкости в вертикальном

положении. Глубина погружения ареометра является мерой плотности жидкости и считается со шкалы по верхнему краю мениска жидкости вокруг ареометра. В обычных ареометрах шкала отградуирована сразу по плотности.

В ходе работы выполнить следующие операции.

1. Измерить глубину погружения  $h$  ареометра по миллиметровой шкале на нем.
2. Вычислить плотность жидкости по формуле  $\rho = 4m/(\pi d^2 h)$ , где  $m$  и  $d$  – масса и диаметр ареометра. Эта формула получена путем приравнивания силы тяжести ареометра  $G=mg$  и выталкивающей (архимедовой) силы  $P_A=\rho g V$ , где объем погруженной части ареометра  $V=(\pi d^2/4)h$ .
3. Сравнить опытное значение плотности  $\rho$  со справочным значением  $\rho^*$  (см. табл. 1.1). Значения используемых величин свести в таблицу 3.

Таблица 1.3

Вид жидкости	$m$ , г	$d$ , см	$h$ , см	$\rho$ , /см <sup>3</sup>	$\rho^*$ , г/см <sup>3</sup>
Вода					

### Определение вязкости вискозиметром Стокса

*Вискозиметр Стокса* 3 достаточно прост, содержит цилиндрическую емкость, заполненную исследуемой жидкостью, и шарик. Прибор позволяет определить вязкость жидкости по времени падения шарика в ней следующим образом.

1. Повернуть устройство № 1 в вертикальной плоскости на 180° и зафиксировать секундомером время  $t$  прохождения шариком расстояния  $l$  между двумя метками в приборе 3. Шарик должен падать по оси емкости без соприкосновения со стенками. Опыт выполнить три раза, а затем определить среднеарифметическое значение времени  $t$ .

2. Вычислить опытное значение кинематического коэффициента вязкости жидкости

$$\nu = g d^2 t (\rho_{ш}/\rho - 1) / [18l + 43.2l (d/D)],$$

где  $g$  – ускорение свободного падения;  $d$ ,  $D$  – диаметры шарика и цилиндрической емкости;  $\rho$ ,  $\rho_{ш}$  – плотности жидкости и материала шарика.

3. Сравнить опытное значение коэффициента вязкости  $\nu$  с табличным значением  $\nu^*$  (см. табл. 1.1). Значения используемых величин свести в таблицу 1.4.

Таблица 1.4

Вид жидкости	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$t$ , сек	$l$ , м	$d$ , м	$D$ , м	$\rho_{ш}$ , кг/м <sup>3</sup>	$\nu$ , м <sup>2</sup> /с	$\nu^*$ , м <sup>2</sup> /с
М-10					0,02			

### Измерение вязкости капиллярным вискозиметром

*Капиллярный вискозиметр* 4 включает емкость с капилляром. Вязкость определяется по времени истечения жидкости из емкости через капилляр.

1. Перевернуть устройство № 1 (см. рис. 1.1) в вертикальной плоскости и определить секундомером время  $t$  истечения через капилляр объема жидкости между метками (высотой  $S$ ) из емкости вискозиметра 4 и температуру  $T$  по термометру 1.

2. Вычислить значение кинематического коэффициента вязкости  $\nu = M t$  ( $M$  – постоянная прибора) и сравнить его с табличным значением  $\nu^*$  (см. табл. 1.1). Данные свести в таблицу 1.5.

Таблица 1.5

Вид жидкости	$M$ , м <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>	$t$ , с	$\nu$ , м <sup>2</sup> /с	$T$ , °С	$\nu^*$ , м <sup>2</sup> /с
М-10					

### Измерение поверхностного натяжения сталагмометром

*Сталагмометр* 5 служит для определения поверхностного натяжения жидкости методом отрыва капель и содержит емкость с капилляром, расширенным на конце для накопления жидкости в виде капли. Сила поверхностного натяжения в момент отрыва капли равна ее весу (силе тяжести) и поэтому определяется по плотности жидкости и числу капель, полученному при опорожнении емкости с заданным объемом.

1. Перевернуть устройство № 1 и подсчитать число капель, полученных в сталагмометре 5 из объема высотой  $S$  между двумя метками. Опыт повторить три раза и вычислить среднее арифметическое значение числа капель  $n$ .

2. Найти опытное значение коэффициента поверхностного натяжения  $\sigma = K\rho/n$  ( $K$  - постоянная сталагмометра) и сравнить его с табличным значением  $\sigma^*$  (см. табл.1.1). Данные свести в таблицу 1.6.

Таблица 6

Вид жидкости	$K, \text{ м}^3/\text{с}$	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$n$	$\sigma, \text{ Н/м}$	$\sigma^*, \text{ Н/м}$
М-10					

## 2.2 Лабораторная работа №3 ( 2 часа).

### Тема: «Измерение гидростатического давления»

**2.2.1 Цель работы:** Освоить методику определения давления внутри жидкости с помощью жидкостных и пружинных приборов и приобретение навыков по измерению гидростатического давления жидкостными приборами.

#### 2.2.2 Задачи работы:

- ознакомиться с классификацией и основными характеристиками приборов;
- понять смысл основного уравнения гидростатики и его следствий;
- разобратся с устройством пружинного манометра и методикой измерения давления с его помощью;
- ознакомиться с принципом действия других видов приборов для измерения давления;
- понять методику поверки приборов;
- измерение гидростатического давления.

#### 2.2.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Лабораторная установка «Капелька»
2. Методическое пособие «Измерение гидростатического давления».

#### 2.2.4 Описание (ход) работы:

##### Классификация приборов для измерения давления

В зависимости от назначения приборы для измерения давления делятся на следующие основные группы:

*Манометры* – для измерения избыточного давления.

*Вакуумметры* – для измерения вакуумметрического давления (вакуума).

*Мановакуумметры* – для измерения вакуумметрического и избыточного давлений.

*Барометры* – для измерения атмосферного давления.

*Баровакуумметры* – для измерения абсолютного давления.

*Дифференциальные манометры* – для измерения разности давлений.

По принципу действия все приборы для измерения давления можно разделить на жидкостные, пружинные, грузопоршневые и с дистанционной передачей показаний.

Приборы, в которых измеряемое давление уравнивается весом столба жидкости, а изменение уровня жидкости в сообщающихся сосудах служит мерой давления, называются жидкостными. К этой группе относятся чашечные и U-образные манометры, дифманометры и др.

Пружинными приборами называются приборы, в которых измеряемое давление уравнивается силами упругости пружины, деформация которой служит мерой



давления. К этой группе относятся разнообразные приборы, отличающиеся по виду пружин (мембраны, сильфоны, манометрические трубки). Благодаря простоте конструкции и удобству пользования пружинные приборы получили широкое применение в технике.

Грузопоршневыми приборами называются приборы, в которых измеряемое давление уравнивается усилием, создаваемым калиброванными грузами, воздействующими на свободно передвигающийся в цилиндре поршень.

К приборам с дистанционной передачей показаний относятся приборы, в которых используются изменения тех или иных электрических свойств вещества (электрического сопротивления проводников, электрической емкости, возникновение электрических зарядов на поверхности кристаллических минералов и др.) под действием измеряемого давления. К таким приборам относятся манганиновые манометры сопротивления, пьезоэлектрические манометры с применением кристаллов кварца, турмалина или сегнетовой соли, емкостные манометры, ионизационные манометры и др.

По метрологическому назначению измерительные приборы делятся на образцовые и рабочие.

Образцовыми измерительными приборами называются приборы, предназначенные для поверки других измерительных приборов. Образцовые манометры имеют следующие классы точности: 0,05; 0,2 — грузопоршневые манометры; 0,16; 0,25; 0,4 — пружинные манометры.

Рабочими измерительными приборами называются все измерительные приборы, служащие для непосредственных измерений. Рабочие манометры имеют классы точности 0,5; 1; 1,5; 2,5; 4.

#### **Основные характеристики приборов**

1. Диапазон измеряемых давлений —  $P_{\max}$ .
2. Класс точности  $k = \frac{\Delta P_{\max}}{P_{\max}} \cdot 100\%$ .
3. Чувствительность прибора  $S = \frac{\Delta P_{\text{прибора}}}{\Delta P_{\text{величины}}}$ .
4. Цена деления прибора  $C = \frac{1}{S}$ .
5. Линейность прибора  $k_{\text{л}} = \left(1 - \frac{P_{\text{лин.}}}{P_{\text{прибора}}}\right) \cdot 100\%$ .
6. Быстродействие (число измерений в секунду).

#### **Жидкостные приборы для измерения давления**

1. Диапазон измеряемых давлений до 400 кПа.
2. Класс точности до 0,05
3. Чувствительность - 1
4. Линейность - 100%
5. Быстродействие - 1...2 измерения в минуту.

В основу принципа действия жидкостных приборов положено, основное уравнение гидростатики

$$p = p_0 + \rho gh,$$

где  $p$  - давление в точке внутри жидкости, Па;

$p_0$  - давление на каком-либо уровне Па;

$h$  - глубина погружения частицы жидкости под уровнем с давлением  $P_0$ , м;

$\rho$  -плотность жидкости,  $\text{кг/м}^3$ ;  
 $g$  -ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ .

Следствие из уравнения: Для одной и той же жидкости замкнутого объёма давление одинаково во всех точках расположенных на одинаковом уровне (глубине  $h$  ).

**Пьезометры** (рис. 2.1) обычно представляют собой открытую сверху прямую стеклянную трубку диаметром не менее 6 - 8 мм помещенную на измерительной шкале. Для измерения гидростатического давления на уровне 1 - 1 в отверстии А стенки сосуда установлен пьезометр. Поскольку оба конца трубки открыты, жидкость в ней поднимется под действием гидростатического давления до уровня 2 - 2.

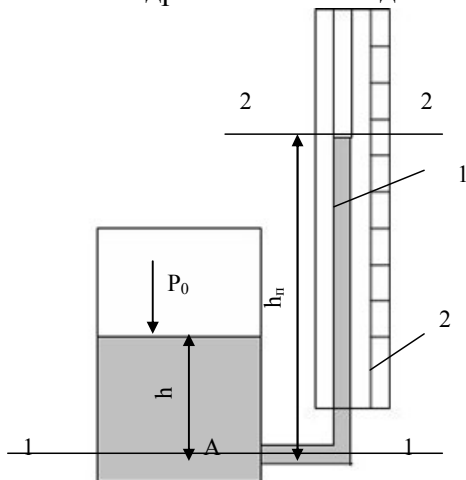


Рис 2.1 Пьезометр

1- стеклянная трубка, 2 – измерительная шкала.

Высота столба жидкости в трубке между уровнями 1 - 1 и 2 – 2 соответствует пьезометрической высоте  $h_{\text{п}}$  (в точке А), которая может быть определена аналитически из уравнения равновесия жидкости относительно плоскости 1 - 1:

$$p_0 + \rho gh = p_{\text{ат}} + \rho gh_{\text{п}},$$

откуда

$$h_{\text{п}} = (p_0 - p_{\text{ат}}) / \rho g + h$$

Если пьезометр установлен в открытом сосуде, то уравнение примет вид

$$h_{\text{п}} = h,$$

т. е. пьезометрическая высота будет равна глубине погружения точки А в жидкость.

Для измерения гидростатического давления применяют так же жидкостные манометры, которые отличаются от пьезометров тем, что в них используется жидкость большей плотности, например ртуть, плотность которой равен  $\rho_{\text{рт}} = 13\,600 \text{ кг/м}^3$ .

Простейшим типом жидкостного манометра является U-образный ртутный манометр (рис. 2.2), в котором один конец трубки присоединяется к сосуду с жидкостью в той точке, где необходимо определить избыточное давление.

