

Белорусский национальный технический университет

Факультет энергетического строительства

Кафедра «Гидротехническое и энергетическое строительство, водный транспорт и гидравлика»

СОГЛАСОВАНО

Заведующий кафедрой

«Гидротехническое и энергетическое
строительство, водный транспорт
и гидравлика»

_____ Качанов И.В.

_____ 2025 г.

СОГЛАСОВАНО

Декан факультета энергетического
строительства

_____ Ливанский Д.Г.

_____ 2025 г.

**ЭЛЕКТРОННЫЙ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС
ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ**

МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА

для специальности

6-05-0715-06 Водные транспортные средства

Составитель: доцент, к.т.н. Ключников В.А.

Рассмотрено и утверждено

на заседании совета факультета энергетического строительства

_____ мая 2025 г.

протокол N

Минск БНТУ 2025

СОДЕРЖАНИЕ

1. Теоретический раздел

1.1. Конспект лекций

2. Практический раздел

2.1. Практические занятия

2.2. Лабораторный практикум

2.3. Отчеты по лабораторным работам

2.4. Методическое пособие для выполнения курсовой работы

3. Раздел контроля знаний

3.1. Вопросы по дисциплине МЖГ

4. Вспомогательный раздел

4.1. Учебная программа по дисциплине МЖГ

4.2. Список литературы

1 Теоретический раздел

СОДЕРЖАНИЕ

1 ВВЕДЕНИЕ. СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ	5
1.1 Предмет механика жидкости и газа	5
1.2 Основные физические свойства жидкостей	6
2 ГИДРОСТАТИКА	14
2.1 Силы, действующие на жидкость	14
2.2 Давление в жидкости. Свойство гидростатического давления	14
2.3 Дифференциальные уравнения равновесия жидкости (уравнения Л. Эйлера)	16
2.4 Поверхности равного давления. Свободная поверхность	19
2.5 Основное уравнение гидростатики для условия действия сил тяжести ... 19	
2.6 Абсолютное и избыточное давление. Вакуум	22
2.7 Приборы для измерения давления	24
2.8 Закон Паскаля и его технические приложения	27
2.9 Относительное равновесие жидкости	29
2.10 Силы давления жидкости на плоские поверхности. Центр давления. Эпюра давления	32
2.11 Сила давления на криволинейные поверхности	38
2.12 Плавание тел в жидкости. Закон Архимеда	43
3 ОСНОВЫ ГИДРОДИНАМИКИ	47
3.1 Основные понятия гидродинамики. Виды движения жидкости	47
3.2 Расход. Уравнение расхода	50
3.3 Дифференциальные уравнения движения идеальной жидкости	54
3.4 Уравнения Бернулли для элементарной струйки жидкости	56
3.4.1 Уравнение Бернулли для струйки невязкой жидкости	56
3.4.2 Уравнение Бернулли для струйки вязкой жидкости	58
3.4.3 Геометрический и физический (энергетический) смысл уравнения Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости	58
3.5 Уравнение Бернулли для потока вязкой жидкости	60
3.6 Практическое применение уравнения Д. Бернулли	63
4 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ	68
4.1 Физическая природа гидравлических сопротивлений	68
4.2 Основное уравнение равномерного движения	68
4.3 Режимы движения жидкости	71

4.4	Ламинарное движение жидкости. Распределение скоростей и потери напора при ламинарном режиме движение в трубах	73
4.5	Турбулентное движение жидкости. Распределение скоростей при турбулентном движение жидкости в трубах	77
4.6	Движение в трубах некруглого сечения. Формула Шези.	82
4.7	Местные гидравлические сопротивления	84
5	ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В НАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ	91
5.1	Назначение и классификация трубопроводов	91
5.2	Расчет простого трубопровода	92
5.2.1	Методика применения уравнения Бернулли для расчета трубопроводов	92
5.2.2	Истечение жидкости под уровень	94
5.2.3	Всасывающая линия насоса	97
5.2.4	Напорный резервуар с трубопроводом, состоящим из двух участков разного сечения при истечении в атмосферу	100
5.2.5	Сифонный трубопровод	102
5.3	Расчет длинных трубопроводов. Изменение пропускной способности трубы в процессе эксплуатации	104
5.4	Последовательное и параллельное соединение труб	107
5.5	Потери напора в случае расхода, переменного по длине трубы	109
5.6	Расчет сложного (разветвленного) незамкнутого трубопровода (трубопроводной сети)	112
5.7	Замечания о расчете сложного замкнутого трубопровода	118
5.8	Задача о трех резервуарах	120
5.9	Гидравлический удар в трубах	122
6	ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЙ И НАСАДКОВ	128
6.1	Истечение жидкости из отверстий при постоянном напоре	128
6.2	Истечение жидкости из малого отверстия в тонкой стенке при переменном напоре	131
6.3	Истечение жидкости через насадки	133

7 НАСОСЫ И НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ

7.1 Общие сведения о насосах.....	138
7.2 Основные параметры насосов.....	139
7.3 Насосная установка и ее характеристика.....	141
7.4 Лопастные насосы.....	146
7.5 Центробежные насосы.....	148
7.6 Осевые насосы.....	156
7.7 Поршневые насосы.....	160

1 ВВЕДЕНИЕ. СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ

1.1 Предмет механика жидкости и газа

Механика жидкости и газа (МЖГ) изучает законы равновесия и движения жидкости.

МЖГ в настоящее время называют гидромеханикой и условно делят на две дисциплины:

1. науку, изучающую законы равновесия и движения жидкости строго теоретическими (физико-математическими) методами, называют *механикой жидкости и газа или теоретической гидромеханикой*;

2. науку, изучающую те же законы, но прикладными или экспериментальными методами (физико-техническими), называемую *прикладной гидромеханикой или гидравликой*. Прикладная гидромеханика (гидравлика) также параллельно рассматривает применение вышеуказанных законов в инженерной практике и технике.

Следует отметить, что иногда механику жидкости и газа называют *газодинамикой*.

Механика жидкости и газа (гидромеханика), подразделяется на *гидростатику*, в которой изучаются законы равновесия жидкости, *кинематику жидкости*, изучающую связи между геометрическими и физическими характеристиками движения в пространстве и во времени, и *гидродинамику*, изучающую законы движения жидкости с учетом действующих сил.

Методически и исторически сложилось, так что основой современной механики жидкости и газа или гидромеханики явилась **гидравлика**.

Слово «гидравлика» греческого происхождения – *hydor* (вода) и *aulos* (труба), что значит – течение воды по трубам.

В дальнейшем будем рассматривать вопросы прикладной механики жидкости и газа или прикладной гидромеханики (гидравлики).

В прикладной МЖГ (гидравлике) рассматривают, главным образом, потоки жидкости, ограниченные и направленные твердыми стенками, т.е. течения в открытых и закрытых руслах (трубах и каналах). В понятие «**русло**» или «**канал**» включают поверхности (стенки), которые ограничивают и направляют поток, следовательно, не только русла рек, каналов и лотков, но и различные трубопроводы, насадки, элементы гидромашин и других устройств, внутри которых протекает жидкость.

Гидравлика составляет основу многих инженерных расчетов при конструировании специальных сооружений (плотин, сетей, отстойников, фильтров и т.п.).

Гидравлика как прикладная наука необходима для расчетов при проектировании сети и сооружений систем водоснабжения, канализации, осушения и орошения, гидротехнических сооружений, мостов, для расчета транспортирования строительных растворов по трубам, конструирования насосов, компрессоров и т.п.

Особенно велико значение гидравлики в машиностроении, где приходится иметь дела с закрытыми руслами (например, трубами) и напорными течениями в них,

т.е. с потоками без свободной поверхности и с давлением, отличным от атмосферного.

1.2 Основные физические свойства жидкостей

Жидкость – физическое тело, обладающее свойством текучести.

Текучесть – это легкоподвижность частиц жидкости, обуславливаемая неспособностью ее воспринимать касательные напряжения в состоянии покоя (т.е. способность сколь угодно сильно изменять свою форму под действием сколь угодно малых сил). Благодаря этому свойству она не имеет постоянной формы, а принимает форму сосуда, в котором находится.

Жидкости делятся на **капельные** (малосжимаемые) и **газообразные** (сжимаемые).

Капельные жидкости отличаются тем, что в малых объемах под действием сил поверхностного натяжения принимают сферическую форму, а в больших образуют свободную поверхность. Важной особенностью капельной жидкости является способность ничтожно мало изменять свой объем при изменении давления, поэтому их обычно считают *несжимаемыми*.

Газы же способны к весьма значительному уменьшению своего объема под действием давления и к неограниченному расширению при его отсутствии, т.е. они обладают *большой сжимаемостью*.

В гидравлике изучают движение, главным образом, капельных жидкостей, причем в подавляющем большинстве случаев последние рассматривают как несжимаемые. Внутреннее течение газа относят к области гидравлики лишь в тех случаях, когда их скорости значительно меньше скорости звука и, следовательно, сжимаемостью газа можно пренебречь. Такие случаи движения встречаются в практике довольно часто (например, течение воздуха в вентиляционных системах, в системах кондиционирования воздуха и некоторых газопроводах).

В дальнейшем изложении **под термином «жидкость»** будем понимать капельную жидкость, а **под термином газ** – газовую жидкость.

В МЖГ (гидравлике или гидромеханике) для облегчения решения некоторых задач гидромеханики используется понятие **идеальной жидкости**. Под «**идеальной жидкостью**» понимают воображаемую жидкость, обладающую абсолютной подвижностью частиц (т.е. лишенную вязкости), абсолютно несжимаемую сплошную среду. Таким образом, идеальная жидкость представляет собой некоторую условную модель реальной жидкости. Выводы, полученные из свойств идеальной жидкости, приходится как правило, корректировать, вводя поправочные коэффициенты.

К **основным физическим свойствам жидкости** относят плотность, удельный вес, сжимаемость, температурное расширение жидкости, вязкость.

Плотностью ρ называют массу жидкости, заключенную в единице объема; для однородной жидкости можно записать следующую формулу для определения плотности

$$\rho = \frac{m}{W}$$

где m – масса жидкости в объеме W .

Единица измерения в СИ – $\text{кг}/\text{м}^3$.

В инженерной практике и технике также используют понятие удельного веса γ .

Объемным или удельным весом называют вес единицы объема жидкости:

$$\gamma = \frac{G}{W}$$

где G – вес жидкости;

W – объем жидкости.

Единица измерения в СИ – $\text{Н}/\text{м}^3$.

Плотность и удельный вес связаны между собой следующей зависимостью:

$$\gamma = \rho g$$

В инженерной практике удельный вес или плотность жидкости обычно определяют с помощью специального прибора, называемого **ареометром**.

Ареометр представляет собой удлиненную пустотелую стеклянную трубку, в верхней узкой части которой имеется шкала удельного веса или плотности, а в нижней широкой части – шкала температуры жидкости.

Помещенный в сосуд с жидкостью ареометр плавает в вертикальном положении благодаря грузу в его нижней части (обычно ртутью или дробью). Деление на ареометрической шкале, до которого погружается ареометр, соответствует значению удельного веса (плотности) жидкости.

Сжимаемость – свойство жидкости изменять свой объем под действием давления, характеризуется **коэффициентом β_p объемного сжатия**, который представляет собой относительное изменение объема, приходящегося на единицу изменения давления.

При равномерном сжатии однородных жидкостей можно записать формулу для определения коэффициента β_p в конечных разностях

$$\beta_p = -\frac{\Delta W}{W_0} \frac{1}{\Delta p}$$

где ΔW – уменьшение объема при увеличении давления на Δp ;

$\Delta W = W_k - W_0$;

W_0 и W_k – первоначальный и конечный объем жидкости.

$\Delta p = p_k - p_0$;

p_0 и p_k – начальное и конечное давления.

Единица измерения β_p – $\text{м}^2/\text{Н}$ (Па^{-1}).

Знак «–» в формуле указывает на то, что при увеличении давления объем жидкости уменьшается.

Ввиду малой сжимаемости капельных жидкостей в подавляющем большинстве практических расчетов жидкость можно рассматривать как несжимаемое тело и только при значительных увеличениях давления, например, при гидравлическом ударе, следует учитывать изменение ее объема под действием давления.

Коэффициент объемного сжатия воды при изменении давления с 0,1 до 50 МПа практически остается тем же. В связи с этим при решении многих практических задач сжимаемостью жидкости обычно пренебрегают.

Величина обратная коэффициенту объемного сжатия носит название **объемный модуль упругости**.

$$E = \frac{1}{\beta_p}$$

Единица измерения в СИ – Н/м²(Па).

Для капельных жидкостей модуль E несколько уменьшается с увеличением температуры и возрастает с повышением давления.

Температурное расширение жидкости характеризуется **коэффициентом температурного расширения** β_t , представляющим собой относительное изменение объема жидкости при изменении температуры на 1°C.

Для равномерного расширения однородных жидкостей можно записать формулу для определения коэффициента β_t в конечных разностях

$$\beta_t = \frac{\Delta W}{W_0} \frac{1}{\Delta t}$$

где Δt – изменение температуры жидкости, $\Delta t = t_k - t_0$;

t_k и t_0 – конечная и начальная температура.

Единица измерения в СИ – °C⁻¹.

В отличие от других тел объем воды при ее нагревании от 0 до 4 °C уменьшается. При 4 °C вода имеет наибольшую плотность и наибольший удельный вес; при дальнейшем нагревании ее объем увеличивается. Коэффициент β_t воды увеличивается с возрастанием давления при повышении ее температуры от 0 до 50 °C и уменьшается с возрастанием давления при дальнейшем повышении ее температуры. Однако в расчетах многих сооружений при незначительном изменении температуры воды и давления изменением коэффициента β_t можно пренебречь.

Коэффициенты β_p и β_t зависят от рода жидкости, температуры и давления и находятся в технической или справочной литературе.

Вязкостью называется свойство жидкости оказывать сопротивление относительному движению (сдвигу) ее частиц (слоев).

Это свойство противоположное текучести: более вязкие жидкости (глицерин, смазочные масла и др.) являются менее текучими, и наоборот.

Вязкость жидкости обуславливается наличием сил сопротивления сдвигу, называемых **силами внутреннего трения**.

При течении вязкой жидкости вдоль твердой стенки происходит торможение потока, обусловленное вязкостью (рисунок 1.1). Скорость u уменьшается по мере уменьшения расстояния z от стенки вплоть до $u = 0$ при $z = 0$, а между слоями происходит проскальзывание, сопровождающееся возникновением касательных напряжений (напряжений трения).

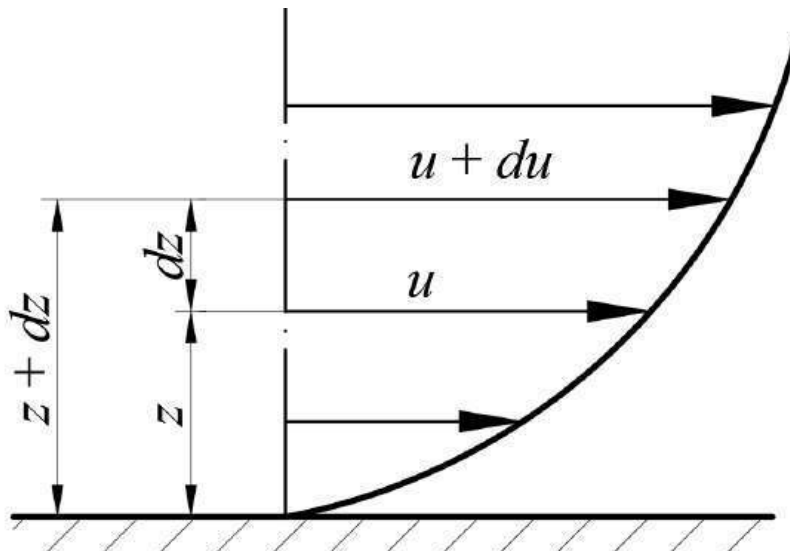


Рисунок 1.1 – Профиль скоростей при течении вязкой жидкости вдоль стенки

Согласно гипотезе, высказанной впервые Ньютоном в 1686 г, а затем экспериментально обоснованной проф. Н.П. Петровым в 1883 г., **касательное напряжение в жидкости зависит от ее рода и характера течения и при слоистом течении изменяется прямо пропорционально так называемому поперечному градиенту скорости.** Таким образом

$$\tau = \mu \frac{du}{dz} \quad (1.1)$$

где μ – коэффициент пропорциональности, получивший название динамической вязкости жидкости, который равен касательному напряжению $\mu = \tau$ при $\frac{du}{dz} = 1$;

du – приращение скорости, соответствующее приращению координаты dz .

Поперечный градиент скорости du/dz определяет изменение скорости, приходящееся на единицу длины в направлении нормали к стенке и, следовательно, характеризует интенсивность сдвига жидкости в данной точке (точнее du/dz – это модуль градиента скорости; сам градиент – вектор).

Из закона трения, выраженного уравнением (1.1), следует, что напряжение трения возможны только в движущейся жидкости, т.е. вязкость жидкости проявляется лишь при ее течении. В покоящейся жидкости касательные напряжения будем считать равным нулю. (Существуют так называемые аномальные, или неньютоновские жидкости (суспензии, коллоиды, растворы и др.), в которых касательные напряжения возможны в состоянии покоя, а вязкость зависит от градиента скорости).

Продольная сила внутреннего трения F возникающая между двумя слоями вязкой жидкости двигающейся прямолинейно определяется по формуле Н.П. Петрова:

$$F = \pm \mu S \frac{du}{dz}$$

где F – сила внутреннего трения, возникающая между слоями жидкости при их относительном движении;

S – площадь соприкосновения трущихся слоев;

$\frac{du}{dz}$ – градиент скорости, представляющий собой изменение скорости на единицу толщины слоя жидкости;

μ – динамический коэффициент вязкости (Па·с), зависящий от рода жидкости, температуры и давления.

В системе СГС за единицу динамического коэффициента вязкости принимается пуаз (П), в международной системе СИ – Па·с.

$$1 \text{ П} = 1 \text{ г/(см} \cdot \text{с)} = 1 \text{ дин} \cdot \text{с/см}^2 = 0,1 \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Знак « $\pm$ » относится к $\frac{du}{dz}$ и зависит от направления отсчета.

В инженерной практике используется и другая характеристика вязкости – **кинематический коэффициент вязкости**, который представляет собой отношение μ к плотности жидкости:

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

Размерность коэффициента кинематической вязкости в системе СИ $\text{м}^2/\text{с}$.

В системе СГС применяют стокс (Ст) и сантистокс (сСт):

$$1 \text{ Ст} = 1 \text{ см}^2/\text{с} = 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$1 \text{ сСт} = 1 \text{ мм}^2/\text{с} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

Вязкость жидкости зависит от рода жидкости, температуры и давления и определяется в технической или справочной литературе.

Для определения вязкости применяют приборы, называемые **вискозиметрами**.

Вязкость жидкостей, более вязких, чем вода (масло, нефтепродукты и др.), определяют вискозиметром Энглера (рисунок 1.2). Отношение времени истечения испытываемой жидкости $T_{\text{ж}}$ к времени истечения дистиллированной воды $T_{\text{в}}$ соответствует числу градусов **условной вязкости ($^{\circ}\text{ВУ}$)** или **градусов Энглера ($^{\circ}\text{Е}$)**:

$$^{\circ}\text{ВУ} = ^{\circ}\text{Е} = \frac{T_{\text{ж}}}{T_{\text{в}}}$$

Пересчет вязкости, выраженной в градусах Энглера, в единицы измерения СИ ($\text{м}^2/\text{с}$) производится по формуле:

$$\nu = \left(0,0731 \cdot {}^{\circ}E - \frac{0,0631}{{}^{\circ}E} \right) 10^{-4}$$



Рисунок 1.2 – Вискозиметр Энглера

Вязкость капельных жидкостей зависит от температуры и уменьшается с увеличением последней. Вязкость же газов с увеличением температуры возрастает. Объясняется это различием природы вязкости в жидкостях и газах. В жидкостях молекулы расположены гораздо ближе друг с другом, чем в газах, и вязкость в них зависит от сил молекулярного сцепления. Эти силы с увеличением температуры уменьшаются, поэтому и вязкость соответственно уменьшается. В газах же вязкость обусловлена, главным образом, беспорядочным тепловым движением молекул, интенсивность которого увеличивается с повышением температуры. Поэтому вязкость газов с увеличением температуры возрастает.

Вязкость жидкостей зависит также от давления, однако эта зависимость существенно проявляется лишь при высоких давлениях, порядка нескольких сотен кгс/см². С увеличением давления вязкость большинства жидкостей возрастает.

Методы определения вязкости

Используется три основных принципа:

1. Измерение скорости, с которой жидкость под определенным давлением проходит через узкий канал.
2. Определение скорости, с которой некоторое тело погружается в жидкость.
3. Определение крутящего момента, который передается заполненным жидкостью полым вращающимся телом: цилиндром или конусом.

Вязкость по Энглеру °Е, шкала Сейболта, Редвуда и др.

Парообразование – свойство капельных жидкостей изменять свое агрегатное состояние на газообразное. Парообразование, происходящее лишь на поверхности

капельной жидкости, называется **испарением**. Всем капельным жидкостям свойственна **испаряемость**, интенсивность которой у разных жидкостей различна и зависит от условий, в каких они находится. Характеристикой испаряемости является **давление (упругость) насыщенных паров $p_{н.п.}$** . Это такое давление, при повышении которого жидкость в сосуде перестает кипеть, а при понижении – начинает кипеть. Давление насыщенных паров зависит от рода жидкости и ее температуры. Для всех жидкостей (не освобожденных от воздуха и других газов, обычно находящихся в жидкости в механической смеси или в растворенном виде) давление насыщенных паров находится в пределах между давлением в пустоте и атмосферным давлением.

Таким образом, чем больше давление насыщенных паров при данной температуре, тем больше испаряемость жидкости. Кипение жидкости при понижении давления до давления насыщенных паров называется **кавитацией**. При кавитации в жидкости образуются полости (каверны), заполненные парами и выделившимися из жидкости воздухом и другими газами, которые были в ней растворены. Кавитация вредна, снижает пропускную способность труб и насадков, вызывает вибрацию и механические повреждения, уменьшает КПД машин и поэтому, как правило не допускается.

Растворимость газов в жидкостях наблюдается при всех условиях, но количество растворенного газа в единице объема жидкости различно для различных жидкостей и изменяется с изменением давления.

Относительный объем газа, растворимого в жидкости до ее полного насыщения, можно считать прямо пропорциональным давлению, т.е.

$$\frac{W_{\Gamma}}{W_{\text{ж}}} = k \frac{p_2}{p_1}$$

где W_{Γ} – объем растворенного газа при нормальном условии (0°C , $p = p_{\text{ат}}$);

$W_{\text{ж}}$ – объем жидкости;

k – коэффициент растворимости;

p_1 и p_2 – начальное и конечное давление газов.

k воздуха при 20°C : для воды – 0,016.

для масел – 0,08.

При понижении давления в жидкости происходит выделение растворенного в ней газа, причем газ выделяется из жидкости интенсивнее, чем растворяется в ней. Это явление может отрицательно сказаться на работе гидросистем.

В слое жидкости, расположенном под поверхностью раздела жидкости и газа, возникает **поверхностное натяжение**, поскольку молекулы, образующие этот слой, значительно сильнее притягиваются друг к другу, чем к молекулам газа. Силы поверхностного натяжения стремятся придать объему жидкости сферическую форму и вызывают некоторое дополнительное давление в жидкости. Однако это давление заметно сказывается лишь при малых ее количествах и для сферических объемов (капель) характеризуется формулой:

$$p = \frac{2\sigma}{r}$$

где σ – коэффициент поверхностного натяжения жидкости;
 r – радиус сферы.

В трубах малого диаметра дополнительное давление, обусловленное поверхностным натяжением, вызывает подъем (или опускание жидкости) относительно нормального уровня, характеризующий капиллярность жидкости.

Силы поверхностного натяжения приходится учитывать при использовании стеклянных трубок в приборах для измерения давления, а также в некоторых случаях истечения жидкостей. При обычных же гидравлических расчетах влиянием этих сил из-за их малости обычно пренебрегают.

В заключении следует отметить, что такие же свойства жидкости как плотность ρ , удельный вес γ и вязкость (μ и ν) зависят от рода (вида) жидкости, температуры и давления. Величины выше названных коэффициентов вязкости (μ и ν), плотности ρ и удельного веса γ жидкости могут быть пересчитаны на любую температуру и давления с использованием коэффициентов температурного расширения β_t и объемного сжатия β_p и как правило определяются справочным методом. Данные по этим свойствам жидкостей содержатся в справочной или технической литературе.

2 ГИДРОСТАТИКА

2.1 Силы, действующие на жидкость

Жидкость может находиться в **абсолютном** (по отношению к Земле) или в **относительном покое**, если ее частицы не перемещаются по отношению друг к другу. При этом на жидкость действуют силы, имеющую различную природу.

Силы, действующие на жидкость, условно делят на два основных вида:

1. *внутренние силы* – силы межмолекулярного взаимодействия частиц жидкости (действие этих сил в дальнейшем не рассматривается);
2. *внешние силы* – силы, действующие на массу (или объем) жидкости и на ее поверхность со стороны окружающей среды.

Действие внешних сил является определяющим при изучении законов равновесия и движения жидкости.

Внешние силы, действующие на покоящийся объем жидкости, в свою очередь, могут быть разделены на две группы:

1. **Массовые (или объемные) силы** – это силы, величина которых пропорциональна массе или объему жидкости. Эти силы действуют на все частицы выделенного объема жидкости. *Примером массовых сил* являются сила тяжести G , сила инерции $F_{ин}$, центробежная сила $F_{ц}$ и др.

Так, *сила тяжести* $G = mg$ в земных условиях действует на жидкость постоянно, а *сила инерции* $F_{ин} = ma$ только при сообщении объему жидкости ускорений (положительных или отрицательных), Архимедова сила и т.д.

2. **Поверхностные силы** – это силы, величина которых пропорциональна площади внешней поверхности, выделенного объема жидкости. Причем поверхностные силы действуют в каждой точке внешней поверхности выделенного объема жидкости. *Примером поверхностных сил* являются силы бокового гидростатического давления P , силы атмосферного давления на поверхность жидкости $P_{атм}$, силы поверхностного натяжения жидкости $P_{с}$, силы трения T или $F_{тр}$ и т.д.

2.2 Давление в жидкости. Свойство гидростатического давления

Рассмотрим произвольный объем жидкости (рисунок 2.1), находящейся в равновесии по действием внешних сил. Произвольной плоскостью А–А мысленно разрежем его на две части. Часть объема I отбросим, так чтобы объем II остался в состоянии покоя. Действие отброшенного объема I заменим сосредоточенной силой P .

Сила P , действующая на общую площадь ω в плоскости А–А, называется **суммарным гидростатическим давлением** или просто **силой гидростатического давления**.

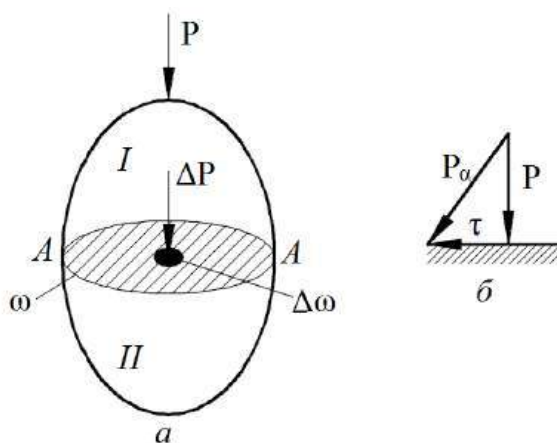


Рисунок 2.1 – Схема, поясняющая понятие гидростатического давления

Если на секущей плоскости выделить элементарную площадку $\Delta\omega$, то на нее будет действовать часть равнодействующей силы ΔP , а выражение:

$$\bar{p} = \frac{\Delta P}{\Delta\omega}$$

будет называться **средним гидростатическим давлением**

В общем случае **давление** в любой точке жидкости равно пределу, к которому стремится отношение силы давления к площади поверхности, на которую она действует, при стремлении площади к нулю:

$$p = \lim_{\Delta\omega \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta\omega}$$

Часто гидростатическим давлением называют нормальное сжимающее напряжение внутри жидкости в соответствии с теорией механики сплошной среды.

Гидростатическое давление обладает следующими **тремя свойствами** (приводятся без доказательств):

1. *На поверхности жидкости гидростатическое давление всегда направлено по нормали внутрь рассматриваемого объема.* При этом под поверхностью жидкости понимают не только поверхности раздела жидкости с газообразной средой или твердыми стенками, но и поверхности элементарных объемов, мысленно выделяемых из общего объема жидкости.

2. *Гидростатическое давление в любой точке жидкости действует одинаково по всем направлениям, т.е. не зависит от ориентации площадки, на которую оно действует.*

3. *Величина гидростатического давления зависит только от координат места положения частиц жидкости в пространстве: $p = f(x; y; z)$.*

2.3 Дифференциальные уравнения равновесия жидкости (уравнения Л. Эйлера)

В покоящейся жидкости возможен лишь один вид напряжений – напряжения сжатия, т.е. **гидростатическое давление**.

Взаимосвязь между силами веса и давления, действующими в жидкости в условиях статического равновесия, описывается уравнениями Эйлера.

Для вывода уравнений равновесия жидкости выделим в покоящейся жидкости бесконечно малый прямоугольный параллелепипед с ребрами dx , dy , dz (рисунок 2.2).

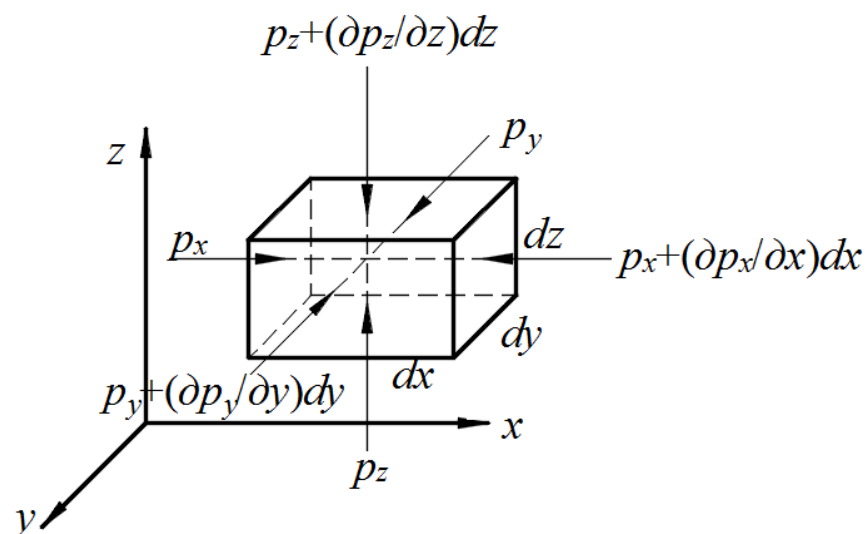


Рисунок 2.2 – Схема к выводу уравнений равновесия жидкости

Действие окружающей параллелепипед жидкости на его грани заменим соответствующими силами давления жидкости, учитывая указанные выше свойства гидростатического давления.

Проекции поверхностных сил. На грань параллелепипеда $dydz$, ближайшую к началу координат, действует среднее гидростатическое давления p_x ; на грань, ей противоположную, будет действовать гидростатическое давление p'_x

$$p'_x = p_x + \frac{\partial p_x}{\partial x} dx$$

где $\frac{\partial p_x}{\partial x}$ – частная производная p_x по x , характеризующая изменение давления на единицу длины в направлении оси x , т.е. приращение среднего давления p_x на длине dx .

На другие грани, по аналогии, будут действовать средние гидростатические давления:

$$p_y \text{ и } p_y + \frac{\partial p_y}{\partial y} dy$$

$$p_z \text{ и } p_z + \frac{\partial p_z}{\partial z} dz$$

Для определения суммарного давления на каждую грань параллелепипеда необходимо полученные гидростатические давления умножить на соответствующие площади граней: $dzdy$, $dzdx$, $dydx$.

Кроме давлений, в выделенном параллелепипеде действуют также **объемные (массовые) силы**. Проекții этих сил на оси координат, отнесенные к единице массы жидкости (или проекții ускорения от действия массовых сил на оси декартовой системы координат $0x$, $0y$ и $0z$), пусть будут равны X , Y и Z . Таким образом, проекция объемной силы, например, на ось $0x$ тогда будет равна

$$dG_x = X\rho dx dy dz$$

где ρ – плотность жидкости;

$dx dy dz$ – объем выделенного элемента жидкости;

X – проекция ускорения силы dG на ось $0x$.

Аналогичные проекții можно записать на оси $0y$ и $0z$

$$dG_y = Y\rho dx dy dz; \quad dG_z = Z\rho dx dy dz$$

где Y и Z – проекții ускорения от действия силы dG на ось $0y$ и $0z$ соответственно.

Для равновесия жидкости, заключенной в параллелепипеде, необходимо и достаточно, чтобы сумма проекții всех сил на каждую из осей координат равнялась нулю. Запишем уравнения равновесия:

$$\left. \begin{aligned} p_x dy dz - \left(p_x + \frac{\partial p_x}{\partial x} dx \right) dy dz + X\rho dx dy dz &= 0 \\ p_y dx dz - \left(p_y + \frac{\partial p_y}{\partial y} dy \right) dx dz + Y\rho dx dy dz &= 0 \\ p_z dx dy - \left(p_z + \frac{\partial p_z}{\partial z} dz \right) dx dy + Z\rho dx dy dz &= 0 \end{aligned} \right\}$$

После преобразования запишем:

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial p_x}{\partial x} + X\rho &= 0 \\ -\frac{\partial p_y}{\partial y} + Y\rho &= 0 \\ -\frac{\partial p_z}{\partial z} + Z\rho &= 0 \end{aligned} \right\}$$

а разделив обе части равенства на плотность жидкости ρ , получим:

$$\left. \begin{aligned} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_x}{\partial x} &= 0 \\ Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_y}{\partial y} &= 0 \\ Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_z}{\partial z} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

Одно уравнение полученной системы уравнений – это условие равновесия вдоль осей системы координат, два – закон распределения давления в плоскостях системы координат, три – в объеме жидкости.

Система дифференциальных уравнений (2.1) и является **уравнениями равновесия жидкости**. Они впервые были выведены Л. Эйлером в 1755 г. и называются **уравнениями равновесия жидкости Леонарда Эйлера**.

Применим систему уравнений (2.1) к выводу основного закона гидростатического давления. Для практического использования удобнее вместо системы уравнений получить одно эквивалентное им уравнение, не содержащее частных производных. Для этого умножим каждое уравнение системы соответственно на dx , dy и dz и сложив их вместе, получим:

$$Xdx + Ydy + Zdz = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p_x}{\partial x} dx + \frac{\partial p_y}{\partial y} dy + \frac{\partial p_z}{\partial z} dz \right)$$

Так как выражение в скобках есть *полный дифференциал гидростатического давления p* :

$$\frac{\partial p_x}{\partial x} dx + \frac{\partial p_y}{\partial y} dy + \frac{\partial p_z}{\partial z} dz = dp$$

то система уравнений равновесия примет вид удобный для интегрирования

$$dp = \rho(Xdx + Ydy + Zdz) \quad (2.2)$$

Уравнение (2.2) называется **основным дифференциальным уравнением гидростатики**.

Выражение в скобках правой части уравнения (2.2) также может быть представлено в виде *полного дифференциала объемных (массовых) сил*. Обозначая их через функцию $U = f(x, y, z)$, будем иметь

$$Xdx + Ydy + Zdz = dU \quad (2.3)$$

Подставляя (2.3) в (2.2), окончательно получим

$$dp = \rho dU$$

Интегрируя это уравнение, запишем

$$p = \rho U + C \quad (2.4)$$

где C – постоянная интегрирования.

Если известны давление p_0 и потенциальная функция U_0 для точки жидкости, то уравнение принимает вид:

$$p_0 = \rho U_0 + C \quad (2.5)$$

Из уравнений (2.4) и (2.5) находим $p = p_0 + \rho(U - U_0)$, что является **основным уравнением гидростатики в общем виде**.

2.4 Поверхности равного давления. Свободная поверхность

Поверхностью равного давления или **поверхностью уровня** называют поверхность, во всех точках которой гидростатическое давление имеет одинаковое значение. На границе раздела жидкости с газом эту поверхность называют *свободной*. На поверхности равного давления $p = \text{const}$, а $dp = 0$.

Поверхность равного давления, в пределах которой $p = p_{\text{ат}}$ (где $p_{\text{ат}}$ – атмосферное давление) называется **пьезометрической плоскостью**.

Если левая часть уравнения (2.2) (dp) равна нулю, то и правая часть должна быть равна нулю, т.е.

$$Xdx + Ydy + Zdz = 0 \quad (2.6)$$

Уравнение (2.6) является **уравнением поверхности равного давления**.

2.5 Основное уравнение гидростатики для условия действия сил тяжести

Пусть на жидкость, находящуюся в сосуде в абсолютном покое, действует одна массовая сила – сила тяжести. Свободная поверхность жидкости в этом случае, как известно, является горизонтальной плоскостью. Давление на свободной поверхности жидкости обозначим p_0 (рисунок 2.3).

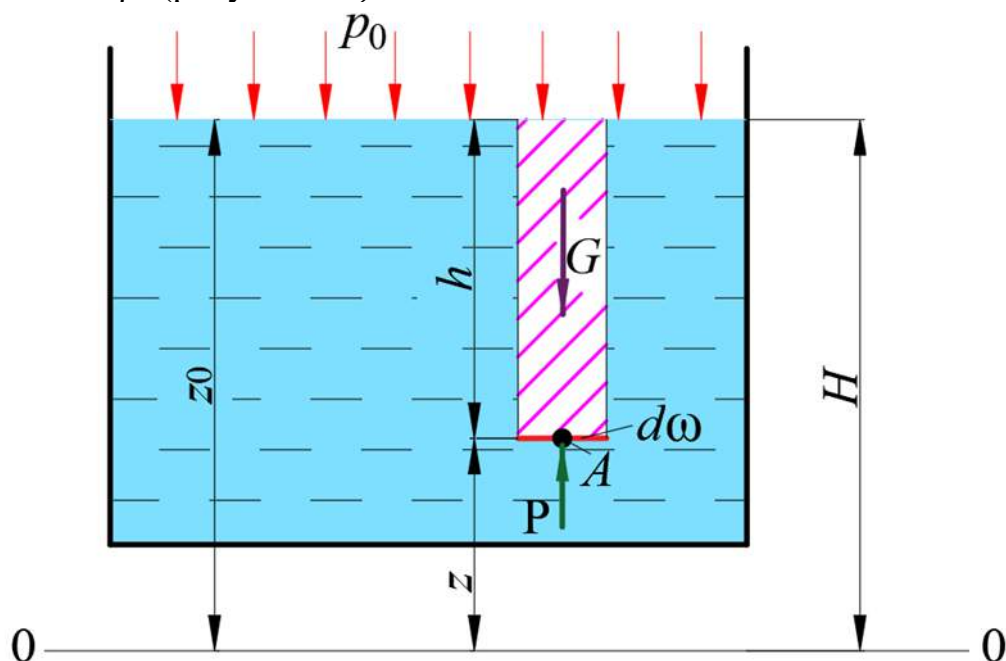


Рисунок 2.3 – Схема к выводу основного уравнения гидростатики

Для определения гидростатического давления в точке A , расположенной на глубине h от свободной поверхности, выделим вокруг точки A горизонтальную элементарную площадку $d\omega$ и над ней вертикальный цилиндрический объем жидкости высотой h .

Так как рассматриваемый объем находится в равновесии, то сумма проекций всех сил на вертикальную ось будет равняться нулю.

На выделенный цилиндрический объем действуют следующие силы:

сверху вниз – сила гидростатического давления на поверхность жидкости площадью $d\omega$, равная $p_0 d\omega$, и вес жидкости в выделенном объеме, равный $G = \rho g h d\omega$;

снизу вверх – сила гидростатического давления на нижнюю погруженную в жидкость площадку $d\omega$, равная $p d\omega$.

В результате уравнение равновесия можно записать в виде

$$p_0 d\omega + \rho g h d\omega - p d\omega = 0$$

Силы давления, действующие на боковую поверхность цилиндра, в уравнение не входят, так как они горизонтальны и их проекции на вертикальную ось равны нулю.

Сократив члены этого уравнения на $d\omega$ и перегруппировав их, получим **основное уравнения гидростатики** для условия действия силы тяжести, по которому можно *определить давление в любой точке покоящейся жидкости*:

$$p = p_0 + \rho g h \quad (2.7)$$

Анализ уравнения позволяет сделать вывод, что давление в любой точке покоящейся жидкости на глубине h определяется как сумма давления на свободную поверхность p_0 и давления, созданного весом столба жидкости $\rho g h$.

Давление жидкости, как видно из формулы (2.7), возрастает с увеличением глубины по линейному закону и в данной точке жидкости есть величина постоянная.

Для геометрического и физического (энергетического) анализа основного уравнения гидростатики перепишем его с учетом того, что глубина погружения точки A под свободную поверхность жидкости может быть представлена в виде $h = z_0 - z$ (где, z_0 – вертикальная координата свободной поверхности жидкости относительно горизонтальной плоскости сравнения $0-0$, а z – вертикальная координата произвольной точки A внутри жидкости относительно той же плоскости (см. рисунок 2.3):

$$p = p_0 + \rho g (z_0 - z)$$

Разделив все члены этого равенства на ρg и перегруппировав их, получим основное уравнение гидростатики в линейных размерностях в виде

$$z + \frac{p}{\rho g} = z_0 + \frac{p_0}{\rho g}$$

Так как для любой точки жидкости координата свободной поверхности z_0 и давление p_0 остаются величинами постоянными, то и правая часть этого уравнения так же есть величина постоянная, а поэтому можно утверждать, что для всего рассматриваемого объема жидкости

$$z + \frac{p}{\rho g} = z_0 + \frac{p_0}{\rho g} = \text{const} \quad (2.8)$$

Проанализируем полученное выражение.

Геометрическое и физическое (энергетическое) толкование основного уравнения гидростатики

Основное уравнение гидростатики (2.8), записанное в единицах длины или линейных размерностях, имеет геометрический смысл.

Для подробного анализа запишем основное уравнение гидростатики в следующем виде:

$$\frac{p}{\rho g} + z = H = \text{const}$$

где z – геометрическая высота (или напор, м), которая определяется как вертикальное расстояние от произвольно выбранной плоскости 0–0 до произвольно выбранной точки внутри жидкости;

$p/\rho g$ – пьезометрическая высота (напор, м), которая определяется высотой поднятия жидкости в простейшем приборе для измерения давления – пьезометре;

$p/\rho g + z = H$ – потенциальная высота (напор, м), которая определяет собой величину потенциальной энергии жидкости, отнесенной к ее единице веса.

Основное уравнение гидростатики (2.8) можно легко выразить в единицах работы (или энергии), для этого достаточно умножить уравнение на единицу силы (1Н), тогда все слагаемые будут выражены в единицах работы или энергии, т.е. Дж.

$$\rho g h + p_0 = p = \text{const}$$

Так как жидкость находится в равновесии, то она обладает только потенциальной энергией. Следовательно, каждое слагаемое, входящее в основное уравнение гидростатики, представляет собой соответствующий вид потенциальной энергии:

$p/\rho g$, Дж – удельная потенциальная энергия, определяемая гидростатическим давлением. Это слагаемое можно рассматривать как удельную потенциальную энергию давления в рассматриваемой точке A жидкости;

z , Дж – удельная потенциальная энергия положения (массы жидкости расположенной на высоте z относительно плоскости сравнения 0–0);

$(p/\rho g + z) = H$, Дж – полный запас удельной потенциальной энергии (эта энергия отнесена к единице веса, который равен 1 Н, т.е. к массе $m = \frac{1}{g} = \frac{1}{9,81} = \text{кг} = 0,103 \text{ кг}$).