Избыточное гидростатическое давление на уровне 1—1 (в точке А) будет измеряться пьезометрической высотой  $h_{\text{п}}$ , а в закрытом сосуде на уровне 2 - 2 (точка Б) будет:  $p = \rho_{\text{рт}} g(h_{\text{п}} - \Delta h)$ , где  $\Delta h$  - глубина понижения уровня ртути в левом колене трубки

**Вакуумметры** служат для измерения давления, меньшего, чем атмосферное. Однако вакуумметры обычно измеряют не непосредственно давление, а вакуум, т. е. недостаток давления до атмосферного. Вакуумметр представляет собой изогнутую трубку со шкалой (рис. 2.3) и открытым сосудом, наполненным ртутью. Один конец трубки

присоединен к закрытому сосуду, давление в котором  $p < p_{ат}$ , а другой конец опущен в открытый сосуд.

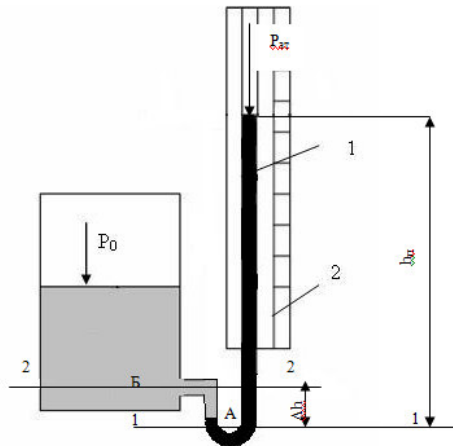


Рис. 2.2 Ртутный манометр  
1- стеклянная трубка, 2 – измерительная шкала.

Для намерения давления газа в сосуде можно воспользоваться формулой

$$p_{ат} = p + \rho g h_{вак}$$

откуда

$$p = p_{ат} - \rho g h_{вак}$$

Высота столба ртути (вакуумметрическая высота), соответствующая вакууму, будет:

$$h_{вак} = (p_{ат} - p) / \rho g$$

Применение рассмотренных приборов жидкостного типа ограничивается областью сравнительно небольших давлений.

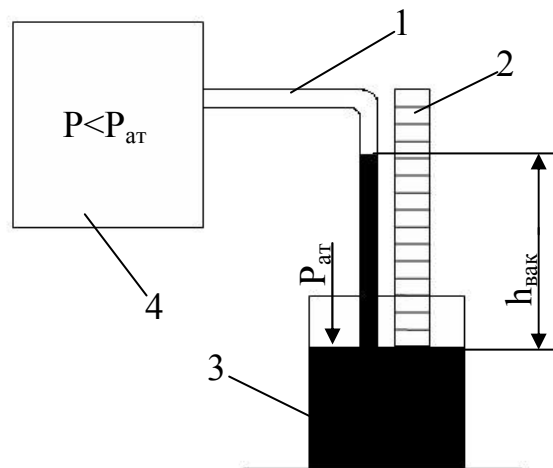


Рис. 2.3 Ртутный вакуумметр  
1- стеклянная трубка, 2 – измерительная шкала, 3 – открытый сосуд, 4 – закрытый сосуд.

**Механические манометры** (пружинные и мембранные) используются для измерения больших давлений. В качестве примера рассмотрим пружинный манометр (рис. 2.4), состоящий из корпуса, шкалы, латунной трубки -

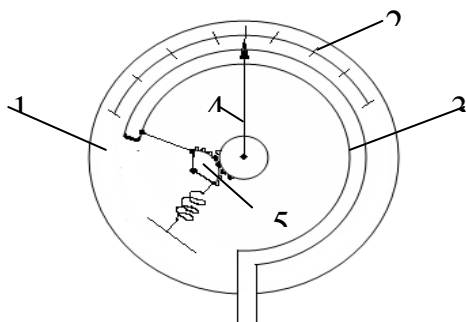


Рис. 2.4 Механический манометр

1- корпус, 2 – измерительная шкала, 3 – трупка Бурдона, 4 – стрелка, 5 – передаточный механизм.

пружины эллиптического сечения, стрелки и передаточного механизма.

Манометр свободным концом трубки присоединяется к жидкости в точке, где измеряется давление. Манометры снабжены проградуированной шкалой, показывающей давление в атмосферах.

Диапазон измеряемых величин до 500 МПа.

Класс точности до 0,25

Чувствительность в пределах цены деления

Линейность в соответствии с классом точности

Быстродействие 1...10 измерений в секунду

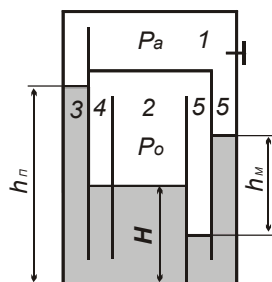
Правило считывания показаний манометра. Если стрелка манометра находится между делениями шкалы прибора, то считывание показаний производить по значению ближайшего деления этой шкалы. Дробить цену деления нельзя, так как цена деления шкалы устанавливается в соответствии с классом точности прибора.

Поверка приборов производится в специальных лабораториях стандартизации, на что выдается соответствующий акт о соответствии прибора своему классу точности.

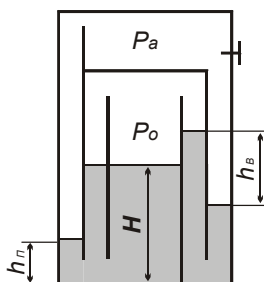
Порядок поверки. Поверяемый прибор нагружается через определенные равномерные интервалы и его показания сверяются с показаниями образцового прибора, затем выдержка при  $p_{\max}$  и нагрузка снижается через такие же интервалы давления. Производится вычисление абсолютной погрешности и устанавливается соответствие прибора классу точности.

### Измерение гидростатического давления

а)  $p_o > p_a$



б)  $p_o < p_a$



в)  $p_o < p_a$

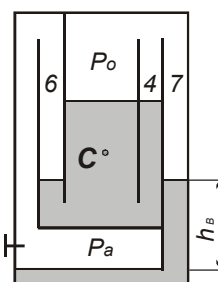


Рис. 2.5 Схема устройства

1 - полость с атмосферным давлением; 2 – опытный резервуар; 3 - пьезометр; 4 - уровнемер; 5 – мановакуумметр; 6 – пьезометр; 7 – вакуумметр

### Порядок выполнения работы

1. В резервуаре 2 над жидкостью создать давление выше атмосферного ( $p_o > p_a$ ), о чем свидетельствуют превышение уровня жидкости в пьезометре 3 над уровнем в резервуаре и прямой перепад уровней в мановакуумметре 5 (рис. 2.5 а). Для этого устройство поставить на правую сторону, а затем поворотом его против часовой стрелки отлить часть жидкости из левого колена мановакуумметра 5 в резервуар 2.

2. Снять показания пьезометра  $h_n$ , уровнемера  $H$  и мановакуумметра  $h_m$ .

3. Вычислить абсолютное давление на дне резервуара через показания пьезометра, а затем - через величины, измеренные уровнемером и мановакуумметром. Для оценки сопоставимости результатов определения давления на дне резервуара двумя путями найти относительную погрешность  $\delta p$ .

4. Над свободной поверхностью жидкости в резервуаре 2 создать вакуум ( $p_o < p_a$ ), когда уровень жидкости в пьезометре 3 становится ниже, чем в резервуаре, а на мановакуумметре 5 появляется обратный перепад  $h_v$  (рис. 2.5 б). Для этого поставить устройство на левую сторону, а затем наклоном вправо отлить часть жидкости из резервуара 2 в левое колено мановакуумметра 5. Далее выполнить операции по п.п. 2 и 3.

5. Перевернуть устройство против часовой стрелки (рис. 2.5 в) и определить манометрическое или вакуумметрическое давление в заданной преподавателем точке С через показания пьезометра 6, а затем с целью проверки найти его через показания обратного пьезометра 7 и уровнемера 4.

В процессе проведения опытов и обработки экспериментальных данных заполнить таблицу 2.1.

*Примечание. Принять атмосферное давление  $p_a = 100000$  Па, плотность воды  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>.*

Таблица 2.1

№	Наименование величин	Обозначения, формулы	Условия опыта	
			$P_o > P_a$	$P_o < P_a$
1	Пьезометрическая высота, м	$h_n$		
2	Уровень жидкости в резервуаре, м	$H$		
3	Манометрическая высота, м	$h_m$		-
4	Вакуумметрическая высота, м	$h_v$	-	
5	Абсолютное давление на дне резервуара по показанию пьезометра, Па	$p = p_a + \rho g h_n$		
6	Абсолютное давление в резервуаре над жидкостью, Па	$p_o = p_a + \rho g h_m$		-
		$p_o = p_a - \rho g h_v$	-	
7	Абсолютное давление на дне резервуара через показания мановакуумметра и уровнемера, Па	$p^* = p_o + \rho g H$		
8	Относительная погрешность результатов определения давления на дне резервуара, %	$\delta p = 100(p - p^*)/p$		

## 2.3 Лабораторная работа №4 ( 2 часа).

### Тема: «Давление на плоские и криволинейные поверхности»

**2.3.1 Цель работы:** Освоить методику определения давления внутри жидкости с помощью жидкостных приборов и сил давления на плоские стенки.

#### 2.3.2 Задачи работы:

- понять смысл основного уравнения гидростатики и его следствий;
- разобраться с методикой определения сил давления на плоские стенки;
- разобраться с методикой определения центра давления;

#### 2.3.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Лабораторная установка «Капелька»
2. Методическое пособие «Давление на плоские и криволинейные поверхности».

#### 2.3.4 Описание (ход) работы:

В резервуар по указанию преподавателя налить требуемый объем жидкости в резервуар.

1. На наклонной плоской поверхности резервуара с помощью пьезометра определить давление по 5 точкам на различной глубине и построить эпюру изменения давления.

Построить эпюру с помощью уравнения гидростатики.

Определить центр тяжести площади.

Измерить давление в центре тяжести площади.

Рассчитать равнодействующую силу давления.

Определить центр давления.

Данные свести в таблицу.

2. Тоже самое выполнить для вертикальной плоской стенки.

№	Показатель	Ед. измерения	Полученные значения
1	Высота столба жидкости в резервуаре	м	
2	Давление на свободной поверхностью	Па	
3	Давление в 1 точке.		
4	Давление в 2 точке.		
5	Давление в 3 точке.		
6	Давление в 4 точке.		
7	Давление в 5 точке.		
8	Давление в центре тяжести площади		
9	Сила давления		
10	Глубина погружения центра давления		

## 2.4 Лабораторная работа №5 ( 2 часа).

### Тема: «Определение режимов движения жидкости»

**2.4.1 Цель работы:** Воспроизвести ламинарный и турбулентный режимы течения жидкости и уловить моменты перехода одного режима в другой. Определить верхнее и нижнее критические числа Рейнольдса.

#### 2.4.2 Задачи работы:

Уяснить явление существования режимов движения жидкости, кинематику и динамику частиц жидкости при этих режимах.

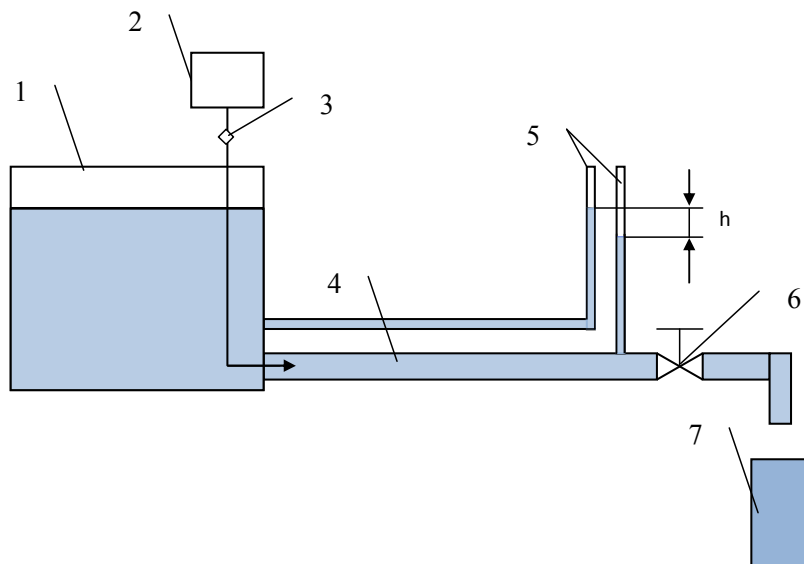
Уяснить значимость критерия Рейнольдса для определения течения жидкости.

Уяснить различие законов потерь энергии на перемещение жидкости.

#### 2.4.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Лабораторная установка «Установка Рейнольдса»
2. Методическое пособие «Определение режимов движения жидкости».

#### 2.4.4 Описание (ход) работы:



**Рис. 4.1 Схема установки Рейнольдса**

1 – бак с жидкостью, 2 – бак с подкрашенной жидкостью, 3 – вентиль 4 – стеклянная труба, 5 – пьезометры, 6 – вентиль, 7 – мерное ведро.

Порядок выполнения.

1 – открыть вентиль 3, а затем, плавно открывая вентиль 6 установить ламинарное движение жидкости. При этом необходимо, чтобы был максимальный расход жидкости, при ламинарном движении.

2 – снять показаний пьезометров.

3 – замерить расход.

4 – установить момент перехода режима с ламинарного на турбулентный и повторить пункты 2,3.

5 – установить турбулентный режим увеличив расход жидкости и выполнить действие пунктов 2,3.

6 – установить момент перехода режима с турбулентного на ламинарный и повторить пункты 2,3.

7– произвести расчеты и заполнить таблицу. Для одного опыта расчеты записать подробно.

8 - построить графики зависимости  $h = f(v)$ .

9 – записать выводы.

Таблица 4.1

№	Режим течения жидкости	Диаметр $d$ , м	Площадь $S$ , $m^2$	Измерительный объем $(V)$ , $m^3$	Время, $t$ с	$Q$ , $m^3/c$	$T$ , $^{\circ}C$	$v$ , $m^2/c$	$v$ , м/с	Re
1	ламинарный									
2	момент перехода									
3	турбулентный									
4	момент перехода									

## 2.5 Лабораторная работа №6 ( 2 часа).

### Тема: «Иллюстрация уравнения Бернулли»

**2.5.1 Цель работы:** Опытное подтверждение уравнения Д. Бернулли, т.е. понижения механической энергии по течению и перехода потенциальной энергии в кинетическую и обратно (связи давления со скоростью).

#### 2.5.2 Задачи работы:

- измерить пьезометрические напоры в сечениях
- наблюдать с помощью приборов изменение полной удельной энергии по длине потока в напорном трубопроводе переменного сечения и переход потенциальной энергии в кинетическую и обратно в соответствии с уравнением Бернулли
- построить по данным измерений пьезометрическую и напорную линии.
- сравнить измеренный скоростной напор в сечениях с вычисленным по средней скорости.

#### 2.5.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Лабораторная установка «Установка Бернулли»
2. Методическое пособие «Иллюстрация уравнения Бернулли».

#### 2.5.4 Описание (ход) работы:

1. Включить насос 3 при закрытом вентиле 6.
2. Плавно открыть вентиль 6.
3. Снять показания пьезометров  $H_{\Pi}=P/(\rho g)$  по нижним частям менисков воды в них и занести их в таблицу 1.
4. Определить расход с помощью расходомера 5.

Таблица 3.1

Наименование величин	Обозначения, формулы	Сечения трубы
----------------------	----------------------	---------------



		I	II	III
Диаметр, м	d			
Площадь сечения канала, м	S			
1- опыт				
Измеряемый объем, м <sup>3</sup>	V			
Время протекания измеряемого объема, с	t			
Расход, м <sup>3</sup> /с	$Q = \frac{V}{t}$			
Средняя скорость, м/с	$v = \frac{Q}{S}$			
Геометрическая высота, м	z			
Пьезометрическая высота, м	$\frac{P}{\rho g}$			
Пьезометрический напор, м	$H_n = z + \frac{P}{\rho g}$			
Скоростной напор, м	$H_c = \frac{v^2}{2g}$			
Полный напор, м	$H = z + \frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}$			
Мощность потока, Вт	$N = \rho g Q H$			
2- опыт				
Измеряемый объем, м <sup>3</sup>	V			
Время протекания измеряемого объема, с	t			
Расход, м <sup>3</sup> /с	$Q = \frac{V}{t}$			
Средняя скорость, м/с	$v = \frac{Q}{S}$			
Геометрическая высота, м	z			
Пьезометрический напор, м	$H_n = z + \frac{P}{\rho g}$			
Скоростной напор, м	$H_c = \frac{v^2}{2g}$			
Полный напор, м	$H = z + \frac{P}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}$			
Мощность потока, Вт	$N = \rho g Q H$			

5. Изменить расход с помощью вентиля 6 и повторить пункты 3, 4.

6. Плавнo закрыть вентиль 6 и выключить насос.

7. Заполнить таблицу 3.1

8. Вычертить в масштабе трубу переменного сечения с пьезометрами (рис. 3.2).

Соединив уровни жидкости в пьезометрах, получить пьезометрическую линию, показывающую изменение потенциальной энергии (давления) вдоль потока. Для получения напорной линии (линии полной механической энергии) отложить от оси канала полные напоры H и соединить полученные точки.

Проанализировать изменение полной механической H, потенциальной  $P/(\rho g)$  и кинетической  $v^2/(2g)$  энергий жидкости вдоль потока; выяснить соответствие этих изменений уравнению Бернулли

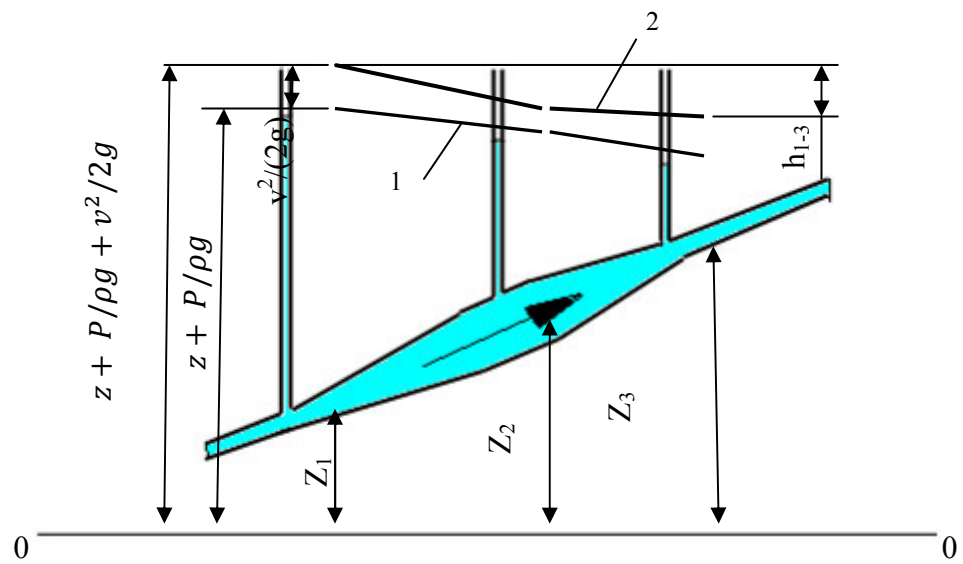


Рис 3.2. 1 - пьезометрическая линия, 2 - напорная линия,  $h_{1-3}$  – суммарные потери напора по длине, на внезапное сужение, на плавные расширения и сужения на участке 1 - 3.

## 2.6 Лабораторная работа №7, 8 ( 4 часа).

### Тема: «Определение коэффициента гидравлического трения»

**2.6.1 Цель работы:** Найти значения коэффициента гидравлического трения  $\lambda$  опытным путем и его расчетные значения для условий опыта и сравнить между собой. Решить задачу на определение потерь напора.

#### 2.6.2 Задачи работы:

- понятие потери напора по длине;
- значимость коэффициента гидравлического трения  $\lambda$  для вычисления потерь напора и его зависимость от режима движения жидкости, шероховатости внутренних стенок трубы и ее размеров;
- понятие гидравлические гладкие трубы;
- условия, при которых одна и та же труба работает как гидравлическая гладкая и как гидравлически шероховатая;
- понятие квадратичная область (зона) сопротивления.

#### 2.6.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Лабораторная установка «Установка Гидродинамика»
2. Методическое пособие «Определение коэффициента гидравлического трения».

#### 2.6.4 Описание (ход) работы:

Таблица 5.1.

Исходные данные	Ед. изм.	1 - труба	2 - труба
Внутренний диаметр трубы d	м		
Длина исследуемых участков l	м		
Абсолютная шероховатость	м		

#### Рабочее задание.

1. Включить насосную установку.
2. Открыть вентиль на входе по указанию преподавателя и снять показание манометров  $H_1$ ,  $H_2$ ,  $H_3$ ,  $H_4$ .
3. Замерить время  $t$  протекания измеряемого объема  $V$ .
4. Снять показание термометра и найти значение коэффициента кинематической вязкости воды при этой температуре  $\nu$ .
5. Свести показание в таблицу 5.2.
6. Повторить пункты 2, 3, 4, 5 два раза.
7. Обработать опытные данные.

Таблица 5.2.

Опытные данные

№	1 - труба		2 - труба		$V, \text{ м}^3$	$t, \text{ с}$	$S_2, \text{ м}^2$	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	$T, \text{ }^\circ\text{C}$	$\nu, \text{ м}^2/\text{с}$
	$H_1, \text{ м}$	$H_2, \text{ м}$	$H_3, \text{ м}$	$H_4, \text{ м}$						
1										
2										
3										

#### Обработка опытных данных.

1. Определить расход воды через установку для каждого опыта  $Q$ .
2. Определить среднюю скорость воды для каждой трубы и опыта  $v$ .
3. Определить число Рейнольдса для каждой трубы и опыта  $Re$ .

4. Определить потери по длине для каждой трубы и опыта  $h_{дл}$ .
5. Определить опытное значение коэффициента гидравлического для каждой трубы и опыта  $\lambda_{оп}$ .
6. Определить граничные числа Рейнольдса для каждой трубы  $Re_{гр}$ .
7. Определить расчетное значение коэффициента гидравлического трения для условий опыта  $\lambda_{расч}$ .
8. Отклонение опытного коэффициента гидравлического трения от расчетного  $\varepsilon$ .
9. Свести показание в таблицу 5.3.

Таблица 5.3

Опытные данные

№ опыта	1 - труба								
	$\Delta h$ , м	$\Delta P$ , Па	$v$ , м/с	Re	$Re_{гр 1}$	$Re_{гр 2}$	$\lambda_{оп}$	$\lambda_{расч}$	$\varepsilon$
1									
2									
3									
№ опыта	2 - труба								
	$\Delta h$ , м	$\Delta P$ , Па	$v$ , м/с	Re	$Re_{гр 1}$	$Re_{гр 2}$	$\lambda_{оп}$	$\lambda_{расч}$	$\varepsilon$
1									
2									
3									

## 2.7 Лабораторная работа №9 ( 2 часа).

### Тема: «Определение местного коэффициента гидравлического трения»

**2.7.1 Цель работы:** Найти значения коэффициента местных сопротивлений  $\xi_m$  для внезапного расширения и вентиля опытным путем и их расчетные значения для условий опыта и сравнить между собой.