2.6 Абсолютное и избыточное давление. Вакуум

Численная величина давления в зависимости от выбора начала отсчета может быть различной. При отсчете от абсолютного нуля (давление в пустоте) оно называется **абсолютным или полным** $p_{\text{абс}}$ (рисунок 2.4). В технике за начало отсчета часто принимают величину атмосферного или барометрического давления $p_{\text{ат}}$. Если абсолютное давление больше атмосферного, то разность между ними называют **избыточным или манометрическим давлением** (рисунок 2.4), т.е.

$$p_{\text{изб(ман)}} = p_{\text{абс}} - p_{\text{ат}} \quad (2.9)$$

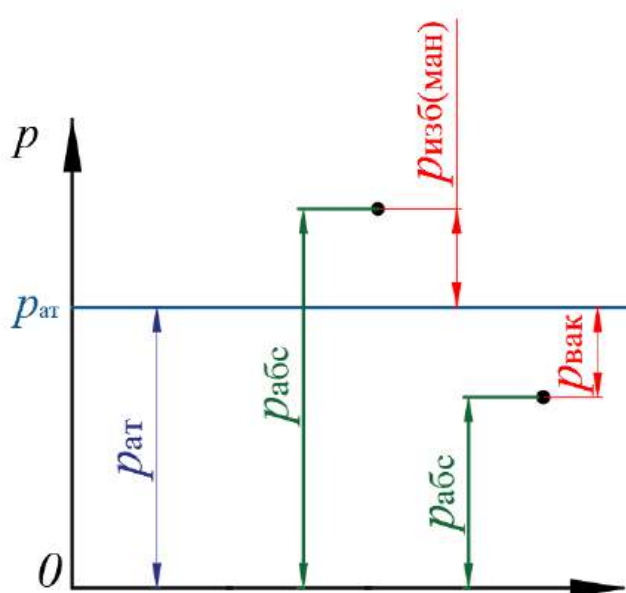


Рисунок 2.4 – Схема вертикальной шкалы давлений p относительно плоскости сравнения величины $0-0$

В открытом сосуде с жидкостью, когда давление на свободной поверхности $p_0 = p_{\text{ат}}$, исходя из уравнений (2.7) и (2.9) получим

$$p_{\text{изб(ман)}} = \rho g h \quad (2.10)$$

т.е. **избыточное давление** – это давление сверх атмосферного

Таким образом, избыточное давление в точке жидкости в открытом сосуде зависит от рода жидкости и глубины погружения точки под свободную поверхность.

Если абсолютное давление меньше атмосферного, то разность между атмосферным и абсолютным давлением называют **вакуумом или вакуумметрическим давлением** (рисунок 2.4), т.е.

$$p_{\text{вак}} = p_{\text{ат}} - p_{\text{абс}} \quad (2.11)$$

Следовательно, **вакуум или вакуумметрическое давление** – это недостаток давления в данной точке до атмосферного, величину которого можно определить, как $p_{\text{вак}} = -\rho gh$.

Здесь следует отметить, что в условиях действия земного тяготения (сил тяжести) понятие абсолютного давления включает в себя величину атмосферного давления. В этом случае основное уравнение гидростатики принимает следующий вид

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{ат}} \pm \rho gh$$

Единицы измерения давления. Так как под давлением понимается сила, приходящаяся на единицу площади, то размерность давления будет $p = \frac{\text{ед.силы}}{\text{ед.площади}}$.

В технической системе единиц давление измеряется в кгс/м² и кгс/см². Давление, равное 1 кгс/см², называется **технической атмосферой** (ат). Атмосферное давление на уровне моря (барометрическое давление), равное 760 мм рт.ст, называется **физической атмосферой** (атм). Однако в инженерной практике часто принимают давление на уровне моря равным 1 кгс/см². Абсолютное и избыточное давления, а также вакуум, выраженные в атмосферах, обозначаются соответственно $p_{\text{ата}}, p_{\text{ати}}, p_{\text{атв}}$.

В Международной системе единиц (СИ) давление измеряется в Н/м². Единица давления, равная 1 Н / 1м², носит название Паскаль (Па), причем 10³ Па = 1 кПа (килопаскаль), 10⁶ Па = 1 МПа (мегапаскаль).

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 10^4 \text{ кгс/м}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 \text{ (Па)} = 98,1 \text{ кПа} = 0,0981 \text{ МПа} \approx 0,1 \text{ МПа} = 10 \text{ м. в. ст.} = 735 \text{ мм. рт. ст.}$$

$$1 \text{ атм} = 760 \text{ мм. рт. ст.} = 10,336 \text{ м. в. ст.} = 101396 \text{ Па} = 101,4 \text{ кПа} = 0,1014 \text{ МПа} \approx 0,1 \text{ МПа.}$$

Так как техническое атмосферное давление (1 ат $\approx$ 0,0981 МПа $\approx$ 0,1 МПа) и физическое атмосферное давление (1 атм = 0,1014 МПа $\approx$ 0,1 МПа) приблизительно равно величине $p_{\text{ат}} = p_{\text{атм}} \approx 0,1 \text{ МПа}$, то в инженерных расчетах давление в 1 атмосферу часто принимается равным $p_{\text{ат}} = 0,1 \text{ МПа} = 10^5 \text{ Па} = 1 \text{ бар}$ (где 1 бар = 10⁵ Па).

Давление в гидравлических расчетах может быть выражено высотой столба жидкости над рассматриваемой точкой. Исходя из основного уравнения гидростатики (2.7) высота столба жидкости

$$h = \frac{p}{\rho g} \quad (2.12)$$

где p может быть абсолютным, избыточным давлением или вакуумом. Из (2.12) следует, что одно и то же давление в зависимости от рода жидкости (плотности ρ) создается столбом различной высоты.

Так, например давление $1,033 \text{ кгс/см}^2$ соответствует столбу жидкости высотой h , равной: для воды – 10,33, для бензина (при $\rho = 750 \text{ кг/м}^3$) – 13,8, ртути – 0,736 м.

2.7 Приборы для измерения давления

Для измерения давления жидкости или газа применяются различные приборы:

- ✓ манометры – для измерения избыточного (или манометрического) давления,
- ✓ вакуумметры – для измерения вакуума,
- ✓ дифференциальные манометры – для измерения разности (перепада) давлений в двух точках (например, в двух сосудах).

Эти приборы могут быть жидкостными, механическими (пружинными, поршневыми), электрическими, электрохимическими, лазерными, термическими и комбинированными. Наиболее широкое распространение в технике получили жидкостные и механические приборы.

Жидкостные приборы наиболее точные, но они измеряют давление небольшой величины. **Механические приборы** измеряют величину большого давления, но с наименьшей точностью. Рассмотрим принцип действия некоторых из них.

Жидкостной манометр (рисунок 2.5) – пьезометр, который представляет собой стеклянную трубку, нижний конец которой соединен с атмосферой. Если давление на свободной поверхности жидкости в закрытом сосуде больше атмосферного, то уровень в пьезометрической трубке поднимется на высоту h_p , называемую **пьезометрической высотой**. Ее измерение производится по установленной строго вертикально линейной шкале. Высоту столба жидкости в пьезометре h_p можно найти из условия равновесия жидкости.

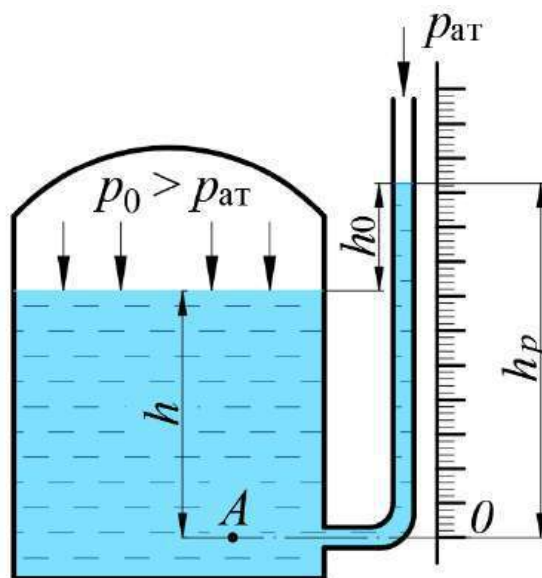


Рисунок 2.5 – Пьезометр

Абсолютное давление в точке А (точка подключения пьезометра к сосуду) со стороны жидкости в пьезометре исходя из уравнения (2.7) может быть выражено

$$p_{\text{абс}}^A = p_{\text{ат}} + \rho g h_p \quad (2.13)$$

$$h_p = \frac{p_{\text{абс}}^A - p_{\text{ат}}}{\rho g} = \frac{p_{\text{изб}}^A}{\rho g}$$

Таким образом, по высоте столба жидкости в пьезометре с открытым верхним концом можно определить величину избыточного давления в сосуде на уровне точки подключения.

Для точки А, находящейся под свободной поверхностью в сосуде на глубине h ,

$$p_{\text{абс}}^A = p_0 + \rho g h \quad (2.14)$$

где p_0 – давление на свободной поверхности в сосуде.

На основании второго свойства гидростатического давления в точке А давления со стороны жидкости в сосуде и в пьезометре равны. Тогда, приравняв (2.13) к (2.14) и обозначая $h_p - h = h_0$ (рисунок 2.5), получим

$$h_0 = \frac{p_0 - p_{\text{ат}}}{\rho g} = \frac{p_{0,\text{изб}}}{\rho g} \quad (2.15)$$

Из (2.15) следует, что разность высот уровней в пьезометре и сосуде характеризует избыточное давление на свободной поверхности жидкости в сосуде.

Если в сосуде абсолютное давление над свободной поверхностью будет равно атмосферному (сосуд открытый), то уровень в пьезометре установится на этой же высоте, что и в сосуде, и $h_p = h$. Это явление, называемое **законом сообщающихся сосудов**, используется для измерения уровня жидкости в сосудах при помощи уровнемеров или водомерных стекол.

Для измерения небольших давлений (не более 0,15–0,20 ат) применяются **пьезометры**, наполненные водой, для больших давлений, но не свыше 2,0–2,5 ат (0,2–0,25 МПа) – пьезометры, наполненные ртутью, так называемые ртутные манометры.

Для увеличения точности при измерении малых давлений используется **наклонный микроманометр** (рисунок 2.6). По его шкале вместо величины h_p отсчитывается значительно большая величина $l = h_p / \sin \alpha$, что уменьшает относительную ошибку, возможную при изменении малых величин. Угол наклона манометрической трубки α можно изменять, при этом уменьшение угла наклона способствует увеличению точности измерений.

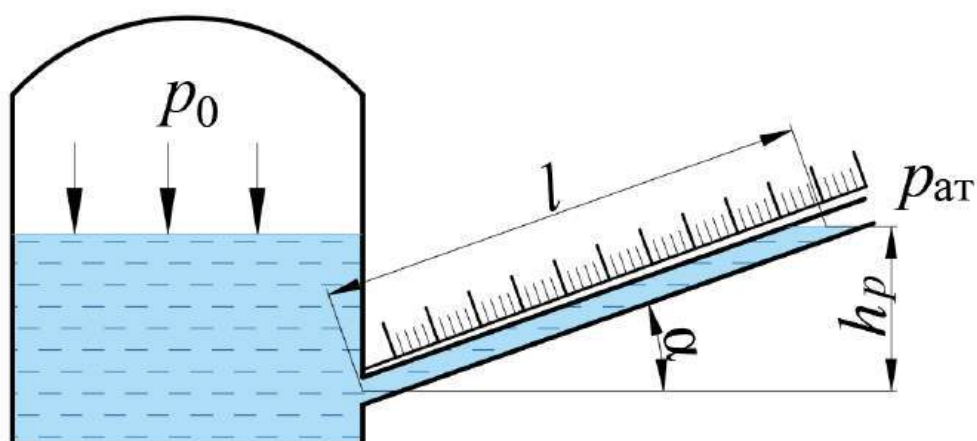


Рисунок 2.6 – Микроманометр с наклонной шкалой

Для измерений значительных величин избыточных давлений в жидкостях или газах в практике используются *металлические манометры*. В пружинном манометре (рисунок 2.7) жидкость или газ поступает через штуцер 1 в изогнутую медную или стальную полую трубку-пружинку 2. Под действием избыточного давления трубка-пружинка стремится разогнуться. Движение ее конца при помощи пластинки 3 передается на зубчатку, приводящую в движение стрелку 4, отклонение которой показывает на шкале прибора величину избыточного (манометрического) давления.

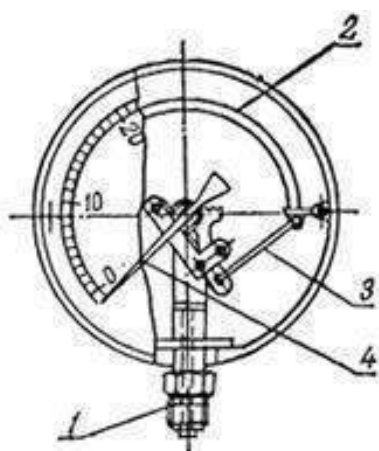


Рисунок 2.7 – Пружинный манометр

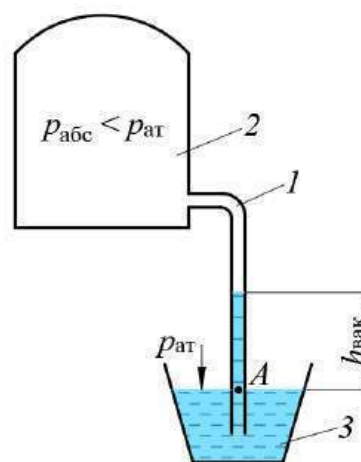


Рисунок 2.8 – Вакуумметр

Для измерения вакуума применяется обратный пьезометр или *вакуумметр* (рисунок 2.8), представляющий собой трубку 1, соединенную с областью вакуума (сосуд 2). Нижний конец трубки опускается в сосуд 3, заполненный жидкостью, свободная поверхность которой находится под атмосферным давлением.

Для точки A, находящейся в жидкости в трубке 1 на уровне свободной поверхности в сосуде 3, можно записать, используя основное уравнение гидростатики и второе свойство гидростатического давления, следующее равенство

$$p_{\text{абс}} + \rho g h_{\text{вак}} = p_{\text{ат}}$$

Откуда следует, что вакуумметрическая высота, т.е. высота поднятия жидкости в вакуумметре (рисунок 2.8), составит

$$h_{\text{вак}} = \frac{p_{\text{ат}} - p_{\text{абс}}}{\rho g} = \frac{p_{\text{вак}}}{\rho g}$$

Для измерения вакуума применяются и *металлические вакуумметры*, устройство которых аналогично металлическим манометрам. Кроме того, в технике используются *мановакуумметры* – приборы, одна часть шкалы которых показывает манометрическое (избыточное) давление, а другая – вакуум.

Для измерения перепада (разности) давлений в двух точках используются *дифференциальные манометры*, простейшим из которых является *U-образный манометр* (рисунок 2.9). Разность давлений Δp в сосудах А и В с одной и той же жидкостью (плотностью ρ), находящихся на одинаковой высоте (или в двух трубопроводах, а также в двух сечениях одного трубопровода, отстоящих друг от друга на некотором расстоянии), определяется по разности уровней h рабочей жидкости (плотностью ρ_p) в обоих коленах дифманометра и вычисляется по зависимости

$$\Delta p = p_B - p_A = (\rho_{\text{рт}} - \rho)gh$$

При больших разностях давлений в качестве рабочей жидкости применяется ртуть, при небольших – масло, спирт и др.

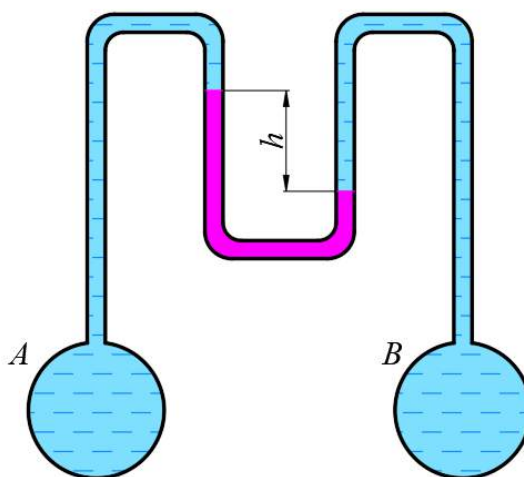


Рисунок 2.9 – Дифференциальный U-образный манометр

2.8 Закон Паскаля и его технические приложения

Из основного уравнения гидростатики (2.7) видно, что на сколько увеличивается давление на свободной поверхности p_0 , на столько же увеличивается и абсолютное давление в точке жидкости, т.е. *внешнее давление p_0 , приложенное к жидкости в замкнутом сосуде, передается внутри жидкости во все точки без*

изменения. В этом и заключается **закон Паскаля**. На его использовании основано действие простейших гидравлических машин: гидравлических прессов, домкратов, подъемников, аккумуляторов, мультипликаторов (повысителей давления) и др.

Гидравлический пресс (рисунок 2.10) является одной из наиболее распространенных машин и применяется для обработки материалов давлением. Если к поршню площадью ω , двигающемуся в малом цилиндре A , приложить силу P_1 , то жидкость получит добавочное давление $p_1 = P_1/\omega$. По закону Паскаля это давление распространиться во всей жидкости без изменения и передастся на поршень большей площади Ω , двигающийся внутри цилиндра B . Величина усилия, с которым поршень в цилиндре B будет двигаться вверх, составит

$$P_2 = p_1 \Omega = P_1 \frac{\Omega}{\omega} \quad (2.16)$$

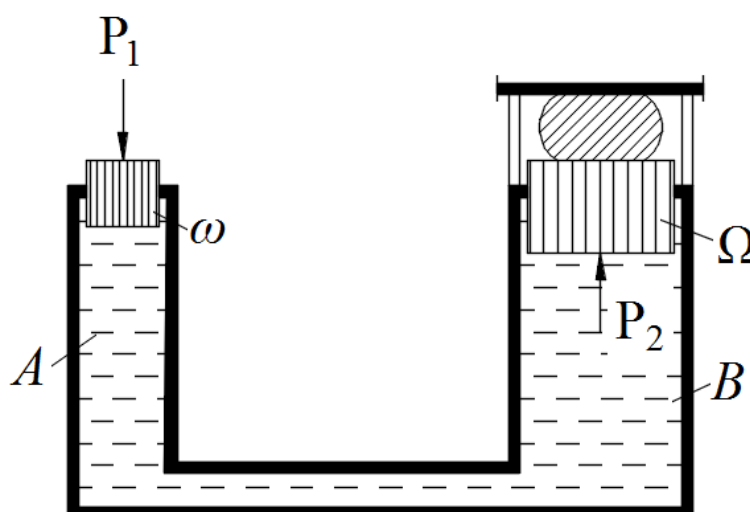


Рисунок 2.10 – Гидравлический пресс

Таким образом, сила P_2 во столько раз больше силы P_1 , во сколько раз площадь поршня в цилиндре B больше площади поршня в цилиндре A . В действительности вследствие трения в цилиндрах сила P_2 будет несколько меньше, чем получаемая по формуле (2.16). Влияние трения учитывается введением в формулу (2.16) коэффициента полезного действия $\eta \approx 0,8$. Давление рабочей жидкости (обычно это масло) в гидравлических прессах создается насосом и составляет 20–30 МПа (200–300 кгс/см²). Однако в отдельных случаях, например, для синтеза алмазов, оно достигает 450 МПа (4500 кгс/см²). Наиболее мощные гидравлические прессы для объемной штамповки развивают усилие 735 МН (примерно 75 000 т).

На принципе гидравлического пресса основано устройство гидравлических домкратов и подъемников, используемых для подъема грузов.

Гидравлический аккумулятор (рисунок 2.11) состоит из рабочего цилиндра 1, в котором движется массивный плунжер 2 площадью сечения ω . К плунжеру при помощи коромысла 3 подвешены грузы 4. В рабочий цилиндр 1 по трубопроводу 5 подается вода или масло. Под действием давления жидкости плунжер 2 в цилиндре движется вверх. Если обозначим вес плунжера с грузами G , а высоту поднятия h , то

запас потенциальной энергии аккумулятора составит Gh . Открытием крана на трубопроводе 6 (при закрытом кране трубопровода 5) сжатая в аккумуляторе жидкость может быть направлена к рабочей машине (например, гидравлическому домкрату, подъемнику и т.п.), где за счет запаса потенциальной энергии будет совершена полезная работа.

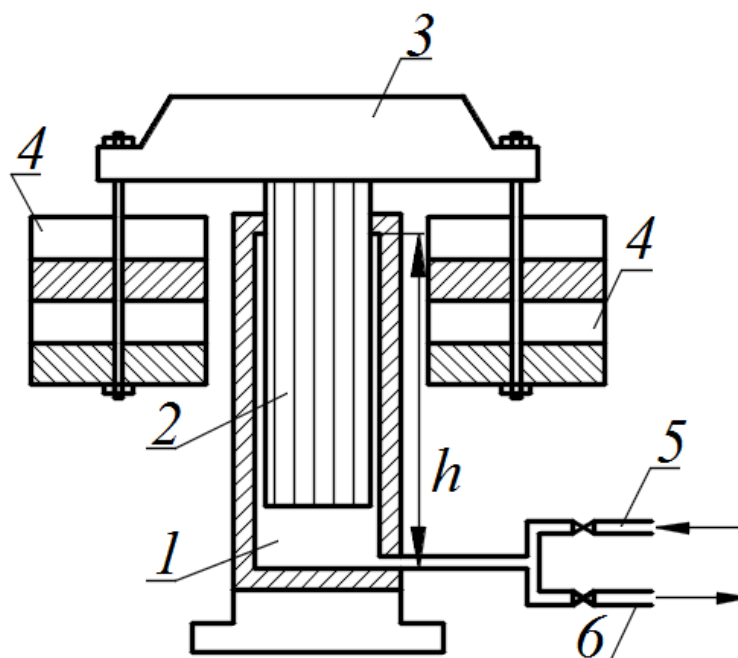


Рисунок 2.11 – Гидравлический аккумулятор

Давление жидкости, необходимое для зарядке аккумулятора, должно быть $p_1 = G/\omega$, а рабочее давление при разрядке $p_2 = \eta p_1$, где $\eta < 1$ – к.п.д. гидравлического аккумулятора, учитывающий потери давления за счет трения.

2.9 Относительное равновесие жидкости

Возможны три характерных положения свободной поверхности жидкости, находящейся под действием силы тяжести и силы инерции.

1. Жидкость находится под действием только одной объемной силы – силы тяжести (см. рисунок 2.3). Этот случай называют случаем *абсолютного покоя*. Вода налита в сосуд, который не движется. В соответствии с выбранным расположением начала координат и осей Ox , Oy и Oz , как уже отмечалось выше, проекции на оси координат единичных массовых (объемных) сил будут $X = 0$; $Y = 0$; $Z = g$. Уравнение поверхности равного давления принимает вид:

$$gdz = 0$$

Интегрируя это выражение (без учета давления на свободной поверхности), получим

$$z = const$$

Это уравнение – уравнение плоскости, параллельной координатной плоскости xOy , т.е. горизонтальной плоскости. Свободная поверхность покоящейся жидкости как одна из поверхностей равного давления также должна быть горизонтальна.