**2.7.2 Задачи работы:** Уяснить:

- понятие местные потери напора;
- значимость коэффициента местных сопротивлений  $\xi_m$  для вычисления потерь напора и его зависимость от режима движения жидкости, и вида местных сопротивлений;
- понятие квадратичная область сопротивления;

### 2.7.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Лабораторная установка «Установка Гидродинамика»
2. Методическое пособие «Определение местного коэффициента гидравлического трения».

### 2.7.4 Описание (ход) работы:

Таблица 6.1



## 2.8 Лабораторная работа №10, 11 ( 4 часа).

### Тема: «Истечение жидкости через отверстие и насадки»

**2.8.1 Цель работы:** Найти значения коэффициентов расхода  $\mu$ , скорости  $\phi$ , сжатия  $\epsilon$  опытным путем и их расчетные значения для условий опыта и сравнить между собой.

**2.8.2 Задачи работы:** Уяснить:

- значение коэффициентов расхода, скорости, сжатия;
- методику определения расхода жидкости через отверстия и насадки;

**2.8.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:**

1. Лабораторная установка «Установка Гидродинамика»
2. Методическое пособие «Истечение жидкости через отверстие и насадки».

**2.8.4 Описание (ход) работы:**

1. Проверить положение затвора 7 (должен быть закрыт - не вращается против часовой стрелки).
2. Открутить рукоятку 4 и установить поворотом турели 6 отверстие в тонкой стенке ( нижнее вертикальное положение отверстия, при этом слышен щелчок фиксатора) и закрутить рукоятку до конца.
3. Наполнить 2-ю секцию бака открытием вентиля “общий” и “II-я секция” напорного бака, расположенных на парвой стенке лабораторного стола.
4. Вращая маховичок затвора 7 по часовой стрелке (5-6 оборотов), открыть его.
5. Регулировкой крана “II-я секция” установить постоянный уровень воды в пьезометре № 2 (6) на отметке около 50 см.

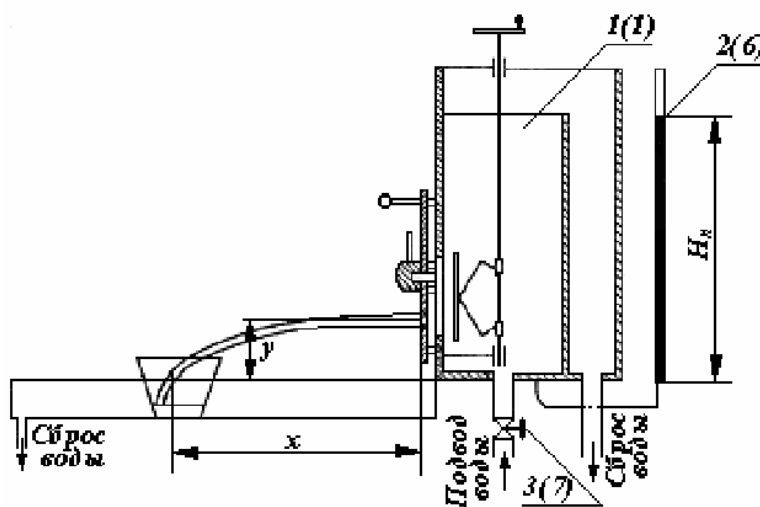


Рис. 4 Схема экспериментальной установки

6. Подставляя под струю протарированную емкость объемом  $V = 2500 \text{ см}^3$  определить с помощью секундомера время ее наполнения.
7. Записать показания пьезометра № 2 (6).

8. Определить с помощью линейки и угольника координату струи “х” - т.е. дальность полета струи от кромки отверстия до поверхности стола; координата “у”, определяющая положение центра отверстия над столом, величина постоянная, равная  $y = 17$  см.

9. Закрыть вентиль “II-я секция” и затвор 7.

10. Отвернуть рукоятку 4 и установить турель 6 в положение, соответствующее истечению из цилиндрического насадка.

11. Закрутить рукоятку 4, открыть затвор 7 и вентиль II-й секции бака.

12. Повторить последовательно операции и измерения, описанные в пп. 5-9.

13. Подсоединить прозрачный шланг к штуцеру насадка, опустить его в емкость с чернилами и пронаблюдать подъем чернил, т.е. наличие вакуума на входе в насадок.

14. Закрыть кран “II-я секция” бака и затвор 7.

15. Отвернуть рукоятку 4 и установить турель в положение, соответствующее истечению из конического насадка.

16. Повторить последовательно операции и измерения, описанные выше и соответствующие пп. 4-9.

17. Установить турель в положение, соответствующее истечению из отверстия квадратной формы и выполнить наблюдения инверсии струй.

18. Закрыть кран “II-я секция” и затвор 7.

#### Обработка опытных данных

1. Подсчитать площадь выходного отверстия

2. Определить расход истечения по формуле

3. Определить коэффициент расхода  $\mu$

4. Найти коэффициент скорости

5. Коэффициент сжатия струи определить как

Результаты измерений и расчетов поместить в таблицу опытных данных.

Таблица опытных данных

№	Показатели	Единица измерения	Отверстие в тонкой ятенке	Цилиндрический насадок	Конический сходящийся насадок
	Диаметр выходного отверстия $d$	см			
	Площадь выходного отверстия $S$	См <sup>2</sup>			
	Показание пьезометра Нп	см			
	Емкость мерного бака $V$	см <sup>3</sup>			
	Время наполнения мерного бака $t$	с			
	Расход истечения $Q$	см <sup>3</sup> /с			
	Координаты струи $y$ $x$	см			
	Напор над центром отверстия, $H$	м			
	Коэффициент расхода $\mu$				
	Коэффициент скорости $\phi$				
	Коэффициент сжатия $\epsilon$				

## 2.9 Лабораторная работа №12 ( 2 часа).

### Тема: «Гидравлический удар»

**2.9.1 Цель работы:** Исследование гидравлического удара в напорном трубопроводе.

**2.9.2 Задачи работы:** Уяснить:

- экспериментальное определение величины повышения давления при гидравлическом ударе в случае внезапного (мгновенного) закрытия крана;
- определение повышения давления при гидроударе по формуле Н.Е. Жуковского;
- сравнение теоретического и экспериментального значения повышения давления при гидравлическом ударе.

**2.9.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:**

1. Лабораторная установка «Установка Гидродинамика»
2. Методическое пособие «Истечение жидкости через отверстие и насадки».

**2.9.4 Описание (ход) работы:**

1. Изучить настоящее методическое указание.
2. Начертить схему установки (рис. 10).

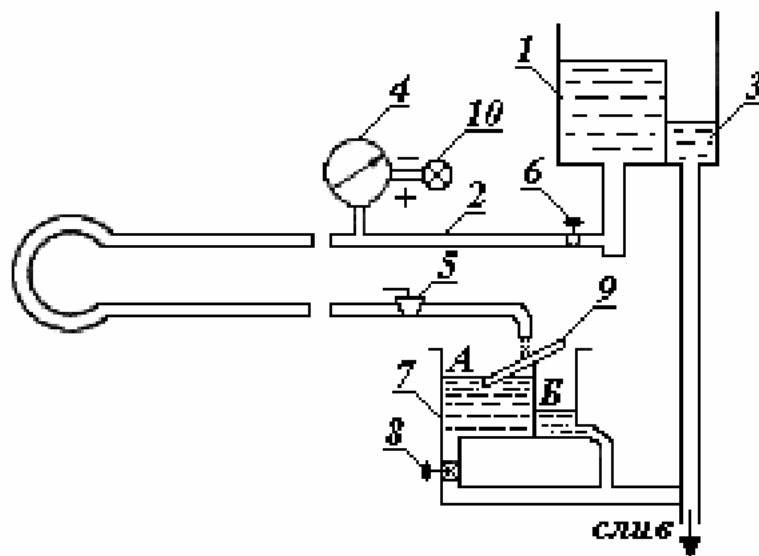


Рис. 1. Схема экспериментальной установки для исследования гидравлического удара

3. Проверить отсутствие воды в мерной секции А бака 7 и закрыть вентиль 8 (четвертый).
4. Наклонить лоток 9 в сторону переливной секции Б мерного бака (третий).
5. Открыть кран 5 и вентиль 6 (второй).
6. Наклонить лоток в сторону мерной секции А бака и строго одновременно включить секундомер (третий).



7. После наполнения мерной секции бака повернуть лоток в сторону переливной секции и одновременно выключить секундомер (третий).
8. Записать в таблицу журнала объем  $V$  воды в мерном баке и время  $t$  заполнения мерного бака (третий).
9. Резко перекрыть кран 5 (второй) и замерить давление по манометру.
10. Открыть вентиль 8 и слить воду из мерного бака (четвертый).
11. Выполнить второй опыт, повторив операции по пунктам 5...1.

#### Обработка опытных данных

1. Определить расход воды по формуле
2. Определить среднюю скорость воды в трубопроводе до гидроудара по формуле
3. Определить скорость распространения ударной волны по формуле
4. Определить повышение давления при гидроударе по формуле Н.Е. Жуковского
5. Определить относительную ошибку

#### Таблица опытных данных

1. Длина трубопровода,  $L$
2. Диаметр трубопровода,  $d$
3. Толщина стенки трубопровода,  $\delta$

№	Показатели	Единица измерения	Опыт	
			№1	№2
1	Объем воды в мерном баке, $W$	$\text{м}^3$		
2	Время наполнения мерного бака, $t$	$\text{с}$		
3	Расход воды, $Q$	$\text{м}^3/\text{с}$		
4	Площадь живого сечения трубопровода, $F$	$\text{м}^2$		
5	Скорость до закрытия крана, $V$	$\text{м}/\text{с}$		
6	Скорость распространения волны гидроудара, $C$	$\text{м}/\text{с}$		
7	Плотность воды, $\rho$	$\text{кг}/\text{м}^3$		
8	Повышение давления по манометру, $\Delta p$	$\text{мПа}$		
9	Повышение давления по формуле Н.Е. Жуковского, $\Delta p$	$\text{мПа}$		
10	Относительная ошибка, $\delta p$	$\%$		
	Фаза гидравлического удара, $T$	$\text{с}$		

## **2.10 Лабораторная работа №13 ( 2 часа).**

### **Тема: «Особенности конструкции и эксплуатации, динамических насосов»**

**2.10.1 Цель работы:** Изучить устройство и принцип действия динамических насосов

**2.10.2 Задачи работы:** Уяснить:

- принцип работы динамических насосов;
- взаимосвязь подачи и напора.
- правил первого и последующих пусков и остановки насосов;

**2.10.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:**

1. Макеты насосов.

2. Методическое пособие «Особенности конструкции и эксплуатации, динамических насосов».

**2.10.4 Описание (ход) работы:**

#### **Общие сведения.**

**Насос** - это устройство (гидравлическая машина) для напорного перемещения (всасывания и нагнетания) главным образом капельной жидкости в результате сообщения ей внешней энергии (потенциальной и кинетической). Устройства для безнапорного перемещения жидкости Н. обычно не называют и относят к водоподъёмным машинам

**Динамическими** называют насосы, в которых жидкость под воздействием гидродинамических сил перемещается в камере (незамкнутом объеме), постоянно сообщаемой с входом и выходом насоса.

#### **Основные типы современных динамических насосов.**

**Центробежные насосы** являются наиболее распространёнными и предназначаются для подачи холодной или горячей воды, вязких или агрессивных жидкостей (кислот и щелочей), сточных вод, смесей воды с грунтом, золой и шлаком, торфом, раздробленным каменным углём и т.п. Их действие основано на передаче кинетической энергии от вращающегося рабочего колеса тем частицам жидкости, которые находятся между его лопастями. Под влиянием возникающей при этом центробежной силы частицы подаваемой среды из рабочего колеса перемещаются в корпус насоса и далее, а на их место под действием давления воздуха поступают новые частицы, обеспечивая непрерывную работу насоса.