2. Жидкость находится в сосуде, который прямолинейно, равномерно ускоренно движется по горизонтальной плоскости с ускорением a (рисунок 2.12). Пока сосуд не двигался, жидкость находилась в состоянии абсолютного покоя, и свободная поверхность занимала положение mn . При поступательном равномерно ускоренном движении сосуда жидкость будет находиться в покое по отношению к сосуду, в котором она находится, но по отношению к окружающему пространству она движется. Этот случай равновесия жидкости называется **относительным покоем**.

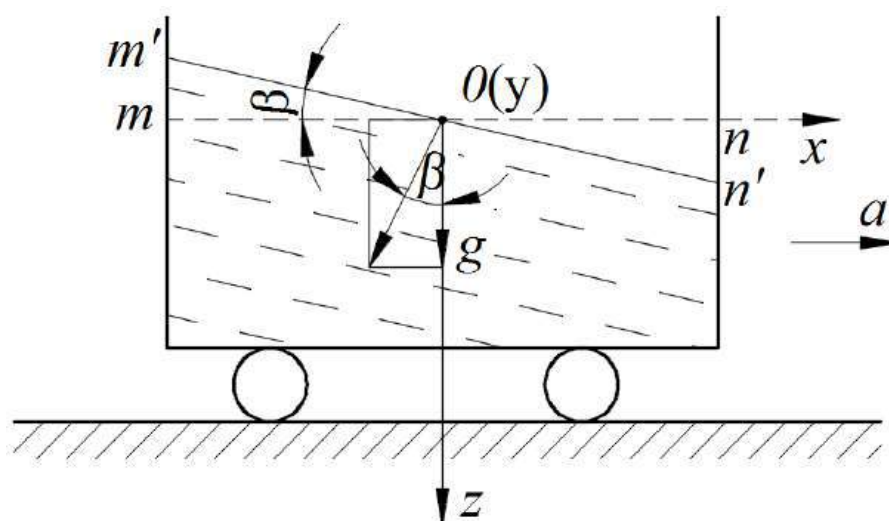


Рисунок 2.12 – Относительный покой в движущемся сосуде

Расположим начало координат на свободной поверхности жидкости в точке O на средней линии сосуда; положительное направление оси Ox принимаем в направлении движения, а ось Oz – вертикально вниз (см. рисунок 2.12).

В этом случае на жидкость будут действовать объемные силы, состоящие из силы тяжести и силы инерции, характеризуемой ускорением a и направленной противоположно движению. Относя объемные силы к единице массы, получим $X = -a$; $Y = 0$; $Z = g$. Уравнение поверхности равного давления (2.6) принимает вид

$$-adx + g dz = 0$$

откуда

$$dz = \frac{adx}{g}$$

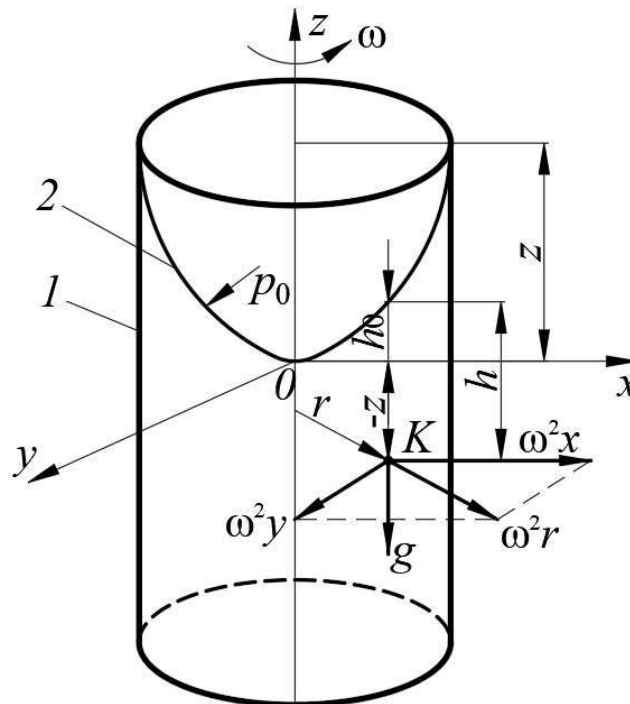
Интегрируя это уравнение (без учета давления на свободной поверхности), получим

$$z = \frac{ax}{g}$$

т.е. поверхность равного давления в этом случае является плоскостью, наклоненной к горизонту (линия $m'n'$ на рисунке 2.12) под углом β , тангенс которого равен

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

3. При вращении сосуда вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью ω (рисунок 2.13) единичными массовыми силами являются сила тяжести $G = g$ и сила инерции $P_{\text{ц}} = \omega^2 r$ (где r – радиус рассматриваемой точки $r = \sqrt{x^2 + y^2}$).



1 – цилиндр; 2 – свободная поверхность; p_0 – давление на свободной поверхности;
 h – глубина погружения произвольной точки K ; z – координата точки K ; r – радиус точки K ;
 h_0 – повышение свободной поверхности относительно оси $0x$ над точкой K ; ω – угловая скорость цилиндра; g – ускорение свободного падения; $\omega^2 r$ – единичная сила инерции;
 $\omega^2 x$ и $\omega^2 y$ – проекции единичной силы инерции на оси x и y соответственно

Рисунок 2.13 – Вращение цилиндра с жидкостью вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью

Согласно выбранной системе координат при давлении p_0 на свободной поверхности давление в точке с радиусом r и координатной $\pm z$ равно:

$$p = p_0 + \rho g \left(\frac{\omega^2 r^2}{2g} - z \right)$$

или

$$p = p_0 + \rho g h$$

где h – глубина погружения точки под уровень, $h = h_0 + h_K$;

$$h_0 = \frac{\omega^2 r^2}{2g};$$

$$h_K = -z_K$$

Уравнение поверхности уровня:

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

Это уравнение показывает, что в любой вертикальной плоскости, проходящей через ось вращения, линия поверхности уровня (в том числе и свободной поверхности) – парабола, т.е. свободная поверхность – параболоид вращения.

2.10 Силы давления жидкости на плоские поверхности. Центр давления. Эпюра давления

Используя основное уравнение гидростатики, можно найти силу гидростатического давления жидкости на ограничивающие ее твердые стенки. Эта задача имеет большое практическое значение при расчетах гидротехнических сооружений, резервуаров, водохранилищ, дорожных водопропускаемых сооружений и т.д.

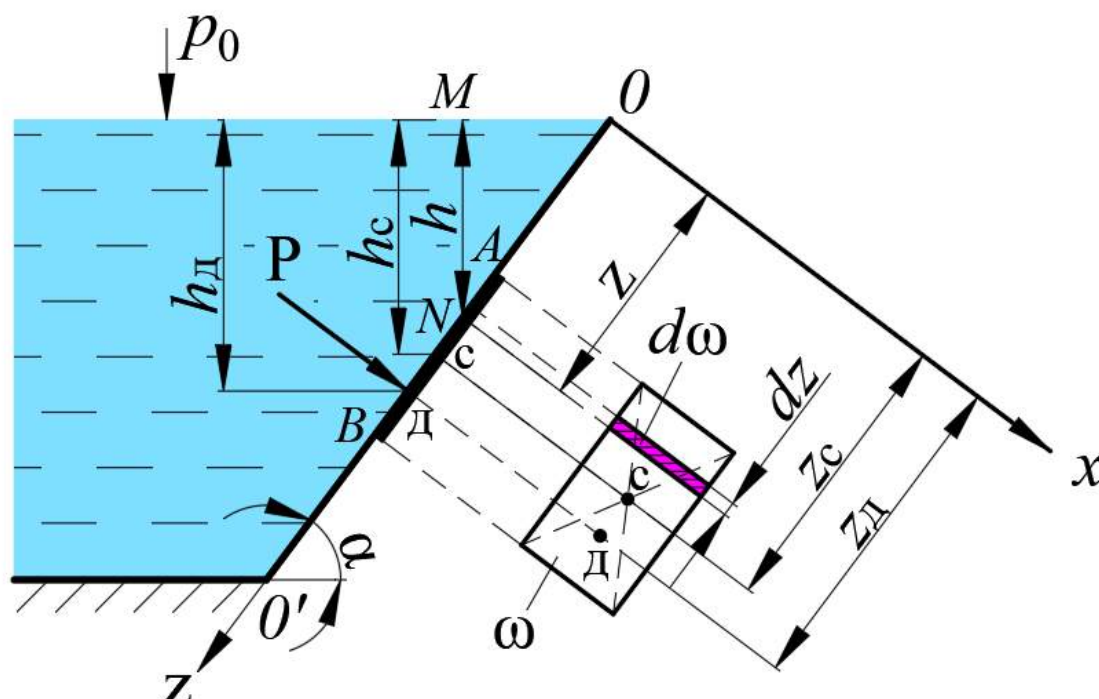


Рисунок 2.14 – Схема для определения силы гидростатического давления жидкости на плоскую наклонную поверхность

Предположим, что необходимо определить силу полного гидростатического давления, действующего на плоскую прямоугольную фигуру AB площадью ω , взятую

на стенке $O'O$, наклоненной к горизонту под углом α (рисунок 2.14). Проекцию фигуры AB на плоскость чертежа примем за ось координат z . Продолжим линию AB до пересечения с уровнем свободной поверхности жидкости в точке O , которую будем считать за начало координат. Линия Ox , перпендикулярная направлению AB , будет в нашей системе осью x . Мысленно повернув фигуру AB вокруг оси z до совмещения с плоскостью чертежа, выделим на площади ω бесконечно малую полоску шириной dz . Эта полоска, погруженная в жидкость на глубину h , находится на расстоянии z от оси x и имеет бесконечно малую площадь $d\omega$.

Элементарная сила гидростатического давления, действующего на рассматриваемую полоску, будет равна:

$$dP = p d\omega = (p_0 + \rho g h) d\omega$$

Из треугольника OMN , у которого сторона MN равна h , а сторона NO равна z , находим

$$h = z \sin \alpha$$

Тогда

$$dP = p_0 d\omega + \rho g z \sin \alpha d\omega$$

Проинтегрировав это выражение по площади ω , получим силу полного гидростатического давления, действующего на плоскую фигуру AB :

$$P = p_0 \int_{\omega} d\omega + \rho g \int_{\omega} h d\omega = p_0 \omega + \rho g \sin \alpha \int_{\omega} z d\omega$$

Интеграл $\int_{\omega} z d\omega$ выражает статический момент S_x плоской фигуры AB относительно оси x , который определяется как произведение $S_x = \omega z_c$.

Расстояние z_c от центра тяжести плоской поверхности до оси x находим из треугольника OM_cN_c (см. рисунок 2.14):

$$z_c = \frac{h_c}{\sin \alpha}$$

где h_c – глубина погружения центра тяжести плоской поверхности AB в жидкость.

Следовательно,

$$P = p_0 \omega + \frac{\rho g \sin \alpha \omega h_c}{\sin \alpha} = p_0 \omega + \rho g \omega h_c = \omega (p_0 + \rho g h_c) = p_c \omega$$

где ω – площадь плоской поверхности AB ;
 p_c – гидростатическое давление в центре тяжести плоской поверхности AB .

Таким образом, *сила полного гидростатического давления жидкости на любую плоскую поверхность равна произведению площади плоской поверхности на величину гидростатического давления в центре тяжести этой поверхности.*

Если давление на свободной поверхности жидкости p_0 равно атмосферному $p_{ат}$ ($p_0 = p_{ат}$), то сила избыточного давления жидкости на плоскую поверхность составляет

$$P_{изб} = p_{изб} \omega = \rho g h_c \omega \quad (2.17)$$

Таким образом, *сила избыточного давления жидкости на плоскую поверхность равна весу столба жидкости, основанием которого является поверхность площадью ω , а высотой – глубина погружения h_c центра тяжести S плоской поверхности под свободной поверхностью жидкости.*

При определении силы давления жидкости на ограничивающие ее стенки необходимо, кроме значения и направления действия гидростатической силы давления, найти также координату точки ее приложения, которая называется **центром давления**.

Для этого воспользуемся теоремой механики, согласно которой момент равнодействующей силы относительно оси x равен сумме моментов от ее составляющих сил:

$$Pz_d = \int_{\omega} z dP,$$

$$\text{откуда } z_d = \frac{\int_{\omega} z dP}{P}.$$

Учитывая, что элементарная сила избыточного давления определяется как

$$dP = \rho g h d\omega = \rho g z \sin \alpha d\omega$$

а равнодействующая этих сил

$$P = \rho g z_c \sin \alpha \omega$$

При $p_0 = p_{ат}$, значение координаты центра давления z_d будет равно:

$$z_d = \frac{\int_{\omega} z^2 d\omega}{z_c \omega} = \frac{I_x}{z_c \omega}$$

где $\int_{\omega} z^2 d\omega$, как известно, есть момент инерции I_x фигуры AB относительно оси Ox . Применяя для него формулу перехода к оси, проходящей через центр тяжести C , получим:

$$\int_{\omega} z^2 d\omega = I_x = I_0 + z_c^2 \omega$$

Тогда

$$z_d = z_c + \frac{I_0}{\omega z_c} \quad (2.18)$$

где I_0 – центральный момент инерции плоской фигуры AB .

Из уравнения (2.18) следует, что центр давления лежит ниже центра тяжести плоской фигуры на расстоянии эксцентриситета $e = \frac{I_0}{\omega z_c}$.

Из формулы (2.17) видно, что сила давления жидкости на горизонтальное дно сосуда зависит от рода жидкости ρ , площади дна ω и глубины жидкости в сосуде h и не зависит от формы сосуда. Таким образом, если в сосуды разной формы (рисунок 2.15), но с одинаковой площадью дна налита одинаковая жидкость на одну и ту же глубину, то сила давления на дно сосуда будет одинаковой и равной $P = \rho g h \omega$. В этом заключается **гидравлический парадокс**.

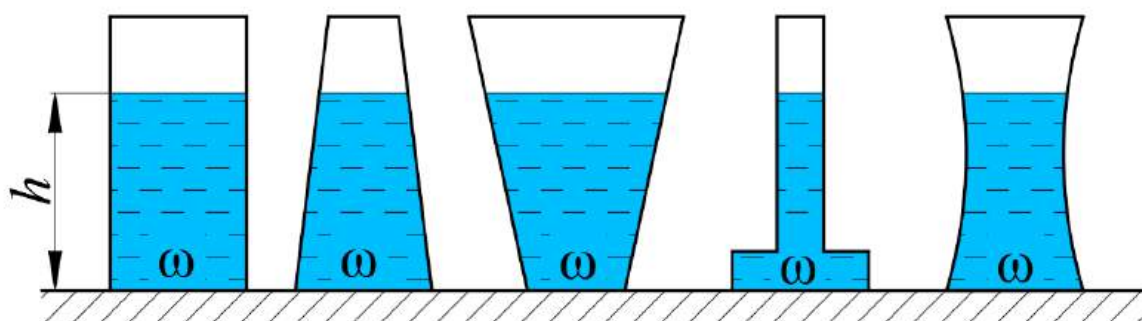


Рисунок 2.15 – Графическое определение силы давления на прямоугольную вертикальную стенку

Сила гидростатического давления может быть определена графоаналитическим методом.

Графическое изображение закона изменения гидростатического давления называется эпюрой давления гидростатического давления

При этом силы гидростатического давления будет равна

$$P = \omega_{\text{эп}} b = W_{\text{эп}}$$

где $\omega_{\text{эп}}$ – площадь эпюры гидростатического давления;

b – ширина поверхности, на которую действует жидкость;

$W_{\text{эп}}$ – объем эпюры

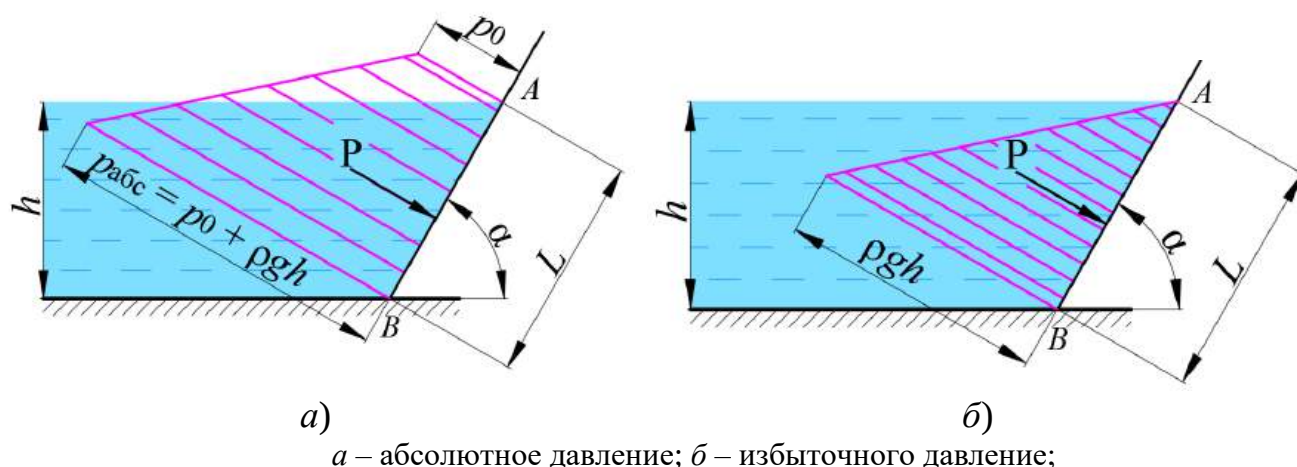


Рисунок 2.17 – Эпюры гидростатического давления, действующего на наклонную стенку

Рассмотрим эпюру избыточного гидростатического давления для вертикальной плоской стенки AB , подверженной действию воды с двух сторон (рисунок 2.18). В данном случае на вертикальную стенку будет действовать параллельные и противоположно направленные силы гидростатического давления. Поэтому результирующая сила будет равна разности объемов эпюр гидростатического давления слева и справа от вертикальной стенки. В плоскости чертежа $AMNB$ представляет собой вертикальную трапецию, объем которой и будет результирующей силой.

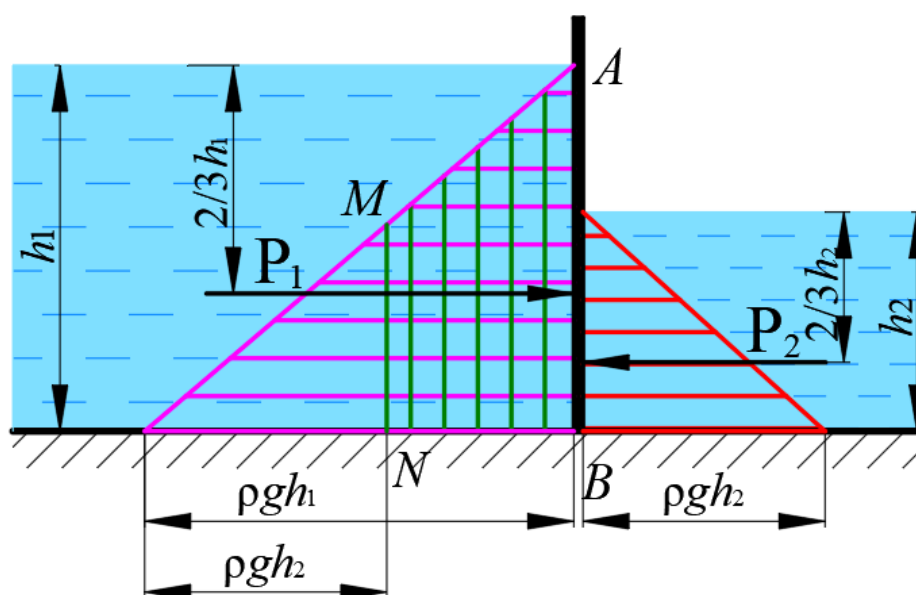


Рисунок 2.18 – Эпюры гидростатического давления, действующего на вертикальную стенку с двух сторон

Эпюра гидростатического давления на горизонтальное дно резервуара представляет собой прямоугольник, так как при постоянной глубине h избыточное гидростатическое давление на дно $p_{изб} = \rho gh$ является постоянным.

2.11 Сила давления на криволинейные поверхности

В общем случае определение силы давления жидкости на поверхности произвольной формы является достаточно сложной задачей, которая, как правило, решается графически, путем построения эпюры гидростатического давления. Однако на практике чаще всего приходится иметь дело с цилиндрическими или сферическими поверхностями, имеющими вертикальную плоскость симметрии, например, стенки труб, резервуаров и всевозможных цилиндрических сосудов, шаровые клапаны. Сила давления в этом случае может быть найдена аналитическим путем.

Рассмотрим частный случай действия избыточного гидростатического давления на криволинейную поверхность AB при котором внешнее давление $p_0 = p_{ат}$ (рисунок 2.19). Выделим на этой поверхности бесконечно малую площадку $d\omega$, центр тяжести которой погружен в жидкость на глубину h . На эту элементарную площадку нормально к криволинейной поверхности будет действовать сила избыточного гидростатического давления $dP = \rho gh d\omega$, которую можно разложить на горизонтальную и вертикальную составляющие, т.е. на силы dP_x и dP_z .

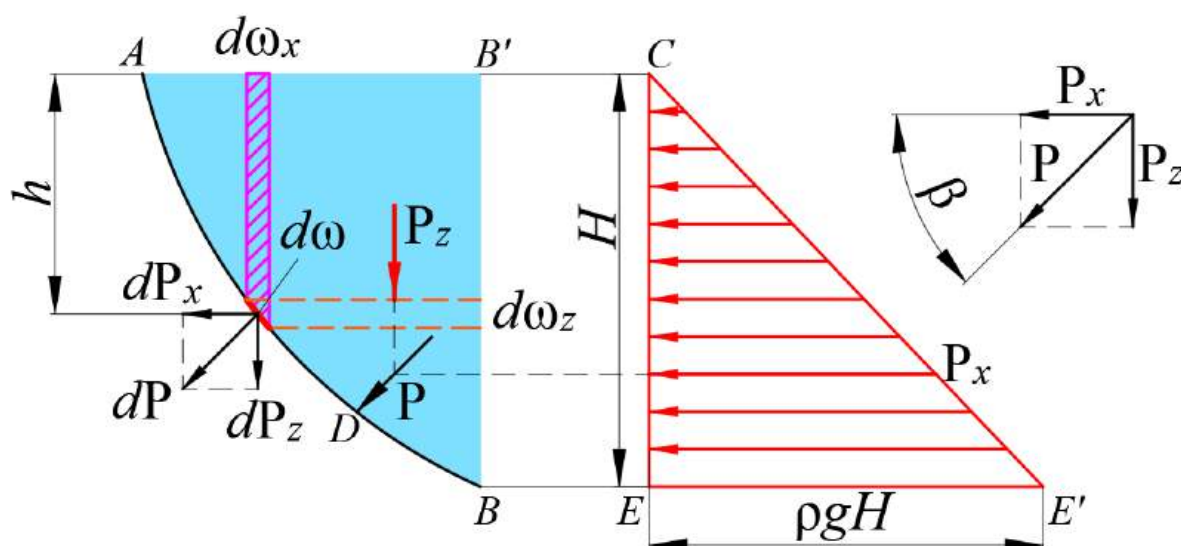


Рисунок 2.19 – Схема давления жидкости на криволинейную поверхность

Предположим, что элементарная сила dP наклонена к горизонту под углом β . Тогда выражение для составляющих сил dP_x и dP_z могут быть записаны следующим образом:

$$dP_x = dP \cos \beta = \rho gh d\omega \cos \beta$$

$$dP_z = dP \sin \beta = \rho gh d\omega \sin \beta$$

Из рисунка 2.19 следует, что величина $d\omega \cos \beta$ является проекцией $d\omega$ на вертикальную плоскость системы координат, т.е. $d\omega \cos \beta = d\omega_z$. Следовательно, горизонтальная составляющая силы dP будет равна произведению

$$dP_x = \rho g h d\omega_z$$

Тогда после интегрирования

$$P_x = \rho g \int_{\omega_z} h d\omega_z$$

Здесь интеграл $\int_{\omega_z} h d\omega_z$ является статическим моментом площади вертикальной проекции криволинейной поверхности ω_z относительно свободной поверхности жидкости. Этот статический момент равен произведению ω_z на глубину погружения центра ее тяжести h_c , т.е.

$$\int_{\omega_z} h d\omega_z = \omega_z h_c$$

Таким образом, горизонтальная составляющая полной силы избыточного гидростатического давления, действующего на криволинейную поверхность, равна силе гидростатического давления, под воздействием которого находится вертикальная поверхность, равная по площади вертикальной проекции рассматриваемой криволинейной поверхности:

$$P_x = \rho g h_c \omega_z \quad (2.19)$$

где h_c – глубина погружения центра тяжести вертикальной проекции криволинейной поверхности.

ω_z – площадь проекции на вертикальную плоскость криволинейной поверхности AB ;

Величина этой составляющей может быть выражена площадью эпюры гидростатического давления CEE' при единичной ширине этой поверхности.

При определении вертикальной составляющей dP_z общей силы dP необходимо учесть, что величина $d\omega \sin \alpha$ является проекцией $d\omega$ на горизонтальную плоскость, т.е. $d\omega \sin \beta = d\omega_x$. Очевидно, что выражение $h d\omega_x$ представляет собой элементарный объем dW жидкости, опирающийся на криволинейную поверхность (отмеченной на рисунке 2.19 штриховкой). Произведение же $\rho g h d\omega_x$ является весом жидкости в этом бесконечно малом объеме, т.е.

$$dG = \rho g dW$$

Тогда вертикальная составляющая полной силы избыточного гидростатического давления будет равна:

$$P_z = \int_{\omega_x} dP_z = \int_{\omega_x} \rho g h d\omega \sin \beta = \rho g \int_{\omega_x} h d\omega_x = \rho g \int_{\omega_x} dW$$

Т.е. вертикальную составляющую P_z полной (резльтирующей) силы гидростатического давления можно определить как произведение

$$P_z = \rho g W \quad (2.20)$$

где, объем W , являющийся суммой элементарных объемов dW , называется **телом давления**. Таким образом, тело давления на поверхность AB – это объем ABB' . Следовательно, вертикальная составляющая полной силы избыточного гидростатического давления, действующего на криволинейную поверхность, равна весу жидкости в объеме тела давления.

Тело давления – это объем, ограничен самой криволинейной поверхностью, вертикальными линиями в плоскости чертежа (одна или две), проведенные из крайних точек криволинейной поверхности, где заканчивается действие жидкости (строго вверх) до пересечения с поверхностью жидкости или ее продолжением (пьезометрической плоскостью).

Если тело давления заполнено жидкостью, то оно называется **действительным или положительным**, вертикальная составляющая P_z направлена вниз.

Если в объеме тела давления жидкость отсутствует, то оно называется **мнимым или отрицательным**, вертикальная составляющая P_z направлена вверх.

Полная сила избыточного гидростатического давления, являющаяся равнодействующей ее составляющих P_x и P_z , определится зависимостью

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2} \quad (2.21)$$

а ее направление – углом β , который может быть определен из выражения

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{P_z}{P_x}$$

Как следует из предыдущего изложения, полная сила избыточного гидростатического давления P приложена в центре давления. В рассматриваемом случае центр давления будет расположен в точке пересечения линии действия результирующей силы давления с криволинейной поверхностью AB (точка D). Вектор полной силы давления P должен проходить через точку пересечения линии действия ее горизонтальной и вертикальной составляющих под углом β к горизонту. Центр давления для криволинейных поверхностей находится графоаналитическим путем.

Для симметричных (цилиндрических и сферических) поверхностей центр давления совпадает с точкой симметрии этих поверхностей.

В общем случае результирующая сила P на произвольную криволинейную поверхность определяется, как

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2 + P_z^2}$$

где P_x P_y – горизонтальные составляющие результирующей силы P ;
 P_z – вертикальная составляющая результирующей силы P

Некоторые простейшие случаи давления на криволинейные поверхности

1. В качестве частного случая рассмотрим определение силы давления жидкости на **стенки труб**. Пусть имеется участок трубопровода длиной l с внутренним диаметром d и толщиной стенок δ (рисунок 2.20). Трубопровод заполнен жидкостью с гидростатическим давлением p , которое действует на внутреннюю поверхность трубы. Под влиянием этого давления труба стремится разорваться по образующим.

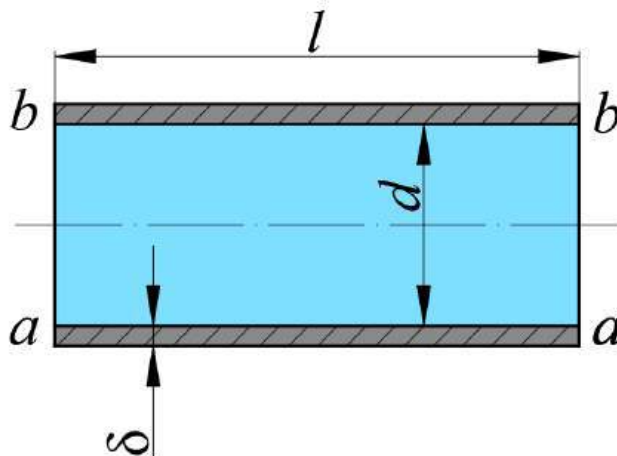


Рисунок 2.20 – Разрез по оси круглой трубы

Разрывающее усилие P со стороны жидкости представляет собой горизонтальную составляющую силы давления на криволинейную цилиндрическую стенку, которая, согласно формуле (2.19) равна силе давления на вертикальную проекцию стенки:

$$P = pld \quad (2.22)$$

При этом силой тяжести со стороны жидкости пренебрегают, так как она мала по сравнению с силой P .

Из условия прочности материала трубы на разрыв можно записать, что

$$P = [\sigma]f \quad (2.23)$$

где $[\sigma]$ – допустимое напряжение материала стенки трубы на разрыв;
 f – площадь сечения стенок трубы, по которой возможен разрыв.

Так как разрыв стенок трубы возможен одновременно по двум противоположным образующим aa и bb , то

$$f = 2\delta l$$

Подставляя полученное значение f в уравнение (2.23), с учетом формулы (2.22), получают

$$p l d = [\sigma] 2 \delta l$$

откуда необходимая толщина стенок трубы

$$\delta = \frac{p d}{2[\sigma]} \quad (2.24)$$

Обычно толщину стенок трубы увеличивают по сравнению с вычисленной по формуле (2.24) на запас a . Тогда

$$\delta = \frac{p d}{2[\sigma]} + a$$

где a – запас на коррозию, неточность отливки и т.п., принимаемый равным 1–3 мм.

Учитывая ослабление сечения заклепками, для клепанных цилиндрических резервуаров, полученную по расчету толщину стенок увеличивают на 25%.

2. **Колено (закругление) на трубе** (рисунок 2.21) диаметром d подвержено внутреннему гидростатическому давлению p .

Сила давления жидкости P на криволинейную внутреннюю поверхность колена трубы направлена от центра кривизны и определяется из силового параллелограмма выражением (см. рисунок 2.21)

$$P = 2P_1 \sin \frac{\alpha}{2} = p \frac{\pi d^2}{2} \sin \frac{\alpha}{2}$$

где α – угол поворота трубы;

P_1 – сила гидростатического давления со стороны жидкости (рисунок 2.21).

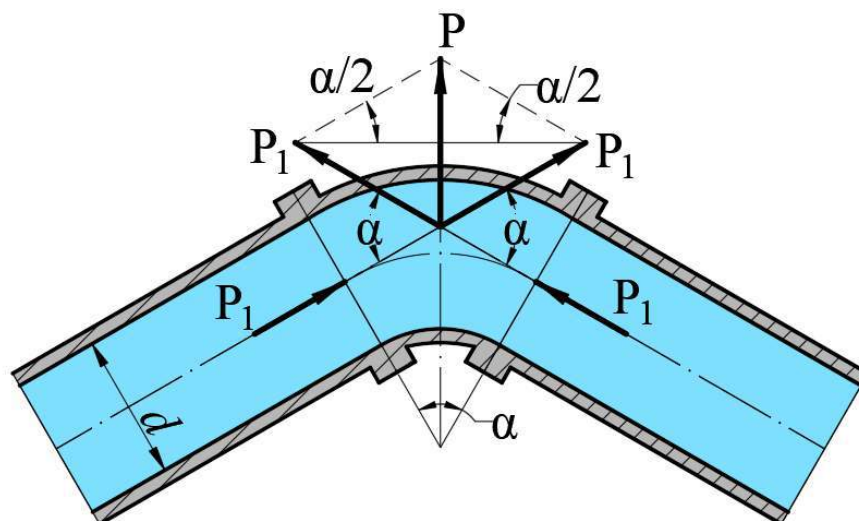


Рисунок 2.21

Рассмотренный случай встречается на практике при проектировании трубопроводов большого диаметра (т.е. водоводов), подверженных внутреннему давлению (напорные трубопроводы ГЭС, магистральные трубопроводы и др.).

2.12 Плавание тел в жидкости. Закон Архимеда

Рассмотрим силы давления жидкости на погруженное в нее тело произвольной формы (рисунок 2.22). Горизонтальные и вертикальные силы, действующие на тело, в общем случае определяются как силы, действующие на криволинейные поверхности.

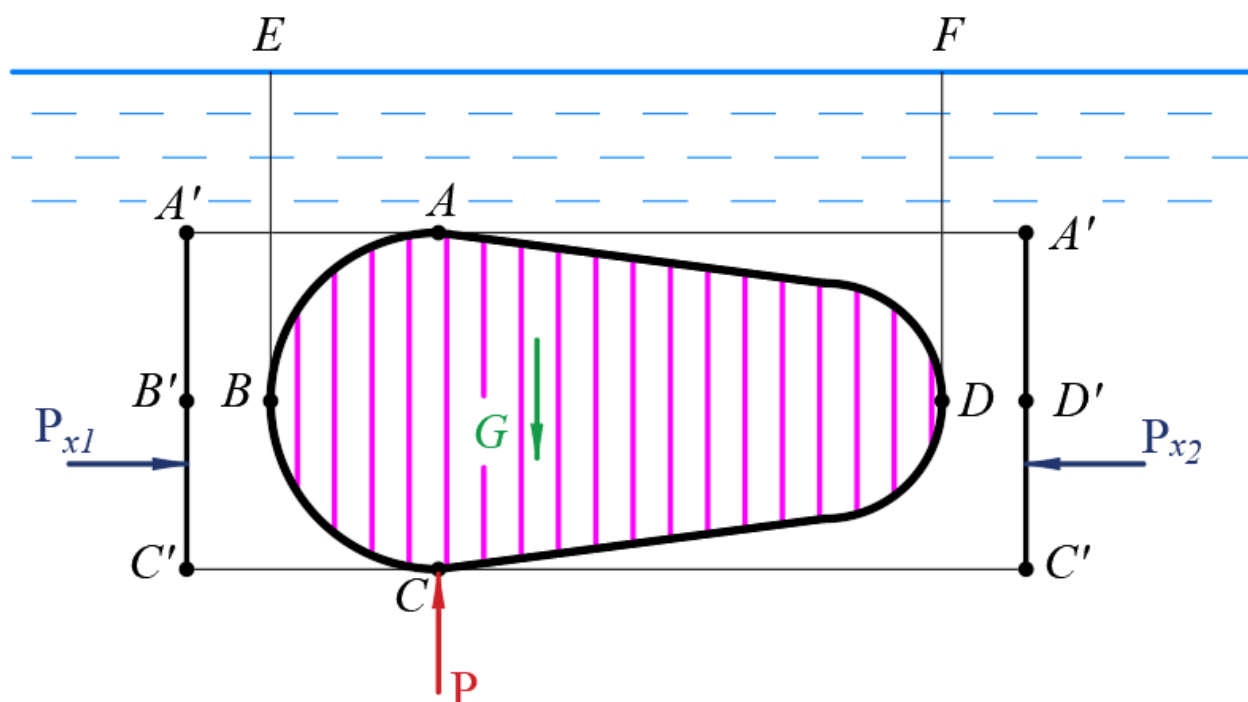


Рисунок 2.22 – Схема для определения силы давления жидкости на погруженное в нее тело произвольной формы

Горизонтальные силы, действующие на тело слева P_{x1} и справа P_{x2} , определим, как силы, действующие на вертикальные проекции криволинейных поверхностей ABC и ADC .

Так как площади этих проекций $A'B'C'$ и $A'D'C'$ равны между собой, а их центры тяжести погружены на одинаковую глубину, то и $P_{x1} = P_{x2}$. Если бы это равенство не соблюдалось, то тело вышло бы из состояния покоя и начало бы двигаться.

Вертикальные силы давления на криволинейные поверхности BAD и BCD определяются по величине как силы тяжести тел давления, опирающиеся на эти поверхности. Эти силы давят на тело сверху и снизу и будут иметь противоположные знаки. Результирующая сила

$$P = \rho g(W_{BADEF} - W_{BCDEF}) = -\rho g W_{ABCD}$$

Таким образом, на тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила, направленная вертикально вверх, численно равная весу жидкости, вытесненной телом, и приложенная в центре тяжести объема погруженной части тела. Сила P называется **архимедовой силой**. Это положение называется **законом Архимеда**.

Кроме архимедовой сила P на тело, погруженное в жидкость, действует сила веса тела G , направленная вниз.

Условие равновесия погруженного в жидкость тела определяется соотношением действующих на тело вертикальных сил.

Если сила тяжести тела $G > P$, тело тонет.

Если $G = P$, тело находится в покое на той глубине, на которую оно погружено.

Если $G < P$ (рисунок 2.23), тело всплывает.

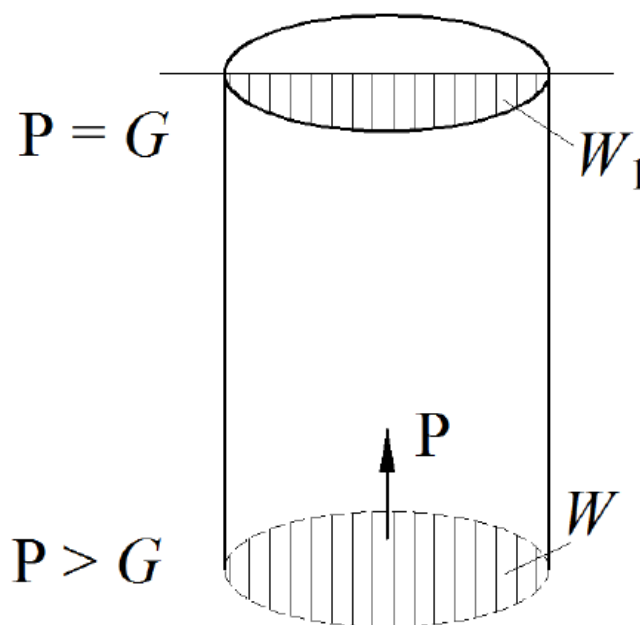
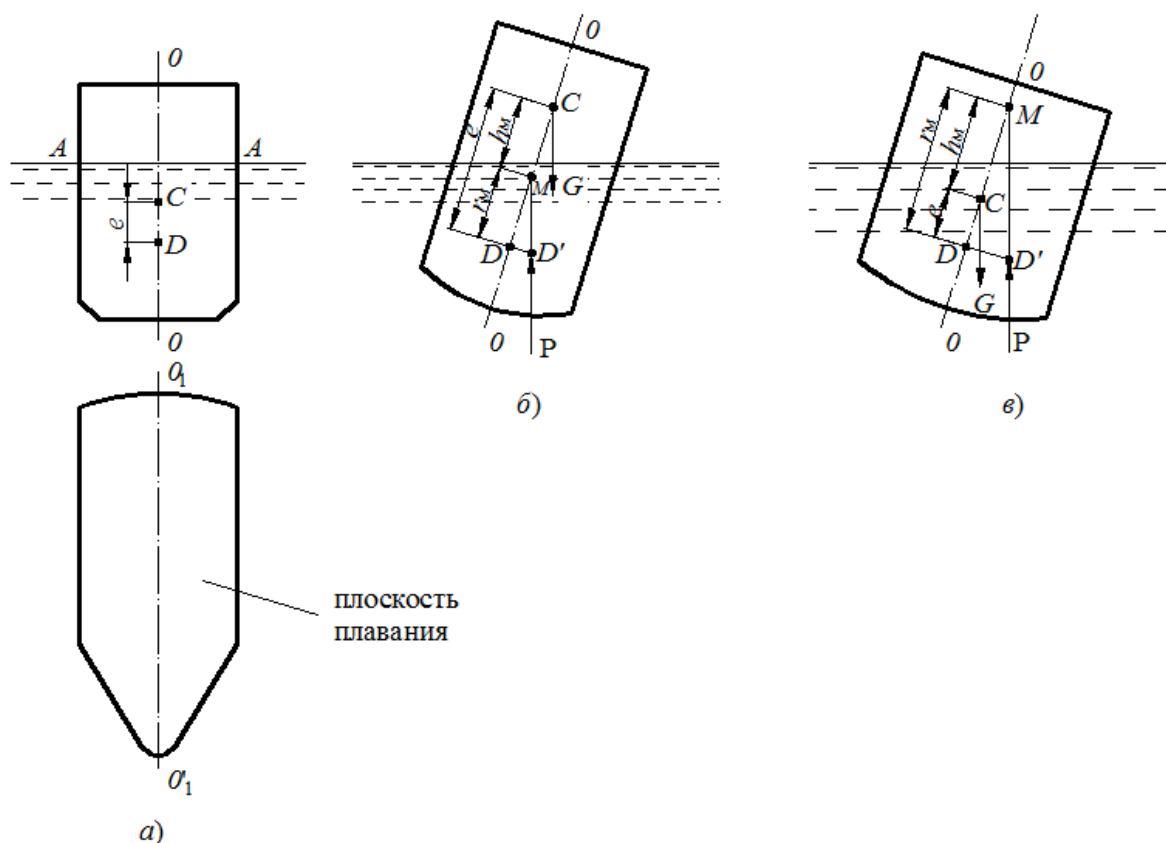


Рисунок 2.23 – Общая схема плавания тел

Когда часть тела начнет подниматься над поверхностью воды, объем вытесненной телом воды будет уменьшаться от W до W_1 и, следовательно, будет уменьшаться сила P . Всплытие прекратится, когда сила P станет равной силе тяжести тела G .

Сила тяжести жидкости в объеме погруженной в нее части тела называется **водоизмещением**, а центр тяжести этого объема D (рисунок 2.24, а) – **центром водоизмещения**. Понятие водоизмещения особо важно для судов, понтонов и других плавающих средств. Линия пересечения свободной поверхности жидкости с боковой поверхностью судна $A-A$ называется **ватерлинией**, а плоскость внутри судна, ограниченная ватерлинией, называется **плоскостью плавания**. Вертикальная ось $O-O$, проходящая через центр водоизмещения, называется **осью плавания**, а расстояние между центрами тяжести и водоизмещением – **эксцентриситетом** e .



а) вертикаль плавания; б) нестойчивое плавание при крене плавающего тела; в) остойчивое плавание при крене плавающего тела

Рисунок 2.24 – Схема остойчивого и нестойчивого плавания тел

Судно или понтон при качке могут наклоняться на один или другой бок (рисунок 2.24, б, в). Способность его восстанавливать первоначальное положение называется **остойчивостью**. Рассмотрим условия остойчивости. При крене судна центр его тяжести не изменит своего положения, а центр водоизмещения D переместится в положение D' . Линия действия выталкивающей силы P , проходящей через точку D' , пересекает ось плавания в точке M , называемой **метацентром**. Расстояние от метацентра до центра водоизмещения D называется **метацентрическим радиусом** r_m .

Выталкивающая сила P и сила тяжести G образуют пару сил, действующую на судно. При положении метацентра ниже центра тяжести (рисунок 2.24, б) эта пара сил стремится опрокинуть судно, а при метацентре выше центра тяжести (рисунок 2.24, в) судно стремится восстановить первоначальное положение. В первом случае плавание является нестойчивым, а во втором – остойчивым. Нетрудно убедиться, что при остойчивом плавании метацентрический радиус r_m больше эксцентриситета e , а при нестойчивом $e > r_m$. Разность между этими величинами называется метацентрической высотой

$$h_m = r_m - e$$

Из теории устойчивости (вывод здесь опускается) известно, что *метацентрический радиус* может быть с достаточной степенью точности определен по формуле

$$r_m = \frac{I_0}{W}$$

где I_0 – момент инерции плоскости плавания относительно продольной оси O_1-O_1 ;

W – водоизмещение.

С учетом этого

$$h_m = \frac{I_0}{W} - e$$

При устойчивом плавании метацентрическая высота h_m – положительна, а при неустойчивом – отрицательна.

3 ОСНОВЫ ГИДРОДИНАМИКИ

3.1 Основные понятия гидродинамики. Виды движения жидкости

Гидродинамика – раздел МЖГ (гидравлики), изучающий законы движения жидкости. Жидкость рассматривается в гидравлике как непрерывная среда, сплошь заполняющая любое пространство без образования пустот, – континуум. Сложность учета сил трения при движении жидкости затрудняет изучение законов ее движения. Поэтому изучение этих законов начинается на основе гидродинамики невязкой (идеальной) жидкости, т.е. без учета сил трения, а затем в полученные зависимости вводятся уточнения, основанные на экспериментальных данных.