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

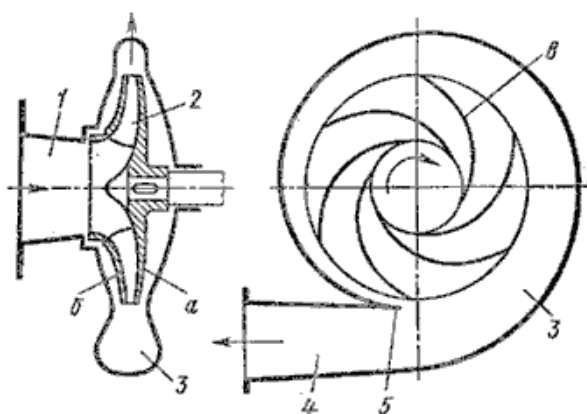


Рис. 7.1 Схема центробежного насоса

Для создания больших напоров применяют многоступенчатые насосы, в которых жидкость проходит последовательно несколько рабочих колёс, получая от каждого из них соответствующую энергию. Важнейшей особенностью центробежных насосов является непосредственная зависимость напора, а также мощности, КПД и допустимой высоты всасывания от подачи, которая для каждого типа насоса выражается соответствующими графиками, называемыми характеристиками рис. 7.2.

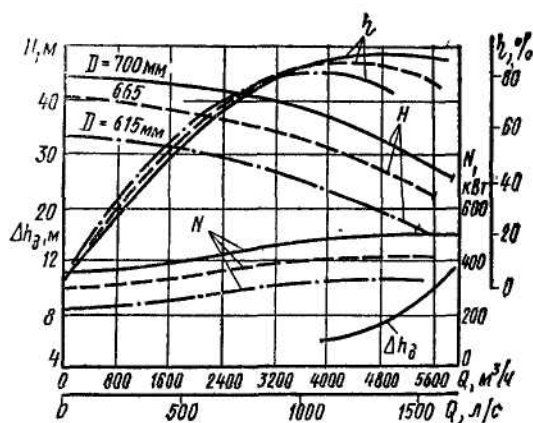


Рис. 7.2. Характеристика центробежного насоса Д200-36 при  $n = 1450$  об/мин  $H$  – кривые  $Q - H$ ;  $N$  – кривые  $Q - N$ ;  $\eta$  – кривая КПД.

Крупнейшие центробежные насосы отечественного производства могут обеспечить подачу воды до  $65\,000\text{ м}^3/\text{ч}$  при напоре  $18,5\text{ м}$ , потребляя мощность  $7,5\text{ Мвт}$ , максимальный КПД равен  $88\text{--}92\%$ . В США для насосной станции Гранд-Кули создан вертикальный одноступенчатый центробежный насос с подачей  $138\,000\text{ м}^3/\text{ч}$  и напором  $95\text{ м}$  при мощности  $48\text{ Мвт}$ .

#### Правила пуска центробежного насоса.

1. Перед пуском центробежного насоса необходимо во всасывающий трубопровод и внутреннюю полость насоса залить перекачиваемую жидкость.
2. Закрыть задвижку на напорном трубопроводе и включить электродвигатель.
3. После того как насос разовьет требуемую частоту вращения и давление, следует открыть кран на нагнетающем трубопроводе.

**Осевые насосы** предназначаются главным образом для подачи больших объёмов жидкостей. Их работа обусловлена передачей той энергии, которую получает жидкость при силовом воздействии на неё лобовой поверхностью вращающихся лопастей рабочего колеса. Частицы подаваемой жидкости при этом имеют криволинейные траектории, но, пройдя через выправляющий аппарат, начинают перемещаться от входа в насос до выхода из него, в основном вдоль его оси (откуда и название) (рис. 7.3). Рабочее колесо осевого насоса похоже на винт корабля. Оно состоит из втулки 1, на которой закреплено

несколько лопастей 4. Отводом насоса служит осевой направляющий аппарат 3, с помощью которого устраняется закрутка жидкости, и кинетическая энергия ее преобразуется в энергию давления. Осевые насосы применяют при больших подачах и малых давлениях.

Существуют 2 основных разновидности осевых насосов: жестколопастные с лопастями, закрепленными неподвижно на втулке рабочего колеса, называемые пропеллерными, и поворотн-лопастные, оборудованные механизмом для изменения угла наклона лопастей.

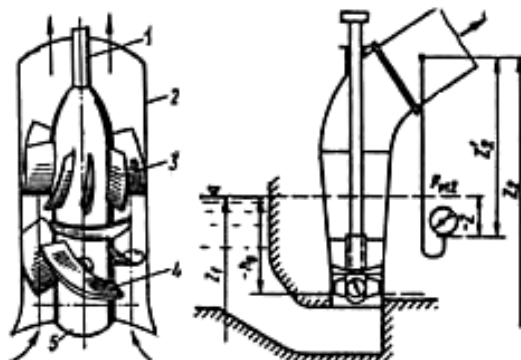


Рис. 7.3 Схема осевого насоса

Насосы обеих разновидностей строят обычно одноступенчатыми, реже двухступенчатыми. Изменением наклона лопастей рабочего колеса достигается регулирование подачи с поддержанием кпд на высоком уровне в широких пределах.

Крупнейший отечественный осевой поворотн-лопастной Н. рассчитан на  $Q = (45,50) \cdot 10^3$  м<sup>3</sup>/ч при Н от 13 до 10 м,  $N = 2$  Мвт и  $\eta = 86\%$ . Марка этого Н.: ОП2-185. где ОП - осевой поворотн-лопастной, 2 - тип рабочего колеса и 185 - диаметр рабочего колеса (по концам лопастей, в см).

**Вихревые насосы** обладают хорошей способностью самовсасывания, т.е. возможностью начинать действие без предварительного заполнения всасывающей трубы подаваемой средой, если она имеется в корпусе насоса.

Благодаря этому они применяются для подачи легкоиспаряющихся или насыщенных газами капельных жидкостей и в комбинации с центробежными насосами. Существуют 2 разновидности вихревых насосов: закрытого и открытого типа. В вихревом насосе закрытого типа (рис. 7.4) частицы жидкости из ячеек 5, расположенных по периферии рабочего колеса 1, под влиянием центробежных сил будут переходить в канал 3 корпуса насоса и затем, передав часть своей кинетической энергии находящейся там среде, возвратятся в др. ячейки. Совершая винтообразное вихревое перемещение, каждая частица за время её нахождения в насосе несколько раз побывает в ячейках ротора и получит от него определенную энергию.

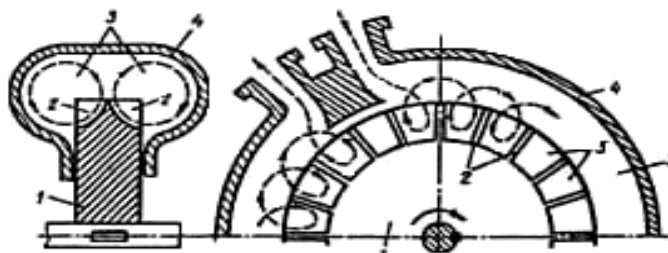


Рис. 7.4. Вихревой насос закрытого типа.

В результате такого многоступенчатого действия вихревые насос по сравнению с такими же (по размерам и скорости вращения) центробежными насосами развивают в 3-7 раз больший напор, но работают с более низким (в 2- 3 раза) КПД.

В вихревых насосах открытого типа жидкость подводится вблизи вала насоса, проходит между лопатками рабочего колеса и отводится к выходному отверстию в корпусе из открытого (без перемычки) периферийного канала. В зарубежной литературе вихревые насосы называются фрикционными, регенеративными, турбулентными, самовсасывающими и др.

Устройства некоторых насосов.

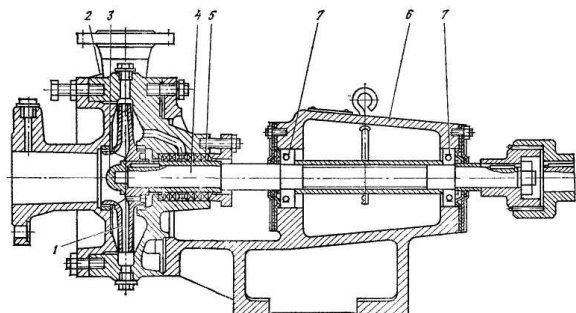


Рис. 7.5. Консольный насос типа К

1 - рабочее колесо; 2 - корпус- 3 - гайка; 4 - вал; 5 – набивка сальника; 6 - опорный кронштейн; 7 - подшипник;

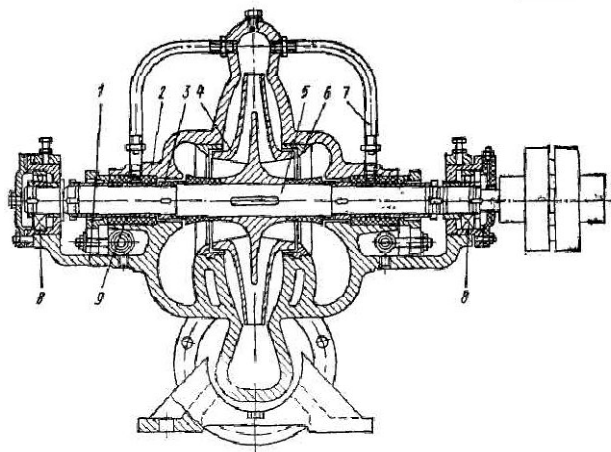


Рис. 7.6. Центробежный насос с двусторонним подводом к рабочему колесу (тип Д)  
1 - корпус; 2 - крышка; 3 - защитная втулка; 4 - рабочее колесо; 5 - вал; 6 - защитно-уплотняющее кольцо; 7 - трубка для подвода воды к сальнику; 8 - подшипник; 9 - набивка сальника.

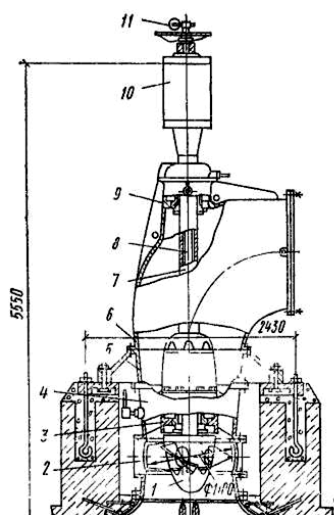


Рис. 7.9. Осевой насос типа ОП

1 - рабочее колесо; 2 - камера; 3 - нижний подшипник; 4 - выправляющий аппарат;  
5 - диффузор; 6 - отвод; 7 - вал; 8 – шток управления поворотом лопастей; 9 - верхний  
подшипник; 10 – электропривод механизма поворота лопастей; 11 - указатель угла  
разворота лопастей

## 2.11 Лабораторная работа №14 ( 2 часа).

### Тема: «Испытание центробежного насоса»

**2.11.1 Цель работы:** По результатам испытаний построить напорную  $H = f_1(Q)$  и энергетические  $N = f_2(Q)$  и  $\eta = f_3(Q)$  характеристики насоса.

#### 2.11.2 Задачи работы: Уяснить:

- принцип работы центробежного насоса;
- устройство и назначение рабочего колеса, отвода и уплотнений;
- методику испытания насоса;
- смысл основных параметров насоса:

подачи-  $Q$ ,

напора-  $H$ ,

давления -  $p$ ,

мощности -  $N$ ,

КПД -  $\eta$ ,

допустимой вакуумметрической

высоты всасывания -  $H_{\text{вас}}^{\text{доп}}$

- качественную зависимость  $H$ ,  $N$ ,  $\eta$ ,  $H_{\text{вас}}^{\text{доп}}$  от подачи  $Q$ ;
- отличие геометрической высоты подъема  $H_{\text{г}}$  от напора насоса  $H$ ;
- влияние степени прикрытия задвижки на нагнетательном трубопроводе на подачу насоса  $Q$  и на потребляемую им мощность  $N$ .

#### 2.11.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Насосная станция.
2. Методическое пособие «Испытание центробежного насоса».

#### 2.11.4 Описание (ход) работы:

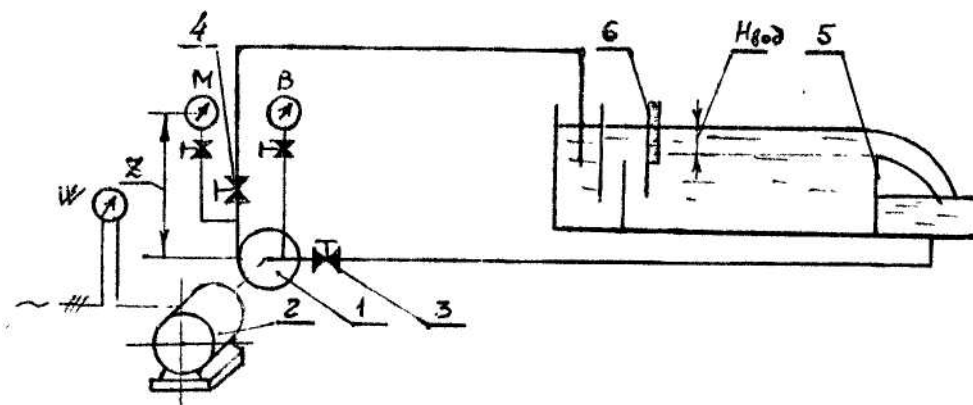


Рис. 8.1. Схема установки для испытания насоса

1- насос, 2- электромотор, 3- задвижка на входе в насос, 4- задвижка на выходе из насоса, 5- водослив, 6- уровнемер водослива, В- вакуумметр, М - манометр, W- ваттметр, z - высота установки манометра над осью насоса,  $H_{\text{вод}}$  напор водослива.

#### Исходные данные:

- тип и марка испытуемого насоса - центробежный консольный К-8/18;
- диаметр всасывающего патрубка насоса . . . . .  $d = 40\text{мм}$ ;
- диаметр нагнетательного патрубка насоса ....  $d = 32\text{мм}$ ;
- высота установки манометра, над осью насоса . . . . .  $z = 1,5\text{м}$ ;
- коэффициент полезного действия электромотора. . . . .  $\eta = 0,7$ ;
- коэффициент пропорциональности для показаний  $k = 1$  \_

Таблица 8.1.

## Опытные и расчетные данные

№ опыта	Опытные данные				Расчетные данные			
	Показания				Подача насоса Q, м <sup>3</sup> /с	Напор насоса H, м	Мощность насоса N, кВт	КПД насоса η, %
	манометра P <sub>м</sub> , Па	Вакуумметра P <sub>в</sub> , Па	Ваттметра W, кВт	Уровнемер а Н <sub>вод</sub> , м				

**Рабочее задание.**

1. По макету изучить устройство центробежного насоса, найти места эксплуатационных утечек жидкости, подсоса воздуха и эксплуатационного износа.

2. Ознакомиться с правилами пуска и остановки насоса и в соответствии с ними пустить насос

3. Произвести испытания на шести режимах:

**первый режим** - закрыть задвижку на нагнетательном трубопроводе и записать в таблицу 1 отчета показания манометра, вакуумметра, ваттметра и уровнемера водослива.

**второй режим** - приоткрыть задвижку на нагнетательном трубопроводе так, чтобы давление по показаниям манометра изменилось на 0,1 кгс/см<sup>2</sup>

$P_2 = P_1 - 0,1$  и записать показания приборов.

**третий режим** - той же задвижкой установить давление

$P_3 = P_1 - 0,2$  и записать показания приборов.

**четвертый режим** -  $P_4 = P_1 - 0,4$

**пятый режим** -  $P_5 = P_1 - 0,8$

**шестой режим** -  $P_6 = P_1 - 1,6$

4. Остановить насос по правилам.

5. Обработать опытные данные, построить характеристики насоса и записать выводы по результатам испытаний.

6. Найти эксплуатационные параметры испытуемого насоса для предложенной насосной установки,

**Правила пуска насоса.**

1. Закрыть задвижку на нагнетательном трубопроводе и открыть на всасывающем.
2. Отключить манометр и вакуумметр.
3. Заполнить насос водой.
4. Включить электромотор.
5. Подключить манометр и вакуумметр.
6. Открыть задвижку на нагнетательном трубопроводе.

**Правила остановки насоса**

1. Закрыть задвижку на нагнетательном трубопроводе.
2. Выключить электромотор.
3. Отключить манометр и вакуумметр.



## 2.12 Лабораторная работа №15 ( 2 часа).

### Тема: «Совместная работа двух центробежных насосов»

#### 2.12.1 Цель работы: Построить:

- суммарные напорные характеристики насосов для параллельной и последовательной совместной работы;

- характеристику трубопровода насосной установки (график потребных напоров).

Найти подачу и мощность насосной установки с одним и двумя насосами.

#### 2.12.2 Задачи работы: Уяснить:

Уяснить методику построения:

- суммарных напорных характеристик насосов;

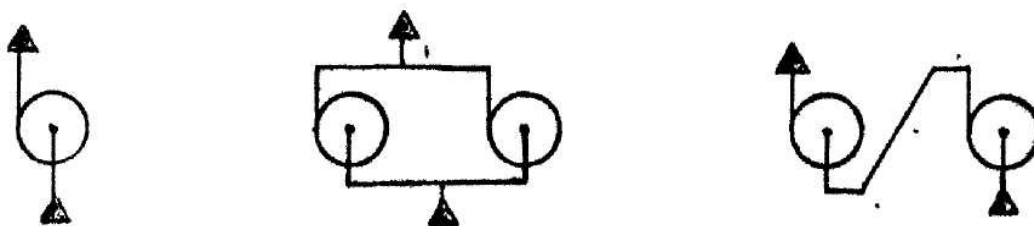
- характеристики трубопровода насосной установки.

#### 2.12.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Насосная станция.

2. Методическое пособие «Совместная работа двух центробежных насосов».

#### 2.12.4 Описание (ход) работы:



Схемы соединения центробежных насосов для совместной работы

Исходные данные.

Насос №1 - К-8/18 (1.5К - 6)

Насос №2. К-8/18 (1.5К - 6)

Диаметр всасывающего патрубка насоса  $d_{вс}=40$  мм

Диаметр нагнетательного патрубка  $d_n=32$  мм

Поправка на установку манометра. 1,5 м

Опытные и расчетные данные

Для насосной установки с одним насосом.

Таблица 9.1

Опыт №1				Расчетные величины		
Показания			Геомет. высота подъема $H_r$ , м	Подача насоса $Q$ , $м^3/с$	Напор насоса $H$ , м	Мощность насоса, $N$ кВт
Манометра $P_m$ , Па	Вакуумметра $P_v$ , Па	Уровнемера водослива $H_v$ , м				

Для насосной установки с двумя насосами.

Таблица 9.2

№ опыта	Соединение двух насосов	Показания уровнемера, $H_v$ , м	Подача насосной установки, $м^3/с$		Потребляемая мощность, кВт
			Опытная	Расчетная	
1	Параллельное				
2	Последовательное				

РАБОЧИЕ ЗАДАНИЕ.

1. Построить суммарные напорные характеристики для параллельного и последовательного соединения двух насосов.

2. Провести опыт № 1.
  - 2.1 Включить один насос, соблюдая правила пуска.
  - 2.2 Полностью открыть задвижку на нагнетательном трубопроводе.
  - 2.3 Снять показания манометра, вакуумметра, уровнемера, водослива и измерить геометрическую высоту подъема воды  $H_r$ .
3. Провести опыт № 2.
  - 3.1 Соблюдая правило пуска, включить второй насос.
  - 3.2 Задвижками 1,2,3,4,5 соединить насосы параллельно.
  - 3.3 Снять показания уровнемера водослива.
4. Провести опыт № 3.
  - 4.1 Задвижкам 1,2,3,4,5 соединить насосы последовательно.
  - 4.2 Снять показания уровнемера водослива.
  - 4.3 Остановить насосы.
5. Вычислить опытные значения подачи насосной установки с одним и двумя насосами по показаниям уровнемера водослива.
6. Вычислить напор насоса  $H$  и сопротивление трубопровода насосной установки  $C$  по данным опыта №1.
7. Записать уравнения характеристики трубопровода насосной установки и наложить её график на суммарные характеристики насосов.
8. Найти рабочие точки насосов на суммарных характеристиках и определив расчётные подачи и потребляемую насосной установкой мощность.

## **2.13 Лабораторная работа №16 ( 2 часа).**

**Тема: «Особенности конструкции и эксплуатации, объемных насосов»**

**2.13.1 Цель работы:** Изучить устройство и принцип действия объемных насосов.

**2.13.2 Задачи работы:** Уяснить:

- принцип работы объемных насосов;
- взаимосвязь подачи и напора.
- правил первого и последующих пусков и остановки насосов;

**2.13.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:**

1. Макеты насосов.
2. Методическое пособие «Особенности конструкции и эксплуатации, объемных насосов».

**2.13.4 Описание (ход) работы:**

**Общие сведения.**

**Насос** - это устройство (гидравлическая машина) для напорного перемещения (всасывания и нагнетания) главным образом каплевой жидкости в результате сообщения ей внешней энергии (потенциальной и кинетической).

К объемным относят **насосы**, в которых сообщение энергии жидкости осуществляется по принципу механического периодического вытеснения жидкости рабочим телом, создающим в процессе перемещения определенное давление жидкости. В объемных насосах жидкость получает энергию в результате периодического изменения замкнутого объема, который попеременно сообщается то с входом, то с выходом насоса.

Объемными являются насосы поршневые, плунжерные, диафрагменные, роторные и шестеренные.

Наиболее распространенными из объемных насосов являются поршневые и плунжерные. В системах водоснабжения и, канализации поршневые насосы в настоящее время применяются относительно мало: для подъема воды из скважин малого диаметра, для перекачивания вязких жидкостей, например осадка из первичных отстойников, а также в качестве дозирочных насосов.

Поршневые и плунжерные насосы относятся к возвратно-поступательным насосам. Устройство и принцип работы поршневого насоса одностороннего действия можно уяснить из рис.1, а. Такой насос состоит из рабочей камеры с всасывающим и напорным клапанами (ВК и НК) и цилиндра с поршнем, совершающим возвратно-поступательное движение, К рабочей камере присоединены всасывающий и напорный трубопроводы.

За один цикл, т. е. за один поворот вала с кривошипом, в цилиндр засасывается, а затем выталкивается объем жидкости  $V$ , равный  $FS$  ( $S$  и  $F$  — ход и площадь поршня).

В плунжерном насосе двустороннего действия (см. рис. 10.1 б) обе полости поршня являются рабочими, и за один ход поршня в прямом направлении одновременно происходят всасывание и нагнетание жидкости. Эти же процессы повторяются и при ходе поршня в обратном направлении.

При одних и тех же площадях поршня  $F$ , одинаковом ходе  $S$  и постоянном числе ходов в единицу времени подача насосов двустороннего действия в 2 раза больше подачи насосов одностороннего действия. Кроме того, насосы двустороннего действия обеспечивают более равномерную подачу жидкости.