Жидкость движется под действием сил тяжести, внешнего давления, инерционных сил и т.д. При изучении законов движения жидкости приходится сталкиваться с **двумя задачами**:

- **внешней задачей**, где заданы гидродинамические характеристики потока жидкости, требуется найти силы, приложенные к телу, обтекаемому жидкостью;
- **внутренней задачей**, где заданы силы, действующие на жидкость, требуется найти гидродинамические характеристики потока.

Гидродинамическими характеристиками потока являются *гидромеханическое давление p и скорость движения жидкости u .*

Гидромеханическое давление – это давление, внутри движущейся жидкости.

Скоростью движения жидкости в любой точке называется скорость перемещения в пространстве частицы жидкости, находящейся в этой точке. Скорость определяется длиной пути, пройденного частицей жидкости в единицу времени.

Классификация видов движения жидкости

Движение жидкости может быть установившимся и неуставившимся, равномерным и неравномерным, напорным и безнапорным, плавно изменяющимся и резко изменяющимся.

Установившимся называют такое движение жидкости, при котором скорость потока и давление в любой его точке не изменяются с течением времени и зависят только от ее положения в потоке, т.е. являются функциями ее координат.

$$\begin{aligned} p &= f_1(x, y, z) \\ u &= f_2(x, y, z) \end{aligned}$$

При *установившемся движении* величина расхода жидкости всегда постоянна, т.е. $Q = \text{const}$.

Примерами установившегося движения могут служить истечение жидкости из отверстия резервуара при постоянном напоре, а также поток воды в канале при неизменном его сечении и постоянной глубине, движение жидкости в трубопроводе, создаваемое работой центробежного насоса с постоянной частотой вращения.

Неустановившимся называют такое движение жидкости, при котором скорость движения и давление в каждой данной точке потока жидкости изменяются с течением времени, т.е. являются функциями не только координат, но и времени.

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

$$u = f_2(x, y, z, t)$$

При неустановившемся движении расход жидкости является величиной переменной, т.е. $Q \neq \text{const}$.

Примером неустановившегося движения служит истечение жидкости из отверстия резервуара при переменном напоре. В этом случае в каждой точке сечения струи, вытекающей из отверстия, скорость движения и давление изменяются во времени. Движение жидкости в трубопроводе, создаваемое работой поршневого насоса; поршень которого совершает возвратно-поступательное движение; течение воды в реке, канале во время паводка.

Исследование установившегося движения жидкости гораздо проще, чем неустановившегося. В дальнейшем, в основном, будет рассматриваться установившееся движение жидкости, и лишь некоторые частные случаи неустановившегося движения.

Для изучения законов движения жидкости введем понятия траектории, линии тока и элементарной струйки.

Траектория – линия, по которой движется некоторая частица жидкости.

Линия тока – линия, проходящая через такие частицы жидкости, векторы скорости которых в данный момент времени направлены по касательной к этой линии (рисунок 3.1).

В точках 1, 2, 3 и т.д. потока, взятых на расстоянии ΔS друг от друга, проведем векторы u_1, u_2, u_3 , показывающие значение и направление скоростей движения частиц жидкости в данный момент времени (рисунок 3.1). Получим ломаную линию 1–2–3 и т.д. Если уменьшить длину отрезков ΔS , то в пределе ломанная линия станет кривой, называемой **линией тока**.

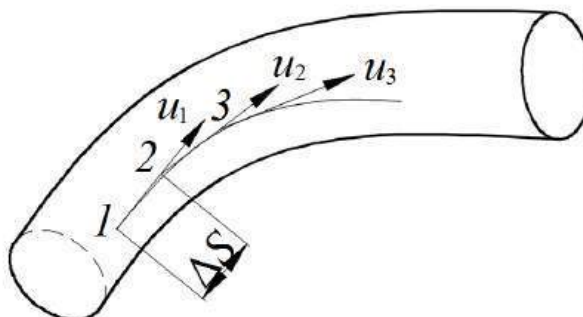


Рисунок 3.1 – Схематическое изображение линии тока в потоке

Необходимо различать траекторию движения частицы жидкости и линию тока. *Траектория* относится лишь к одной определенной частице и представляет собой линию, описанную последовательным положением этой частицы с течением времени.

Линия тока связывает между собой различные лежащие на ней частицы и характеризует направление их движения в данный момент времени.

При установившемся движении траектория совпадает с линией тока.

Если в движущейся жидкости выделить бесконечно малый замкнутый контур K и через все его точки провести линии тока, соответствующие данному моменту времени, то образуется поверхность, называемая **трубкой тока** (рисунок 3.2). Протекающая внутри ее жидкость называется **элементарной струйкой**, обладающая следующими свойствами:

- при установившемся движении струйка не меняет своей формы и ориентации в пространстве, так как трубка тока, образованная линиями тока, не изменяется;
- ни одна частица жидкости не может проникнуть внутрь струйки или выйти наружу через трубку тока. Действительно, в любой точке боковой поверхности струйки, т.е. трубки тока, векторы скорости направлены по касательным, а нормальные к этой поверхности составляющие скорости отсутствуют;
- ввиду малости поперечного сечения струйки скорости во всех точках этого сечения можно считать одинаковыми.

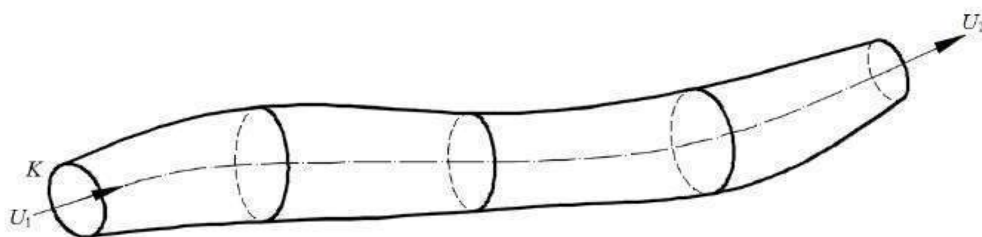


Рисунок 3.2 – Элементарная струйка

Совокупность элементарных струек, проходящей через площадку достаточно больших размеров, называется **потокom жидкости**. Скорости движения отдельных струек, из которых складывается поток, могут быть различны, поэтому соседние струйки в потоке жидкости могут скользить одна по другой, нигде не перемешиваясь друг с другом.

Потоки по характеру движения могут быть разделены на три группы:

1. напорные;
2. безнапорные;
3. струи.

Напорный поток полностью ограничен со всех сторон твердыми стенками и не имеет свободной поверхности. Движение жидкости в таком потоке происходит под действием давления, сообщаемого каким-либо внешним источником (напорным резервуаром, насосом и пр.). *Примером напорного движения* является движение воды в водопроводной трубе.

Безнапорным называется поток со свободной поверхностью, в котором жидкость перемещается только под действием силы тяжести. *Примером безнапорного движения* является движение воды в реках и каналах.

Струи представляют собой потоки, ограниченные со всех сторон жидкой или газообразной средой. В этом случае движение жидкости происходит по инерции под влиянием начальной скорости, созданной давлением или силой тяжести.

Для характеристики размеров и формы поперечного сечения потока используются **гидравлические элементы потока**: живое сечение, смоченный периметр, гидравлический радиус и эквивалентный диаметр.

Живым сечением потока ω [м²] называют поперечное сечение потока, перпендикулярное его направлению.

Смоченным периметром χ [м] называют часть периметра живого сечения потока, соприкасающегося с твердыми стенками канала или трубы.

Гидравлическим радиусом R [м] называют отношение площади живого сечения потока к смоченному периметру.

$$R = \frac{\omega}{\chi}$$

Гидравлический радиус измеряют в единицах длины.

При гидравлических расчетах систем отопления и вентиляции широко используется понятие **эквивалентного диаметра**, который равен четырем гидравлическим радиусам, т.е.

$$d_э = 4R = 4 \frac{\omega}{\chi}$$

Равномерным называют такое установившееся движение жидкости, при котором живые сечения и средняя скорость потока не меняются по его длине. *Примером равномерного движения* служит движение жидкости в цилиндрической трубе или канале неизменного сечения и постоянной глубины.

Неравномерным называют такое установившееся движение жидкости, при котором живые сечения и средние скорости потока изменяются по его длине. *Примером неравномерного движения* служит движение жидкости в конической трубе, в естественном русле, на перепаде.

При равномерном движении линии тока представляют собой систему прямых параллельных линий. Такое движение называется также **плавноизменяющимся параллельноструйным**. При движении жидкости в естественных руслах живое сечение обычно непрерывно изменяется вдоль потока как по форме, так и по площади, и движение жидкости является **установившимся неравномерным**. Для облегчения изучения такого движения в гидравлике введено понятие **плавно изменяющегося движения**, при котором линии тока имеют минимальную кривизну и параллельны друг другу.

3.2 Расход. Уравнение расхода

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

Это количество можно измерить в единицах объема, в весовых или в единицах массы, в связи с этим различают объемный Q , весовой G , массовый M расходы.

Объемный расход:

$$Q = \frac{W}{t}, \text{ м}^3/\text{с}$$

Весовой расход:

$$G = \rho g Q, \text{ Н/с}$$

Массовый расход:

$$M = \rho Q, \text{ кг/с}$$

В МЖГ (гидравлике) приходится иметь дело, главным образом, с объемным расходом жидкости, который определяется следующим образом.

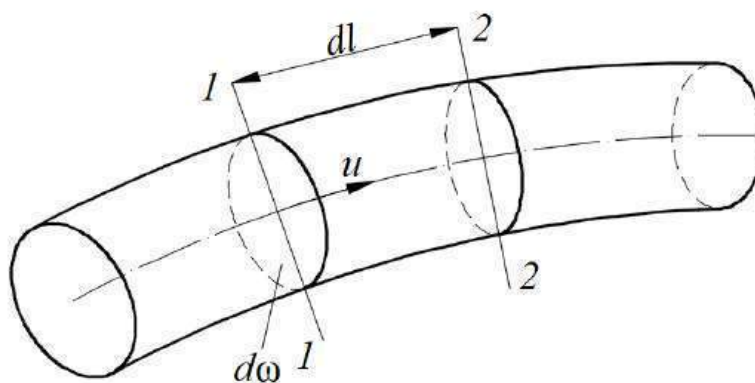


Рисунок 3.3 – Схема к определению расхода элементарной струйки

Рассмотрим элементарную струйку с бесконечно малыми поперечными сечениями $d\omega$ и одинаковой для всех точек сечения скоростью движения жидкости u (рисунок 3.3). За время dt частицы жидкости, находящиеся в сечении 1–1, переместятся вдоль элементарной струйки в сечение 2–2 на расстоянии dl :

$$dl = u \cdot dt$$

Следующие за ним частицы заполняют все освобождаемое пространство, и поэтому за время dt через сечение струйки 1–1 пройдет объем жидкости dW :

$$dW = d\omega \cdot dl = d\omega \cdot u \cdot dt$$

Разделив обе части уравнения на dt , получаем следующее выражение

$$\frac{dW}{dt} = d\omega \cdot u$$

где $dW/dt = dQ$ – объемный расход элементарной струйки.
Следовательно,

$$dQ = d\omega \cdot u \quad (3.1)$$

т.е. *объемный расход элементарной струйки равен произведению площади ее поперечного сечения на скорость в этом сечении.*

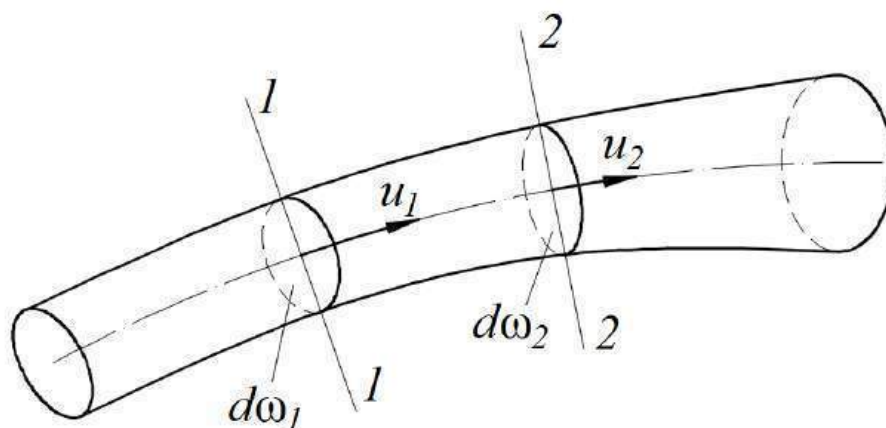


Рисунок 3.4 – Схема к выводу уравнения неразрывности для элементарной струйки

Рассматривая два сечения 1–1 и 2–2, элементарной струйки несжимаемой жидкости (рисунок 3.4) и обозначив соответствующие площади через $d\omega_1$ и $d\omega_2$, скорости движения через u_1 и u_2 и расходы элементарной струйки через dQ_1 и dQ_2 , на основании зависимости (3.1) можно записать:

$$\begin{aligned} dQ_1 &= u_1 \cdot d\omega_1 \\ dQ_2 &= u_2 \cdot d\omega_2 \end{aligned}$$

При установившемся движении в элементарной струйке расход $dQ = const$, поэтому $dQ_1 = dQ_2$. Докажем это утверждение

Действительно, если $dQ_1 < dQ_2$, то в объеме элементарной струйки через сечение 1–1 входит жидкости меньше, чем из него выходит, т.е. происходит опорожнение объема элементарной струйки между сечениями 1–1 и 2–2. Следовательно, по истечении некоторого промежутка времени, в элементарной струйке между сечениями 1–1 и 2–2 может образоваться пустота, что невозможно по условию сплошности. Если же $dQ_1 > dQ_2$, то в объеме элементарной струйки между сечениями 1–1 и 2–2 должно происходить накопление жидкости, что невозможно, так как жидкость несжимаема. Следовательно, $dQ_1 = dQ_2$.

Учитывая, что сечения 1–1 и 2–2 были взяты произвольно, такие же соотношения можно составить для любых других сечений, т.е. в более общем виде можно написать

$$dQ_1 = dQ_2 = \dots = dQ_n = dQ = const$$

или

$$u_1 \cdot d\omega_1 = u_2 \cdot d\omega_2 = \dots = u_n \cdot d\omega_n = u \cdot d\omega = \text{const} \quad (3.2)$$

Это уравнение называется **уравнением неразрывности (сплошности) для элементарной струйки**. Оно показывает, что при установившемся движении элементарный объемный расход несжимаемой жидкости есть величина постоянная вдоль всей струйки.

Представим себе поток в виде совокупности элементарных струек. Кинематическая структура потока сложна. В каждый момент времени в различных точках потока скорости имеют различное значение и направление. Например, в каналах и реках скорости течения у берегов меньше, чем на середине канала, а у поверхности воды они больше, чем у дна. Иначе говоря, в потоке скорости распределяются неравномерно. На рисунке 3.5 приведен пример распределения местных скоростей в цилиндрической трубе.

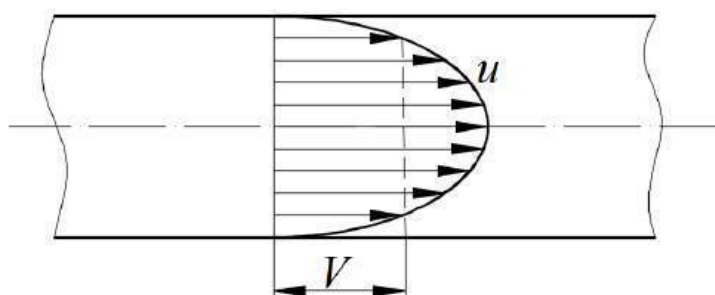


Рисунок 3.5 – Схема к определению средней скорости потока в цилиндрической трубе

Объемный расход жидкости для потока, можно получить интегрированием уравнения (3.1) по площади ω :

$$Q = \int_{\omega} dQ = \int_{\omega} u \cdot d\omega \quad (3.3)$$

где u – **местная скорость**, т.е. скорость в любой точке потока жидкости.

Разделив это выражение на ω и введя обозначение $V = Q/\omega$, получим значение средней скорости потока:

$$V = \frac{\int_{\omega} u \cdot d\omega}{\omega} \quad (3.4)$$

Из формул (3.3) и (3.4) видно, что **средняя скорость потока** – это такая фиктивная скорость, с которой должны двигаться частицы жидкости через живое сечение ω , чтобы сохранился расход Q , соответствующий действительному распределению скоростей в живом сечении, или средней скоростью потока называется отношение объемного расхода к площади живого сечения. Если известны V и ω , то

$$Q = V \cdot \omega \quad (3.5)$$

Это уравнение называется **уравнением расхода для потока жидкости**.

При установившемся движении расход воды по длине потока не меняется, но средние скорости и площади живых сечений могут меняться, например, при сужении или расширении потока. Поэтому для двух смежных живых сечений потока жидкости можно написать:

$$V_1 \cdot \omega_1 = V_2 \cdot \omega_2 \quad (3.6)$$

Это уравнение называют **гидравлическим уравнением неразрывности (сплошности) для потока жидкости**.

Из уравнения (3.6) следует, что

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

Т.е. *средние скорости в поперечных сечениях потока обратно пропорциональны площадям сечений*. Если площадь поперечного сечения потока уменьшается, то средняя скорость увеличивается и наоборот.

Очевидно, что уравнение неразрывности является частным случаем общего закона сохранения вещества. Следует отметить, что уравнение (3.6) справедливо только для несжимаемой жидкости.

3.3 Дифференциальные уравнения движения идеальной жидкости

Одной из основных задач гидродинамики является определение величин гидромеханического давления, возникающего внутри движущейся жидкости, а также скоростей ее движения. Для решения этой задачи необходимо составить уравнения движения жидкости, связывающие между собой скорости и ускорения с силами, действующими на движущиеся частицы жидкости.

Рассмотрим движения элементарного тела, выделенного в потоке идеальной жидкости.

Это дает возможность при выводе уравнений движения не учитывать действие сил трения и считать, что массовые силы и силы давления, являющиеся причиной движения, определяются из уравнений и формул гидростатики.

Выделим в потоке идеальной жидкости элементарный параллелепипед с ребрами dx , dy , dz , параллельным координатным осям (рисунок 3.6). На массу жидкости в объеме параллелепипеда, равную $\rho dx dy dz$, действуют массовые силы, пропорциональные ее массе, и поверхностные силы давления окружающей жидкости, равномерно распределенные по граням параллелепипеда, направленные по внутренним нормальям к граням и пропорциональные площадям соответствующих граней, а также силы инерции.

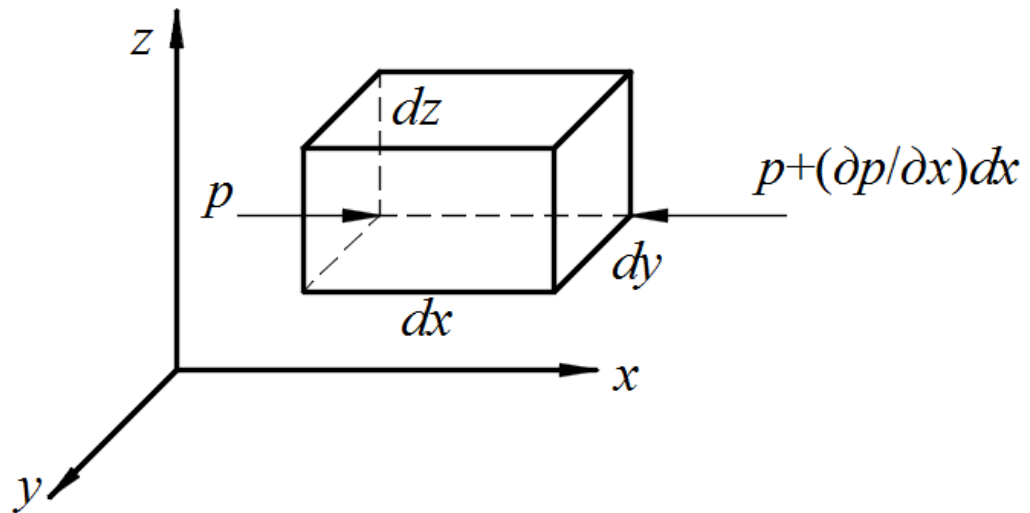


Рисунок 3.6 – Схема для вывода дифференциальных уравнений идеальной жидкости

Составим уравнение движения выделенной массы в проекциях на координатные оси.

Обозначим через p давление в произвольной точке с координатами x, y, z на левой вертикальной грани. Тогда на правой грани давление будет равно $p + \frac{\partial p}{\partial x} dx$. Разность сил давления, действующих на параллелепипед с двух сторон, составит

$$-\frac{\partial p}{\partial x} dxdydz$$

Массовые силы, спроектированные на оси координат, будут иметь вид $X\rho dxdydz, Y\rho dxdydz, Z\rho dxdydz$ (см. уравнение равновесия жидкости).

Скорость движения отдельной частицы жидкости обозначим через u , а ее компоненты – через u_x, u_y, u_z . Тогда проекции ускорения, с которым движется выделенный элементарный объем, будут равны $du_x/dt, du_y/dt$ и du_z/dt , а силы инерции, которые необходимо ввести в уравнения по принципу Д’Аламбера, определяются как произведения этих ускорений на массу параллелепипеда.

Исходя из вышеизложенного уравнение движение выделенного элементарного объема идеальной жидкости в проекциях на координатные оси будут иметь вид

$$\begin{aligned}\rho dxdydz \frac{du_x}{dt} &= X\rho dxdydz - \frac{\partial p}{\partial x} dxdydz \\ \rho dxdydz \frac{du_y}{dt} &= Y\rho dxdydz - \frac{\partial p}{\partial y} dxdydz \\ \rho dxdydz \frac{du_z}{dt} &= Z\rho dxdydz - \frac{\partial p}{\partial z} dxdydz\end{aligned}$$

Разделив эти уравнение почленно на элементарную массу $\rho dxdydz$, получим систему уравнений движения идеальной жидкости:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{du_x}{dt} = X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{du_y}{dt} = Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \\ \frac{du_z}{dt} = Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \end{array} \right. \quad (3.7)$$

Эти дифференциальные уравнения были впервые получены действительным членом Петербургской Академии наук Л. Эйлером в 1755 г. и носят название **уравнений Эйлера**.

3.4 Уравнения Бернулли для элементарной струйки жидкости

Выведем уравнение Д. Бернулли при установившемся движении элементарной струйки жидкости, находящейся под действием массовых и поверхностных сил.

3.4.1 Уравнение Бернулли для струйки невязкой жидкости

Это уравнение получим путем интегрирования системы уравнений (3.7). Умножим каждое из уравнений (3.7) на соответствующие проекции элементарного перемещения, равные $dx = u_x dt$, $dy = u_y dt$, $dz = u_z dt$. Далее просуммируем три уравнения и произведем некоторые преобразования:

$$Xdx + Ydy + Zdz - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) = u_x du_x + u_y du_y + u_z du_z \quad (3.8)$$

Учитывая, что выражение в скобках является полным дифференциалом давления $\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = dp$, а также, что

$$\begin{aligned} u_x du_x &= d\left(\frac{u_x^2}{2}\right) \\ u_y du_y &= d\left(\frac{u_y^2}{2}\right) \\ u_z du_z &= d\left(\frac{u_z^2}{2}\right) \\ d(u_x^2 + u_y^2 + u_z^2) &= d(u^2) \end{aligned}$$

Уравнение (3.8) можно записать в следующем виде:

$$Xdx + Ydy + Zdz = \frac{1}{\rho} dp + d\left(\frac{u^2}{2}\right) \quad (3.9)$$

или

$$dU = \frac{1}{\rho} dp + d\left(\frac{u^2}{2}\right)$$

где U – силовая функция.

Интегрирование этого уравнения выполним для частного случая установившегося движения идеальной жидкости, когда на жидкость действует одна массовая сила – сила тяжести. В этом случае проекции ускорения действия сил тяжести будет равна

$$X = 0; \quad Y = 0; \quad Z = -g.$$

Подставляя эти значения в уравнение (3.9) получим

$$g dz + \frac{dp}{\rho} + d\left(\frac{u^2}{2}\right) = 0$$

разделив на g

$$dz + \frac{dp}{\rho g} + d\left(\frac{u^2}{2g}\right) = 0$$

Так как для несжимаемой жидкости $\rho = \text{const}$, предыдущее уравнение можно переписать в виде

$$d\left(z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g}\right) = 0$$

После интегрирования получим ***уравнения Бернулли для произвольно выбранного сечения элементарной струйки идеальной жидкости***

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} = \text{const} \quad (3.10)$$

Поскольку уравнение (3.10) справедливо для любого сечения элементарной струйки, запишем его для двух смежных сечений:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} \quad (3.11)$$

Анализ уравнения показывает, что оно выражает собой закон сохранения и превращения энергии при движении жидкости.

3.4.2 Уравнение Бернулли для струйки вязкой жидкости

При движении вязкой (реальной) жидкости часть механической энергии затрачивается на преодоления сопротивления движению, вызываемое трением в жидкости и силами сцепления жидкости с твердыми стенками. В результате жидкость, придя из первого сечения во второе будет обладать меньшим запасом механической энергии по сравнению с первым сечением. Это выражается следующим неравенством:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} > z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g}$$

В уравнении Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости затраченная часть энергии учитывается дополнительным слагаемым $h_{\text{тр}}$, представляющим собой потерю удельной механической энергии элементарной струйки реальной жидкости при движении между двумя смежными сечениями 1–1 и 2–2. Поэтому для струйки принимает вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_{\text{тр}} \quad (3.12)$$

Затраченная часть механической энергии на сопротивление движению переходит в тепловую энергию, которая рассеивается в окружающем пространстве. Этот процесс называется **диссипацией энергии**.

3.4.3 Геометрический и физический (энергетический) смысл уравнения Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости

Поскольку все слагаемые уравнений (3.11 и (3.12) имеют линейную размерность, они могут быть легко проиллюстрированы геометрически. Изобразим элементарную струйку и выделим в ней два сечения (рисунок 3.7). Ось трубки является линией тока и траекторией при установившемся движении.

На полученной схеме отложим по вертикали все слагаемые уравнения Бернулли (3.12) относительно произвольно выбранной плоскости сравнения 0–0 и рассмотрим геометрический и энергетический смысл уравнения.

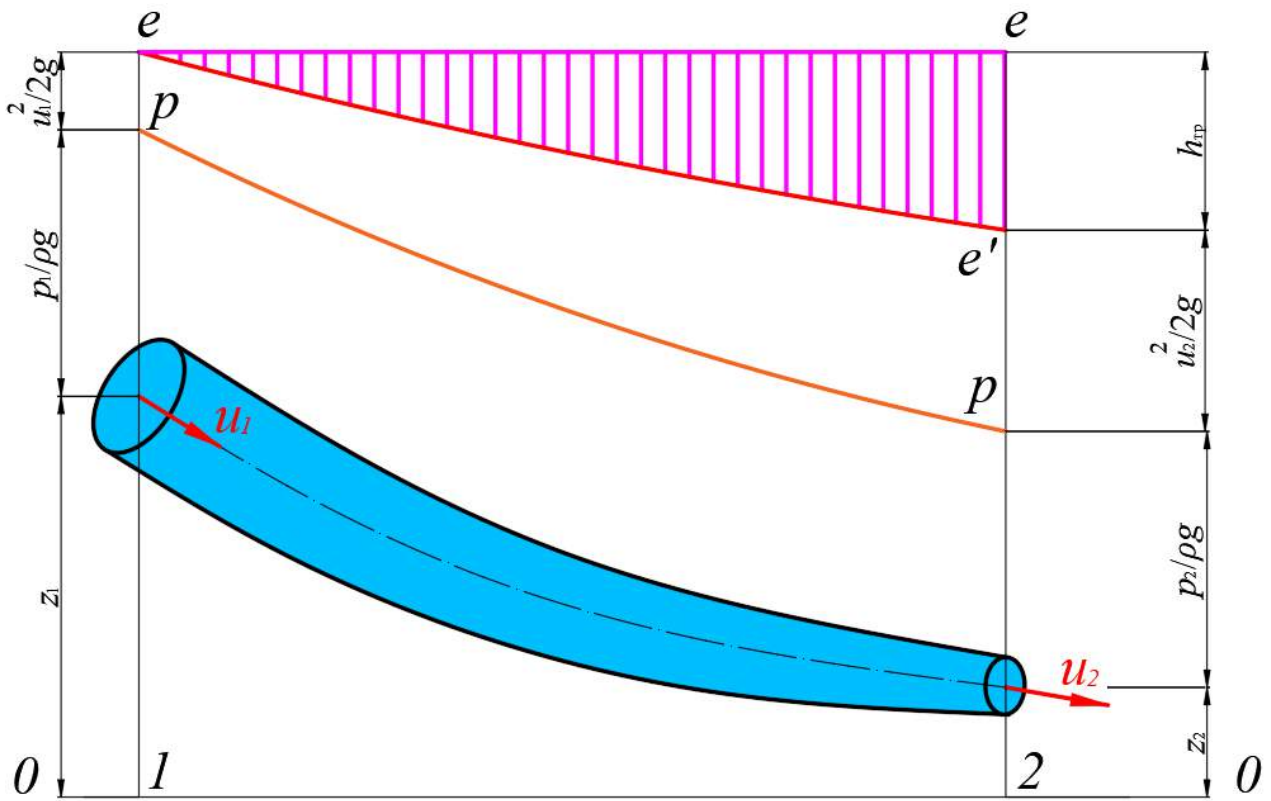
Геометрический смысл уравнения Бернулли. Все члены уравнения Бернулли имеют линейную размерность (м) и называются:

z – геометрическая высота или *геометрические напор*;

$\frac{p}{\rho g}$ – пьезометрическая высота или *пьезометрический напор*;

$z + \frac{p}{\rho g}$ – потенциальная высота или *потенциальный напор (гидростатический напор)*;

Линию, характеризующую изменение потенциального напора по длине струйки, называют **пьезометрической линией** (линия p – p).



$p-p$ – пьезометрическая линия; $e-e$ – линия полного напора для идеальной жидкости;
 $e-e'$ – линия полного напора для реальной жидкости

Рисунок 3.7 – Геометрическая и энергетическая интерпретация уравнения Бернулли для струйки вязкой жидкости

$\frac{u^2}{2g}$ – скоростная высота или *скоростной напор* (гидродинамический напор);

сумма трех слагаемых $z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} = h$ называется *полным напором* (гидромеханическим напором).

Линия, соединяющая точки полного напора, называется **напорной линией** (рисунок 3.7, линия $e-e$).

$h_{тр} = h_1 - h_2$ – потери полного напора (гидромеханического) при движении элементарной струйки.

Энергетический смысл уравнения Бернулли удобно рассматривать в форме удельной энергии, т.е. энергии, отнесенной к единице веса.

$$e = \frac{E}{G} = \frac{E}{\rho g Q}$$

где E – полная удельная энергия;

G – вес жидкости.

Рассмотрим члены уравнения Бернулли (3.12) как различные формы механической энергии:

z – **удельная потенциальная энергия положения**, так как частица жидкости весом ΔG , находясь на высоте z , обладает потенциальной энергией положения равной $\Delta G \cdot z$, а на единицу веса приходится энергия $\frac{\Delta G z}{\Delta G} = z$;

$\frac{p}{\rho g}$ – **удельная потенциальная энергия давления** движущейся элементарной струйки жидкости, так как частица жидкости весом ΔG при давлении p может подняться на высоту $\frac{p}{\rho g}$ и приобрести потенциальную энергию положения $\frac{\Delta G p}{\rho g}$, а на единицу веса приходится потенциальная энергия $\frac{\Delta G p}{\Delta G \rho g} = \frac{p}{\rho g}$;

$z + \frac{p}{\rho g} = e_{\Pi}$ – **удельная потенциальная энергия** элементарной струйки жидкости в произвольно выбранном сечении;

$\frac{u^2}{2g}$ – **удельная кинетическая энергия элементарной струйки жидкости**, так как для той же частицы жидкости весом ΔG кинетическая энергия, отнесенная к единице веса, будет равна

$$\frac{\Delta G u^2}{\Delta G 2g} = \frac{u^2}{2g} = e_k$$

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} = e - \text{полная удельная энергия элементарной струйки.}$$

$h_{\text{тр}} = e_1 - e_2$ – потеря полной удельной энергии элементарной струйки жидкости, т.е. полная удельная энергия струйки вязкой жидкости убывает по длине струйки, затрачиваясь на преодоление гидравлических сопротивлений (рисунок 3.7).

3.5 Уравнение Бернулли для потока вязкой жидкости

Учитывая, что поток жидкости – это совокупность элементарных струек, уравнение Бернулли для потока жидкости получим путем интегрирования уравнения Бернулли для элементарной струйки по площади живого сечения:

$$E = \int_{\omega} e$$

Удельная энергия частицы жидкости $e = e_{\Pi} + e_k$, где e_{Π} – удельная потенциальная энергия частицы; e_k – удельная кинетическая энергия частицы. Запишем энергию элементарной струйки в единицу времени, т.е. ее мощность (Дж/с = Вт).

$$(e_{\Pi} + e_k) \rho g dQ = \left(z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} \right) \rho g u d\omega$$

Тогда, полная удельная энергия потока жидкости будет равна $E = E_{\text{п}} + E_{\text{к}}$, где $E_{\text{п}}$ – удельная потенциальная энергия потока, $E_{\text{к}}$ – удельная кинетическая энергия потока.

Выражение для мощности потока получим сложением мощностей элементарных струек, т.е. проинтегрируем по площади ω выражение для мощности элементарных струек:

$$\int_{\omega} \left(z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} \right) \rho g u d\omega = \int_{\omega} \left(z + \frac{p}{\rho g} \right) \rho g u d\omega + \int_{\omega} \frac{u^3}{2g} \rho g d\omega$$

При плавно изменяющемся движении $z + \frac{p}{\rho g} = \text{const}$ можно вынести за знак интеграла. Поскольку последнее выражение перепишем в виде

$$\left(z + \frac{p}{\rho g} \right) \rho g \int_{\omega} u d\omega + \frac{\rho g}{2g} \int_{\omega} u^3 d\omega = \left(z + \frac{p}{\rho g} \right) \rho g Q + \frac{\rho}{2} \int_{\omega} u^3 d\omega$$

Чтобы перейти от мощности потока к его удельной энергии, необходимо последнее выражение разделить на весовой расход потока $\rho g Q$. В результате получим:

$$E = E_{\text{п}} + E_{\text{к}} = \left(z + \frac{p}{\rho g} \right) + \frac{\rho}{2\rho g Q} \int_{\omega} u^3 d\omega$$

Преобразуем выражение, стоящее перед интегралом, с учетом того, что $Q = V\omega$, а также третье слагаемое уравнения разделим и умножим на V^2 . В результате запишем уравнение в следующем виде:

$$E = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2gV^3\omega} \int_{\omega} u^3 d\omega$$

В этом уравнении введем следующее обозначение:

$$\alpha = \frac{\int_{\omega} u^3 d\omega}{V^3\omega} \quad (3.13)$$

и перепишем уравнение в следующем виде

$$E = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g} \quad (3.14)$$

где α – безразмерный коэффициент (коэффициент Кориолиса), учитывающий неравномерность распределения скоростей и равный отношению кинетической энергии в сечении потока, вычисленной по действительным скоростям u , к кинетической энергии в том же сечении, вычисленной по средней скорости V .

С учетом формулы (3.14) **уравнение энергии для потока вязкой жидкости, называемое уравнением Бернулли**, для двух сечений примет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{\text{тр}} \quad (3.15)$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты Кориолиса соответственно в первом и втором сечениях;

$h_{\text{тр}}$ – суммарные потери полной удельной энергии на гидравлические сопротивления движению.

Члены этого уравнения имеют тот же геометрический и энергетический смысл, что и члены уравнения Бернулли для струйки реальной жидкости.

Графически это уравнение можно представить в виде диаграммы (рисунок 3.8)

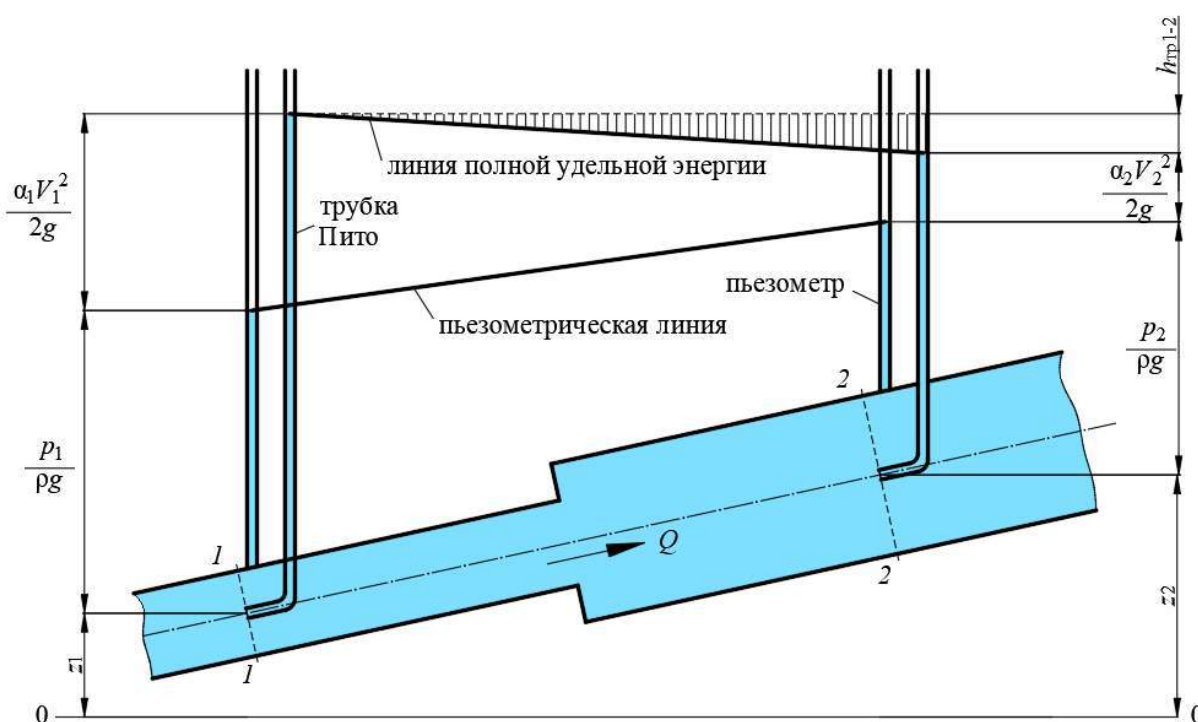


Рисунок 3.8 – Схема к выводу уравнения Бернулли для реальной жидкости

На рисунке 3.8 в двух смежных сечениях потока установлены пьезометры и скоростные трубки.

Соединив уровни жидкости в пьезометрах, получим *пьезометрическую линию*, или *линию потенциальной удельной энергии*. Она находится на расстоянии $z + \frac{p}{\rho g}$ от плоскости сравнения.

Изменение удельной потенциальной энергии жидкости вдоль потока, приходящееся на единицу его длины называется **пъезометрическим уклоном I** , т.е.

$$I = \frac{\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right)}{l}$$

Пъезометрический уклон может как убывать, так и возрастать, т.е. быть, как положительным, так и отрицательным.

Соединяя уровни жидкости в скоростных трубках, получим *напорную линию* или *линию полной удельной энергии*.

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g} = H$$

Падение напорной линии на единицу длины называется **гидравлическим уклоном I_e** и характеризует потери напора на единицу длины

$$I_e = \frac{H_1 - H_2}{l} = \frac{h_{\text{тр}}}{l}$$

Гидравлический же уклон всегда положителен.

При равномерном движении жидкости, когда скорость по длине потока не изменяется, не меняется и скоростная высота $\frac{\alpha V^2}{2g}$ вдоль потока. Поэтому пъезометрическая и линия полной удельной энергии параллельны, а пъезометрический уклон равен гидравлическому.

В заключении следует отметить, что для *идеальной жидкости уравнение Бернулли представляет собой закон сохранения механической энергии*, то для **потока реальной жидкости оно является уравнением баланса энергий с учетом потерь**. Энергия, теряемая жидкостью на рассматриваемом участке течения, разумеется, не исчезает бесследно, а лишь превращается в другую форму – тепловую. Так как удельная теплоемкость жидкостей обычно велика по сравнению с потерями удельной энергии, а также ввиду того, что тепловая энергия непрерывно рассеивается, повышение температуры часто бывает практически незаметным. Это процесс преобразования механической энергии в тепловую является необратимым, т.е. таким, обратное течение которого (превращение тепловой энергии в механическую) невозможно.

3.6 Практическое применение уравнения Д. Бернулли

Уравнение Бернулли используется во многих случаях расчета движения жидкости в трубах, каналах и других сооружениях. На закономерностях, полученных из уравнения Бернулли, основан принцип действия ряда гидравлических приборов.

Расходомер Вентури представляет собой устройство, устанавливаемое на трубопроводах для измерения расхода протекающей жидкости (рисунок 3.9). **Он**

состоит из двух участков – плавно сужающегося (конфузора) и постепенно расширяющегося (диффузора) и цилиндрической вставкой между ними. В суженном месте расходомера скорость потока возрастает, а давление в соответствии с уравнением Бернулли падает.

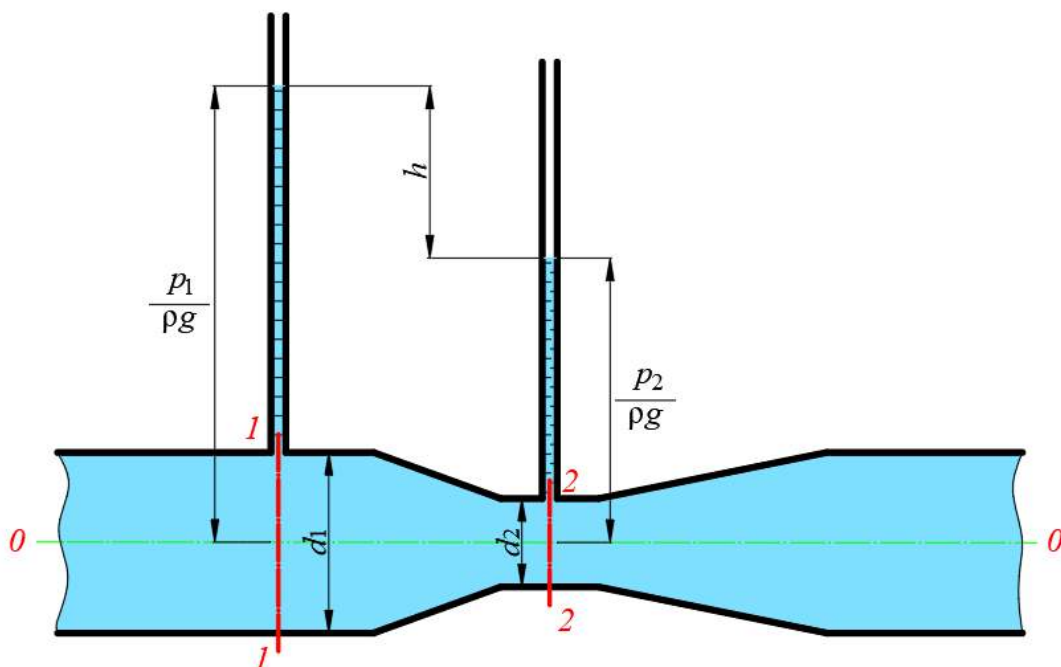


Рисунок 3.9 – Схема расходомера Вентури

Получим зависимость между расходом Q и разностью давлений h с помощью уравнения Бернулли и уравнения расхода. Чем больше разность показаний пьезометров, тем больше расход жидкости Q , протекающей по трубе.

Для доказательства этого составим уравнение Бернулли сечений 1–1 и 2–2 относительно плоскости сравнения 0–0 по оси трубы, т.е. $z_1 = z_2 = 0$. Считая распределение скоростей в выбранных сечениях равномерным ($\alpha_1 = \alpha_2 = 1$) и пренебрегая потерями напора с сужением, т.е. принимая $h_{тр} = 0$, записывают уравнение Бернулли (3.12) в виде:

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

или

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

Но из рисунка 3.9 видно, что

$$\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = h$$

поэтому

$$h = \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g} \quad (3.16)$$

Используя уравнение постоянства расхода

$$Q = V_1 \cdot \omega_1 = V_2 \cdot \omega_2$$

Выражают скорость V_1 через V_2 :

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

Подставляя V_2 в уравнение (3.16), получают

$$h = \frac{V_1^2}{2g} \left[\left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 - 1 \right]$$

Отсюда средняя скорость в сечении 1–1

$$V_1 = \sqrt{\frac{2gh}{\left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 - 1}}$$

Тогда искомый расход жидкости

$$Q = V_1 \cdot \omega_1 = \omega_1 \sqrt{\frac{2gh}{\left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 - 1}}$$

Введем обозначение

$$A = \omega_1 \sqrt{\frac{2g}{\left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 - 1}}$$

где A — постоянная величина для данного расходомера (константа расходомера).