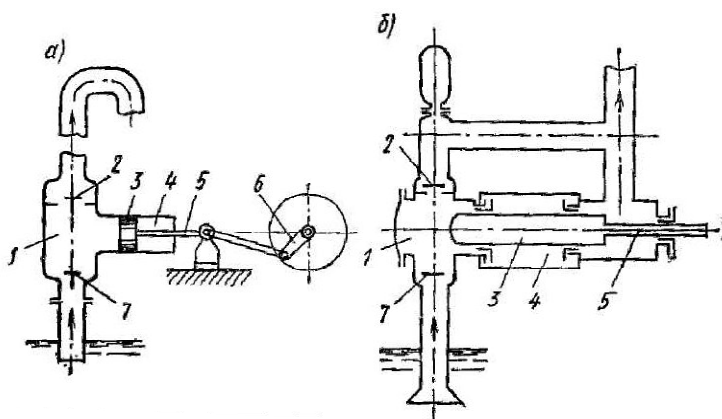
В соответствии с приведенными схемами, а также в зависимости от назначения, условий работы и конструкции можно принять следующую классификацию возвратно-поступательных насосов.

По роду действия - это насосы: а) одностороннего действия, б) двустороннего действия, в) сдвоенные двустороннего действия, г) дифференциальные.

По расположению цилиндров - это насосы: а) горизонтальные, б) вертикальные.

По конструкции рабочего органа - это насосы: а) поршневые, в которых дисковый поршень, снабженный уплотняющими устройствами (манжетами, поршневыми кольцами), перемещается в расточенном цилиндре; б) плунжерные, у которых вместо поршня применяют плунжер (скалку) в виде полого стакана, который движется в уплотняющем сальнике, не касаясь внутренних, стенок цилиндра; плунжерные насосы проще и надежнее в эксплуатации, так как у них нет сменных уплотняющих деталей (колец, манжет);

в) с проходным поршнем - вертикальные насосы, вода в которых при нагнетании проходит внутри поршня через нагнетательный клапан, расположенный в верхней его



части.

Рис. 10.1. Схемы возвратно-поступательных насосов

а - поршневой насос одностороннего действия; б - плунжерный насос двустороннего действия; 1- рабочая камера; 2 - напорный клапан, 3 поршень (плунжер); 4 - цилиндр; 5-шток; 6 - кривошип; 7 - всасывающий клапан

Характеристика Q - Н возвратно - поступательных насосов (без, учета пульсации расхода) при постоянной частоте вращения и неизменной длине хода поршня представляет собой прямую линию, параллельную оси ординат. Теоретически возвратно - поступательный насос может развивать любой напор, однако практически напор, развиваемый насосом, ограничен прочностью конструкции и мощностью привода (двигателя).

Коэффициент полезного действия возвратно - поступательных насосов достаточно высок и в зависимости от типа и размера насоса находится в пределах 0,75 - 0,95. Мощность двигателей для привода насоса принимается с некоторым запасом по сравнению с мощностью, вычисленной для насоса.

К достоинствам поршневых насосов относятся: постоянство подачи жидкости независимо от сопротивления напорного трубопровода, что позволяет использовать их как дозаторы; возможность подачи незначительных расходов под большим давлением при высоком КПД; техническая целесообразность создания малогабаритных насосов, способных поднимать жидкость из скважин малого диаметра; возможность пуска насоса в действие без предварительного заполнения его жидкостью.

К недостаткам поршневых насосов можно отнести: большие габариты, массу и площадь, занимаемую насосным агрегатом; необходимость устройства тяжелого фундамента; наличие легко изнашивающихся деталей (клапанов, манжет и т. п.); сложность эксплуатации и меньшую надежность в работе; неравномерность подачи жидкости.

**Шланговые насосы** за последнее время получили распространение для перекачивания плотных илов и осадков производственных сточных вод. Некоторые зарубежные фирмы изготавливают такие насосы с подачей до 60 м<sup>3</sup>/ч и напором до 1,6 МПа.

Принцип действия шлангового насоса понятен из схем, изображенных на рис. 10.4. В корпусе 1 укреплен шланг 2 из гибкого материала (резины, пластмассы и т.п.). На станине закреплены подшипники вала 3. План-шайба с роликами 5 крепится к валу. При вращении вала ролики набегают на шланг и обжимают его. Сжатое сечение шланга по мере вращения вала перемещается от всасывающей части шланга к нагнетательной. Таким образом, порции жидкости тоже перемещаются от всасывающего патрубка к нагнетательному. Так же устроены и шланговые насосы с несколькими параллельно расположенными шлангами. Иногда вместо роликов применяют специальные обжимные кулачки 4 (см. рис. 10.4 б), Корпус насоса, как и в первом случае, до половины заполняют маслом 6.

Рабочие органы (вал, ролики и др.) шлангового насоса не соприкасаются с перекачиваемой жидкостью, поэтому такие насосы можно применять для перемещения и дозирования химически активных жидкостей и суспензий. При этом материал шланга должен быть стойким к воздействию перекачиваемой жидкости. Подача насоса регулируется путем изменения частоты вращения вала. Шланговые насосы находят применение в химической, пищевой и других отраслях промышленности, в медицине, а также могут использоваться в установках для обработки воды.

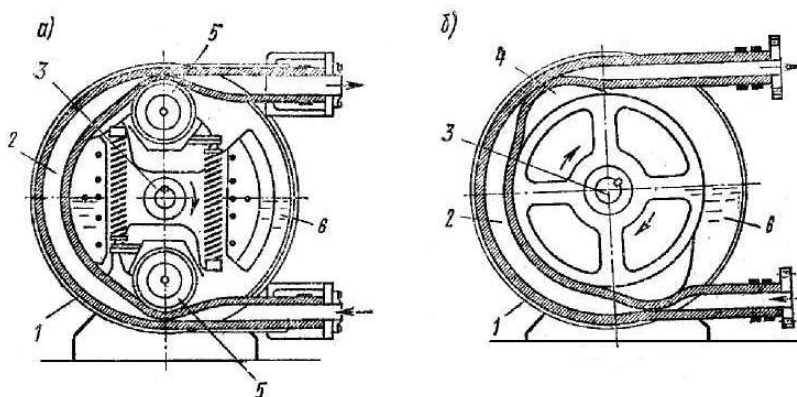


Рис. 10.4. Схема шлангового насоса с роликами (а) и с обжимными кулачками (б)

**Винтовые насосы** по принципу действия относятся к роторным насосам. В зависимости от общего действия рабочих винтов различают одно-, двух-, трех- и многовинтовые насосы (рис. 10.5).

Основными деталями такого насоса являются однозаходный винт из нержавеющей или хромированной стали и двухзаходная обойма из специальной резины. Винт соединен с валом двигателя карданной передачей или другим гибким соединением, допускающим несоосность вала двигателя и винта.

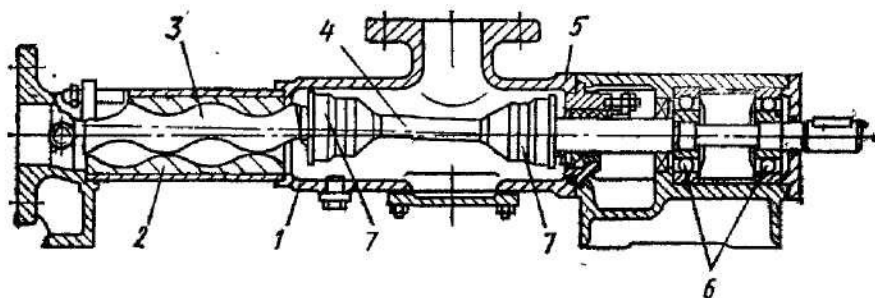


Рис. 10.5. Одновинтовой насос

При вращении вала двигателя винт совершает в обойме сложное движение: вращение относительно собственной оси и вращение оси винта с радиусом, равным эксцентриситету винта. При этом между винтом и обоймой образуются замкнутые полости, непрерывно перемещающиеся от всасывающей камеры к нагнетательной. Таким образом, одновинтовые насосы представляют собой насосы объемного типа с вращающимся рабочим органом.

Винтовые насосы имеют крутопадающие характеристики при этом зависимость  $Q - H$  близка к линейной. Промышленность выпускает горизонтальные винтовые насосы с подачей 0,3—40 м<sup>3</sup>/ч и вертикальные - для колодцев и артезианских скважин.

Винтовые насосы с резиновыми обоймами можно применять для перекачивания как чистых, так и загрязненных и химически активных жидкостей.

**Аксиально-поршневые насосы.** Аксиально-поршневой насос состоит из ротора (блока цилиндров) 5, соединенного пространственным шарниром с наклонным валом (рис.10.6). Поршни 4 блока цилиндров 2 соединены с шайбой шатунами 3.

За полный оборот вала 1 поршень один раз всасывает и один раз нагнетает жидкость. Ротор 5 вращается относительно неподвижной распределительной плиты, в которой выполнены дуговые пазы, соединенные соответственно с каналами всасывания и нагнетания. В процессе вращения ротора 5 цилиндры с поршнями последовательно проходят пазы всасывания и нагнетания, что обеспечивает непрерывное движение масла в

нагнетательный трубопровод. Таким образом, процессы всасывания и нагнетания происходят без применения клапанов, что выгодно отличает эти насосы от обычных поршневых насосов клапанного типа.

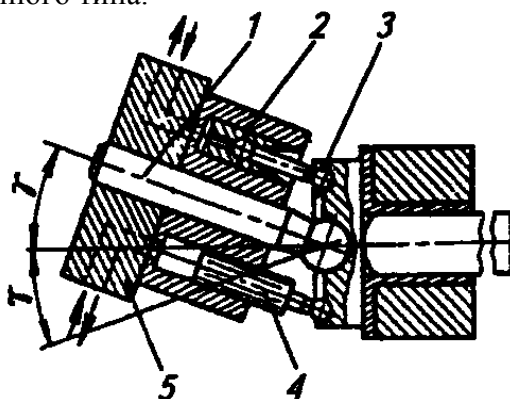


Рис. 10.6 Аксиально-поршневые насосы:

1 - вал; 2 - блок цилиндров; 3 - шатуны; 4 - поршни; 5 - ротор

**Шестеренные насосы.** Их применяют в системах маслоснабжения насосных и электрических станций, гидроприводов сельскохозяйственных и строительных машин с разомкнутой циркуляцией, а также для перекачки различных жидкостей, не содержащих твердых частиц.

Шестеренные насосы характеризуются простотой устройства и надежностью эксплуатации, небольшим числом высокоточных и изнашивающихся деталей, малыми стоимостью, габаритами и массой.

Принцип действия насосов состоит в следующем. Две шестерни 3 и 5 (рис. 10.7) равной ширины и равного модуля находятся в зацеплении и располагаются в цилиндрических расточках корпуса 1 насоса с минимальным радиальным зазором. К торцам шестерен прибегают боковые стенки корпуса насоса. При вращении шестерен жидкость, расположенная между зубьями, переносится из полости всасывания 2 в полость нагнетания 4. В напорной полости жидкость из впадин вытесняется зубьями противоположной шестерни и поступает в напорную линию насоса.

Шестеренный насос желательно устанавливать так, чтобы уровень рабочей жидкости в баке был выше места установки насоса. Это особенно важно, если гидросистема эксплуатируется при пониженной температуре воздуха, когда вязкость рабочей жидкости может значительно возрасти.

Шестеренные насосы используют также в качестве гидромоторов. При этом вследствие возможности реверсирования гидромоторы должны иметь симметричные устройства входа и выхода.

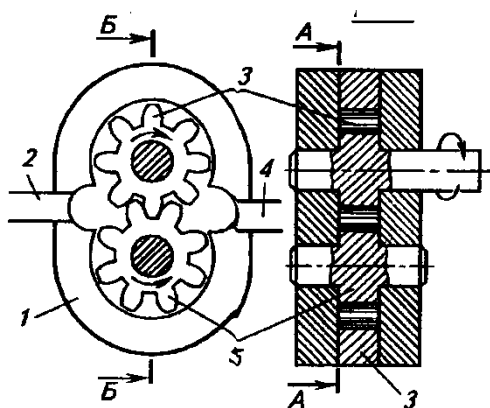


Рис. 10.7. Принцип действия шестеренного насоса:

1- корпус, 2- полость всасывания, 3, 5- шестерни, 4- полость нагнетания

## 2.14 Лабораторная работа №17 ( 2 часа).

### Тема: «Испытание объемного насоса»

**2.14.1 Цель работы:** Изучить устройство, принцип действия объемных насосов снять напорную характеристику.

**2.14.2 Задачи работы:** Уяснить:

- принцип работы объемных насосов;
- взаимосвязь подачи и напора.

**2.14.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:**

1. Макеты насосов, насосная станция.
2. Методическое пособие «Испытание объемного насоса».

**2.14.4 Описание (ход) работы:**

1. Ознакомиться с элементами, входящими в состав лабораторной установки.
2. Составить гидравлическую схему установки.
3. Подготовить установку к работе, подключив ее к распределительному электрощиту.
4. Подать на электродвигатель напряжение постоянного тока.

Условные обозначения элементов гидропривода

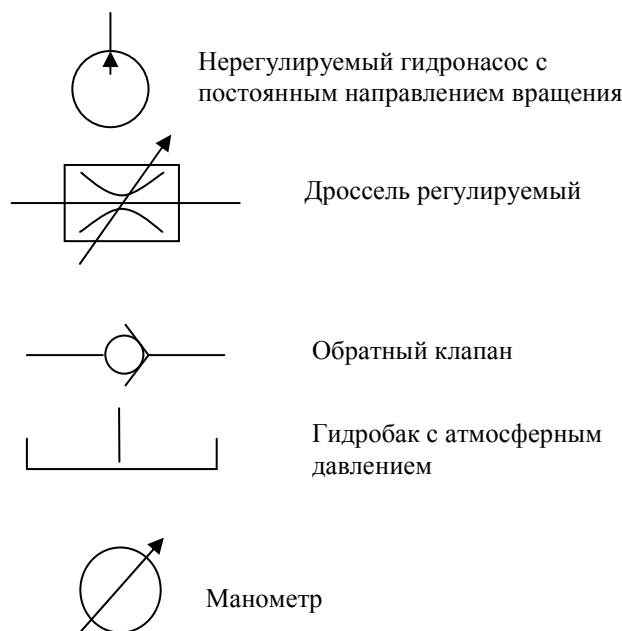


Рис. 2

5. Установить дроссель в положение 1. Это положение определяется при 16В напряжения на двигателе, при этом насос должен развивать давление на манометре до дросселя 1.5атм.

6. Меняя напряжение на электродвигателе, а следовательно его скорость, с 16В до 24В через 2В, снять с манометров давление до и после дросселя (24В соответствует 1450 об/мин., 2В – 120 об/мин.).

7. Установить дроссель в положение 2 и 3 и повторить п.6 Положению 2 и 3 соответствует напряжение на двигателе 16В, а давление, развиваемое насосом на манометре до дросселя 2.0 и 2.25 атм.

8. Результаты измерений занести в таблицу 1.

Таблица 1

Положение Дросселя	$S=8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$			$S=6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$			$S=4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$		
Напряжение	P	P	Q	P	P	Q	P	P	Q
	1	2		1	2		1	2	

9. Результаты исследований и расчетов представить в виде графических зависимостей  $Q=f(n)$ ,  $N=f(n)$ .

Сделать вывод по работе.

## 2.15 Лабораторная работа №18 ( 2 часа).

### Тема: «Испытание объемной гидропередачи»

**2.15.1 Цель работы:** - Изучение устройства и принципа действия объемного гидропривода с вращательным рабочим движением и его элементов..

**2.15.2 Задачи работы:** Уяснить:

- принцип работы гидропередачи;
- принцип получения механической и скоростной характеристик объемного гидропривода.

**2.15.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:**

1. Установка гидропривод.
2. Методическое пособие «Испытание объемной гидропередачи».

**2.15.4 Описание (ход) работы:**

#### V. Принцип действия гидропривода

Гидропривод с вращательным рабочим движением работает следующим образом. Масло из гидробака 1 (рисунок 1.1) забирается шестеренным насосом 2 и, проходя очистку в фильтре 3, поступает в регулятор расхода (потока) 5, затем в гидромотор 6 и сливается в гидробак. Одновременно масло поступает к предохранительному клапану 4. При увеличении нагрузки на валу гидромотора или степени закрытия дросселя давление, развиваемое насосом, увеличивается. При этом частота вращения вала гидромотора до открытия предохранительного клапана несколько уменьшается из-за увеличения утечек в насосе, гидромоторе и других элементах гидропривода. При дальнейшем увеличении нагрузки на валу гидромотора или степени закрытия дросселя регулятора потока 5 срабатывает предохранительный клапан, т.е. он начинает перепускать масло в гидробак. Частота вращения  $n$  вала гидромотора будет определяться как



$$\eta = \frac{Q_{г.м.}}{V} \cdot \eta_0 = \frac{Q_H - Q_{кл.}}{V} \cdot \eta_0,$$

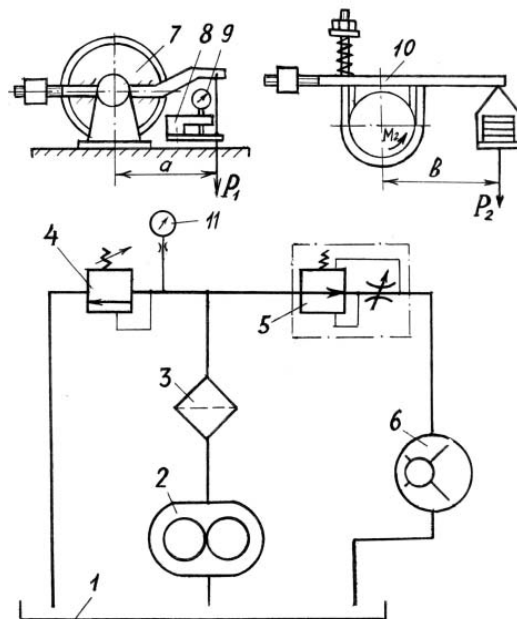
где  $Q_{г.м.}$  - расход гидромотора;

$Q_H$  - подача насоса;

$Q_{кл.}$  - расход жидкости через предохранительный клапан;

$V$  - рабочий объем гидромотора, представляющий собой сумму изменений объемов его рабочих камер за один оборот вала (теоретический объем жидкости, необходимый для совершения одного оборота вала);

$\eta_0$  - объемный кпд гидромотора, учитывающий утечки жидкости.



1 – гидробак; 2 – насос шестеренный Г11-23А; 3 – фильтр пластинчатый Г41-70; 4 – предохранительный клапан Г52-13; 5 – регулятор расхода Г55-23; 6 – гидромотор пластинчатый Г16-14М; 7 – мотор-весы; 8 – динамометр; 9 – индикатор часового типа; 10 – ленточный тормоз; 11 – манометр

Рисунок 1.1 – Схема объемного гидропривода вращательного движения

Для построения механической характеристики гидропривода необходимо:

1. Уравновесить мотор-весы и тормоз с помощью противовесов.
2. Открыть полностью дроссель регулятора расхода 5, повернув его лимб до совмещения риски на лимбе с делением «18» на шкале лимба.
3. Запустить мотор-весы с помощью кнопки выключателя.
4. Создав небольшую затяжку ленты тормоза, уравновесить чашку тормоза с помощью гирь и гаек.

5. Вычислить момент на валу гидромотора по формуле  $M_2 = P_2 v$ ,  
где  $P_2$  - суммарный вес гирь на чашке тормоза;  
 $v$  - плечо тормоза.

6. Определить момент на валу насоса по формуле  $M_1 = P_1 a$ ,  
где  $M_1$  усилие на плече мотор-весов;  
определяемое в зависимости от показания индикатора часового типа динамометра (тарировочный график на рисунке С.1 приложения С);  $a$  - плечо мотор-весов.
7. Измерить с помощью тахометра частоту вращения вала гидромотора  $n_2$ .
8. Вычислить к.п.д. объемного гидропривода по формуле

$$\eta = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1},$$

где  $n_1$  - частота вращения вала шестеренного насоса;

$\omega = \frac{2\pi n}{60}$  - угловая скорость.

9. Выполнить действия, указанные в пп. 4 - 8 для четырех других значений момента на валу гидромотора  $M_2$ .

10. Выключить установку, остановив мотор-весы с помощью выключателя.

11. Внести все данные измерений и результаты вычислений в таблицу 1.1.

12. Построить механическую характеристику объемного гидропривода.

Момент на валу гидромотора изменять равномерно от минимального до максимального значения (при установке на чашку всех грузов). Для построения скоростной характеристики необходимо:

1. Полностью выключить ленточный тормоз, открутив гайку.
2. Запустить мотор-весы с помощью выключателя.
3. Открыть дроссель настолько, чтобы вал гидромотора вращался с минимальной частотой  $n_2$ .
4. Измерить частоту вращения вала гидромотора с помощью тахометра.  $n_2$
5. Выполнить действия, указанные в пп. 3 - 4 для других четырех значений  $\delta$  открытия дросселя, охватывающих всю шкалу лимба.
6. Остановить установку с помощью выключателя.
7. Внести все данные измерений и результаты вычислений в таблицу 1.2.
8. Построить скоростную характеристику объемного гидропривода.

Таблица 1.1

№ п/п	Наименование величины	Обознач. и формула	Размер- ность	Численные значения вели- чин для разных режимов				
				1	2	3	4	5
1	Вес гирь на чашке тормоза	$P_2$	Н					
2	Момент на валу гид- ромотора	$M_2 = P_2 a$	Н·м					
3	Показание индикатора динамометра	$\Delta$	мм					
4	Усилие на плече мо- тор-весов	$P_1$	Н					
5	Момент на валу насоса	$M_1 = P_1 a$	Н·м					
6	Частота вращения ва- ла гидромотора	$n_2$	об/мин					
7	К.п.д. гидропривода	$\eta = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1}$	-					

Таблица 1.2

№ п/п	Наименование величины	Обозна- чение	Размерность	Численные значения вели- чин для разных режи- мов				
				1	2	3	4	5
1	Открытие дросселя в делениях шкалы лимба	$\delta$	-					
2	Частота вращения вала гидромотора	$n_2$	об/мин					

По результатам вычислений строится механическая и скоростная характеристики гидропривода с вращательным рабочим движением, которые имеют вид, показанный на рисунках 1.2, 1.3.

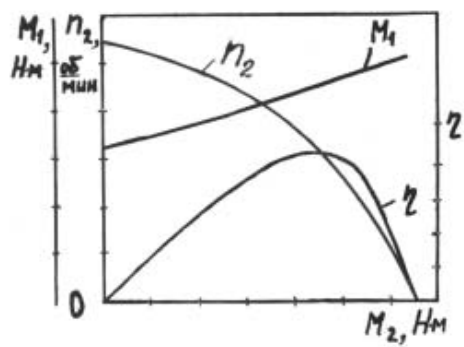


Рисунок 1.2 – Механическая характеристика гидропривода

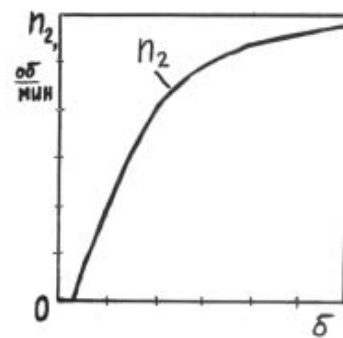


Рисунок 1.3 – Скоростная характеристика гидропривода