Тогда

$$Q = A\sqrt{h} \quad (3.17)$$

При выводе формулы (3.17) не были учтены потери напора на трение и влияние скоростей. Определенный таким образом расход жидкости является **теоретическим расходом**. Поэтому вычисленный расход будет несколько завышен по сравнению с действительным.

Формулу для **действительного расхода жидкости**, протекающей через расходомер Вентури, можно записать в таком виде:

$$Q = \mu A\sqrt{h}$$

где μ – коэффициент расхода расходомера, зависящий от его размера, скорости движения и вязкости жидкости и равный для новых приборов 0,985, а для бывших в употреблении – 0,98; зависит от размера трубы, материала и определяется тарировкой расходомера.

Это коэффициент для каждого расходомера устанавливается путем тарирования, т.е. на основании ряда сравнительных измерений расходов при различных скоростях движения жидкости данным расходомером или другим способом (объемным или массовым).

На практике расход жидкости определяют с помощью расходомера Вентури по так называемым тарировочным кривым, полученным опытным путем и дающим для данного прибора непосредственную зависимость между $\sqrt{h}$ и измеряемым расходом жидкости Q .

В качестве второго примера практического применения уравнения Бернулли можно назвать **трубку полного напора (трубку Пито)** (рисунок 3.10). Трубка Пито служит для измерения скорости. Эта трубка погружается в поток жидкости изогнутым концом на встречу течению и работает в комплексе с обыкновенным пьезометром 1. При набегании потока на отверстие трубки Пито, жидкость в ней поднимается выше, чем в пьезометре на высоту равную скоростному напору. Объясняется это тем, что скорость u частиц жидкости, попадающих в отверстие трубки, уменьшается до нуля, а давление, следовательно, увеличивается на величину скоростного напора.

Для доказательства этого используется уравнение Бернулли для элементарной струйки, так как гидромеханическая трубка измеряет местную скорость в точке, в которой она установлена. Так как в трубке Пито жидкость не движется, то потери напора $h_{тр}$ в уравнении Бернулли учитывать не следует:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g}$$

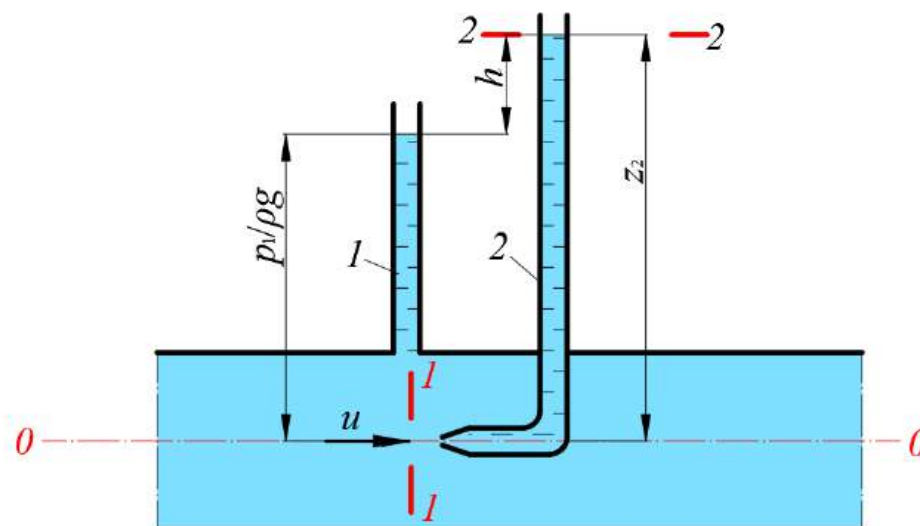


Рисунок 3.10 – Схема трубки Пито

В данном случае $z_1 = 0$, $u_1 = u$, $p_2 = 0$ (имеется в виду манометрическое давление на поверхности жидкости в трубке), $u_2 = 0$.

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} = z_2$$

Отсюда

$$\frac{u^2}{2g} = z_2 - \frac{p_1}{\rho g} = h$$

Отсюда скорость движения жидкости

$$u = \sqrt{2gh} \quad (3.18)$$

Для удобства пользования обычно трубку Пито и пьезометр объединяют конструктивно в одном корпусе. Такую трубку называют Пито-Прандтля. Она выполняется небольшим диаметром и с обтекаемым носком, но и в этом случае она вносит некоторое возмущение в поток.

В связи с этим для **определения действительной скорости** с помощью трубки Пито необходимо в формулу (3.18) ввести поправочный коэффициент ϕ . Тогда получают

$$u = \phi \sqrt{2gh} \quad (3.19)$$

где ϕ – коэффициент, различный для различных конструкций трубки, определяется экспериментально путем тарирования трубки по другому прибору, принимаемому за эталон.

4 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

4.1 Физическая природа гидравлических сопротивлений

Сопротивления движению жидкости называют гидравлическими сопротивлениями. Природа гидравлических сопротивлений сложна, так как зависит от многих факторов. Важнейшие из них: кинематическая структура потока, распределение напряжений трения в потоке, конфигурация русла и состояние его поверхности (шероховатость). Большое влияние на гидравлические сопротивления оказывают режимы движения жидкости.

В зависимости от природы гидравлических сопротивлений их подразделяют на

1. *сопротивления по длине*, обусловленные работой сил трения;
2. *местные сопротивления*, обусловленные изменениями скорости потока

по величине и направлению, т.е. работой сил трения при деформации потока.

Сопротивления по длине вызываются силами трения внутри жидкости и между жидкостью и ограничивающими ее поверхностями. Трение обусловлено вязкостью жидкости и перемешиванием ее частиц.

К сопротивлениям по длине относятся участки труб и каналов с постоянным поперечным и живым сечениями.

Сопротивление движению потока, вызываемое изменением конфигурации потока, т.е. ее деформацией, нарушающей плавную изменяемость движения, называют **местными сопротивлениями**. К местным гидравлическим сопротивлениям относятся сужения или расширения русла, поворот (изгиб) потока, задвижки, вентили, краны, водомеры, фильтры, клапаны и пр.

В общем случае в потоке возникают оба вида гидравлических сопротивлений и как следствие потери напора (местные и по длине) при движении жидкости.

Общие потери напора при движении жидкости равны сумме потерь напора по длине и местных потерь:

$$h_{\text{тр}} = h_{\text{дл}} + h_{\text{м}}$$

Как уже указывалось выше, в результате действия сил сопротивления, часть механической энергии жидкости переходит в тепловую энергию, жидкость нагревается, а тепло с течением времени рассеивается, т.е. эта энергия безвозвратно теряется потоком.

4.2 Основное уравнение равномерного движения

Рассмотрим равномерное напорное движение жидкости в круглой трубе между сечениями 1–1 и 2–2 (рисунок 4.1). В этом случае наблюдаются только потери напора по длине (на трение). Спроецируем все силы, действующие на жидкость между сечениями 1–1 и 2–2 на направление движения. Сила инерции при равномерном движении равна нулю.

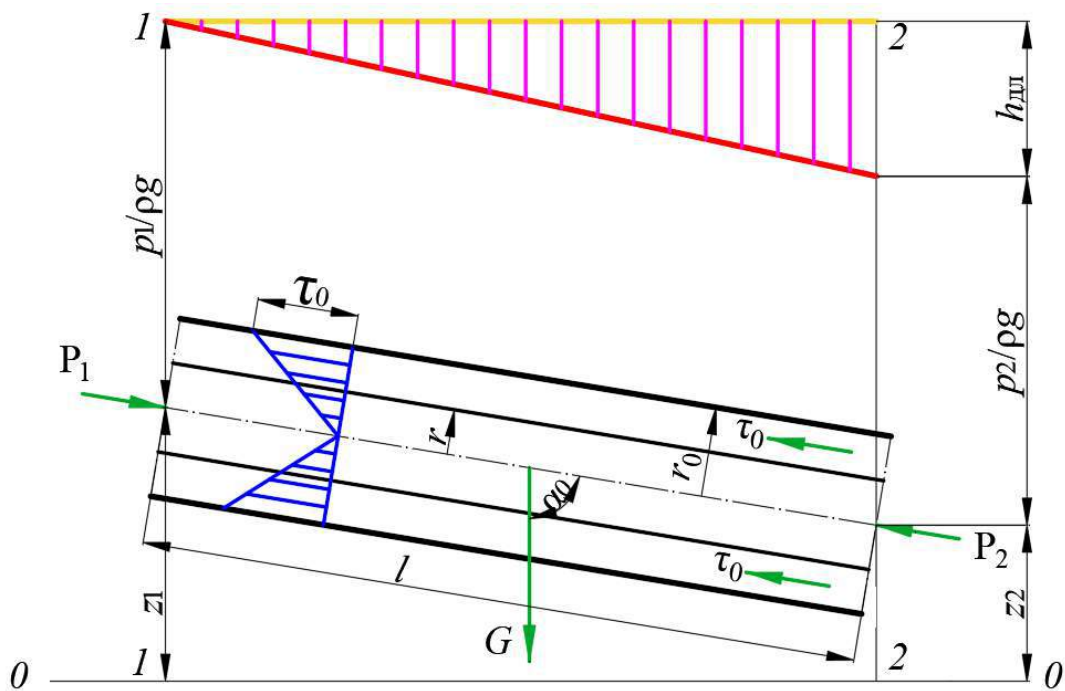


Рисунок 4.1 – Схема равномерного напорного движения жидкости

В результате получим:

$$P_1 - P_2 + G \cos \alpha_0 - T_0 = 0 \quad (4.1)$$

где P_1 и P_2 – силы гидромеханического давления, приложенные к сечениям 1 и 2, причем сила P_1 направлена по течению, а сила P_2 – против течения;

$$P_1 = p_1 \omega; \quad P_2 = p_2 \omega$$

$G \cos \alpha_0$ – проекция силы тяжести жидкости G на направление движения;

$G = \rho g \omega l$ – сила тяжести или вес жидкости, заключенной между сечениями 1–1 и 2–2;

α_0 – угол между направлением движения и направлением действия силы G ;

Значение $\cos \alpha_0$ может быть представлено в виде $\cos \alpha_0 = \frac{z_1 - z_2}{l}$

T_0 – сила трения между выделенным фрагментом массы жидкости в форме цилиндра радиусом r_0 и внутренней поверхностью трубы,

$$T_0 = \tau_0 \chi l$$

Сила трения направлена в сторону, противоположную направлению движению.

Сила трения подразделяются на силы внутреннего трения, проявляющиеся внутри рассматриваемого потока, и силы, возникающие на границе потока и его русла.

Формулу (4.1) перепишем в виде:

$$p_1 \omega - p_2 \omega + \rho g \omega l \frac{z_1 - z_2}{l} - \tau_0 \chi l = 0$$

где p_1 и p_2 – гидромеханические давления в сечениях 1 и 2;

ω – площадь живого сечения потока ($\omega_1 = \omega_2 = \omega$);

l – длина потока между сечениями 1 и 2;

z_1 и z_2 – расстояния от плоскости сравнения до центров сечений 1 и 2 (геометрические высоты);

τ_0 – напряжение трения у внутренней поверхности трубы;

χ – смоченный периметр, равный $2\pi r_0$.

Поделив выражение на произведение $\rho g \omega$, получим

$$\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} + (z_1 - z_2) - \frac{\tau_0 \chi l}{\rho g \omega} = 0$$

Учитывая, что $R = \omega/\chi$, последнюю формулу запишем, группируя члены уравнения с одинаковыми индексами:

$$\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right) = \frac{\tau_0 l}{\rho g R}$$

В левой части уравнения имеем разность пьезометрических напоров, равную потерянной удельной энергии $h_{\text{дл}}$, следовательно

$$h_{\text{дл}} = \frac{\tau_0 l}{\rho g R}$$

Так как $h_{\text{тр}}/l = I$, получим

$$\frac{\tau_0}{\rho g} = RI \quad (4.2)$$

Это уравнение называется **основным уравнением равномерного движения жидкости**. Оно показывает, что сила трения, отнесенная к единице веса жидкости, равна произведению гидравлического радиуса на гидравлический уклон потока.

Перепишем это уравнение для цилиндрической трубы, учитывая, что $R = \frac{d}{4} = \frac{r_0}{2}$, в результате получим

$$\frac{\tau_0}{\rho g} = \frac{d}{4} I \text{ или } \frac{\tau_0}{\rho g} = \frac{r_0}{2} I$$

Экспериментальным путем доказано, что потери напора (энергии) при движении жидкости существенным образом зависят от режимов движения жидкости. Поэтому далее более подробно рассмотрим существующие в природе режимы движения.

4.3 Режимы движения жидкости

Многочисленные эксперименты, проведенные английским физиком О. Рейнольдсом показывают, что возможны два режима движения жидкостей и газов:

1. ламинарный;
2. турбулентный.

Ламинарное движение (от латинского слова *lamina* – слой) характеризуется упорядоченным перемещением отдельных частиц без перемешивания и без пульсации скорости и давления.

Если в прямой трубе постоянного сечения протекает жидкость при ламинарном режиме движения, то все линии тока направлены параллельно оси трубы, т.е. прямолинейны, а поперечные перемещения жидкости в процессе ее течения отсутствуют. Пьезометр, присоединенный к трубе с установившимся ламинарным движением показывает неизменность давления (и скорости) во времени и отсутствие колебаний (пульсаций) давлений и скорости.

Турбулентное движение (от латинского слова *turbales* – хаос) характеризуется тем, что движение отдельных частиц происходит по сложным криволинейным траекториям, что приводит к интенсивному перемешиванию жидкости и хаотическому, неупорядоченному ее течению. При турбулентном режиме происходят пульсации скорости и давления в любой точке потока жидкости.

Предположение о существовании двух режимов движения жидкости было высказано русским ученым Д.И. Менделеевым еще в 1880 г. В 1883 г. это предположение было подтверждено экспериментально английским ученым О. Рейнольдсом.

Смена режимов движения конкретной жидкости в данной трубе происходит при определенной скорости потока, которую называют **критической скоростью** $V_{кр}$.

На основании своих опытов Рейнольдс установил, что критическая скорость прямо пропорциональна кинематической вязкости жидкости ν и обратно пропорциональна диаметру трубы d , т.е.

$$V_{кр} = k \frac{\nu}{d}$$

Безразмерный коэффициент пропорциональности k имеет универсальное значение, т.е. одинаков для всех жидкостей и газов, а также для любых диаметров труб. Это безразмерное число назвали **критическим числом Рейнольдса**, которое обозначается следующим образом:

$$Re_{кр} = \frac{V_{кр} d}{\nu}$$

Значение критического числа Рейнольдса зависит от условий входа в трубу, шероховатости ее стенок, отсутствия или наличия первоначальных возмущений в жидкости, конвекционных токов и др. При практических расчетах для круглых труб постоянного диаметра принимается $Re_{кр} = 2300$.

Расчетным путем режимы движения можно определить по числу Рейнольдса. Расчетная формула Re для круглой трубы:

$$Re = \frac{Vd}{\nu}$$

где V – средняя скорость жидкости;
 d – диаметр трубы;
 ν – кинематический коэффициент вязкости.

Число Рейнольдса можно выразить через динамический коэффициент вязкости, учитывая, что $\mu = \nu \cdot \rho$, т.е.

$$Re = \frac{\rho Vd}{\mu}$$

Таким образом, критерий Рейнольдса является гидродинамической характеристикой потока, по которому устанавливается режим движения.

При $Re < Re_{кр}$ имеет место **ламинарный режим**.

При $Re > Re_{кр}$ – **турбулентный режим**.

Число Рейнольдса является важной характеристикой движения жидкости. Оно определяет относительную роль сил инерции и сил трения в потоке жидкости. При малых числах Рейнольдса вязкость оказывает существенное влияние на поток в целом, сглаживая возникающие в нем мелкие пульсации скорости. При больших числах Рейнольдса преобладающее влияние оказывают силы инерции, действие которых приводит к передаче энергии от одного элемента потока к другому.

Для трубопроводов и каналов некруглого сечения число Рейнольдса определяется по отношению к гидравлическому радиусу по следующей формуле:

$$Re_R = \frac{VR}{\nu} = \frac{\rho VR}{\mu}$$

где V – средняя скорость жидкости;
 R – гидравлический радиус;
 ν – кинематический коэффициент вязкости;
 μ – динамический коэффициент вязкости.

Учитывая, что $R = d/4$, для критического числа Рейнольдса, выраженного через гидравлический радиус, можно получить:

$$Re_{Rкр} = 2300/4 = 575$$

Таким образом, если $Re_R < Re_{Rкр}$ – то **режим ламинарный**, если $Re_R > Re_{Rкр}$ – **турбулентный режим**.

В трубопроводах систем отопления, вентиляции, газо- и водоснабжения движение, как правило, является **турбулентным**, так как движущаяся среда (вода,

воздух, газ, пар) имеет малую вязкость. Ламинарный режим встречается значительно реже. Он наблюдается, например, при движении в трубах очень вязких жидкостей (масло, нефть, глицерин), при перемещении жидкостей в очень узких (капиллярных) трубках, в водоносных пластах.

4.4 Ламинарное движение жидкости. Распределение скоростей и потери напора при ламинарном режиме движение в трубах

Ламинарное движение является строго упорядоченным, слоистым движением без перемешивания частиц. Теория ламинарного движения жидкости основывается на законе трения Ньютона-Петрова, в соответствии с которым трение между слоями движущейся жидкости является единственным источником потерь энергии.

При ламинарном режиме движения имеет место значительная неравномерность распределения скоростей по сечению. У стенок трубы скорость равна нулю. По мере удаления слоя от стенки скорость движения увеличивается и достигает максимального значения на оси трубы.

Рассмотрим установившееся ламинарное движение жидкости в прямой круглой цилиндрической трубе с внутренним диаметром $d = 2r_0$. Труба расположена горизонтально. Выделим отрезок длиной l между сечениями 1–1 и 2–2 (рисунок 4.2).

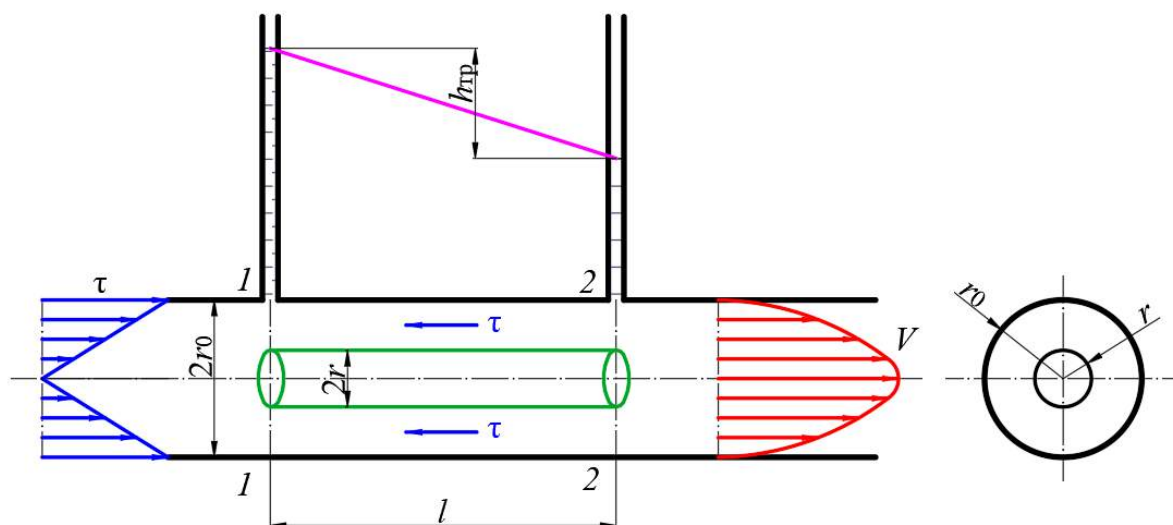


Рисунок 4.2 – К теории ламинарного движения жидкости в трубе

Запишем уравнение Бернулли для выбранных сечений:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{\text{дл}}$$

где z_1 и z_2 – расстояние от плоскости сравнения до центра тяжести живых сечений 1–1 и 2–2, $z_1 = z_2 = 0$;

p_1 и p_2 – давления в сечениях 1–1 и 2–2;

V_1 и V_2 – средняя скорость в сечениях 1–1 и 2–2, скорость движения жидкости будет постоянной, ввиду постоянства диаметра трубы, т.е. $V_1 = V_2$;

α_1 и α_2 – коэффициенты Кориолиса соответственно 1–1 и 2–2 сечениях будут неизменными вдоль потока, $\alpha_1 = \alpha_2$ при установившемся движении жидкости;

$h_{\text{дл}}$ – потеря напора на трение по длине.

После преобразования получим

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + h_{\text{дл}}$$

Отсюда

$$h_{\text{дл}} = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = \frac{\Delta p}{\rho g}$$

т.е. потери напора на трении по длине равны разности давлений или показаний пьезометров.

В потоке жидкости выделим цилиндрический объем радиусом r . Запишем уравнение равномерного движения выделенного объема жидкости в трубе (см. раздел 4.2):

$$P_1 - P_2 - F_{\text{тр}} = 0$$

Выразим рассматриваемые силы через давления и касательное напряжение τ :

$$p_1 \pi r^2 - p_2 \pi r^2 - 2 \pi r l \tau = 0$$

откуда

$$\tau = \frac{\Delta p r}{2l} \quad (4.3)$$

Из формулы (4.3) следует, что касательные напряжения в поперечном сечении трубы изменяются по линейному закону и являются функцией радиуса.

Эпюра касательных напряжений в круглой трубе для ламинарного режима движения показана на рисунке 4.2 слева.

Из **уравнения Петрова** выразим касательное напряжение τ через динамическую вязкость и поперечный градиент скорости жидкости в цилиндрической трубе:

$$\tau = -\mu \frac{du}{dr}$$

Знак «минус» обусловлен тем, что направление действия силы трения $F_{\text{тр}}$ не совпадает с направлением движения жидкости в трубе.

Подставляя значение τ в уравнение (4.3), получим

$$\frac{\Delta p r}{2l} = -\mu \frac{du}{dr}$$

Отсюда приращение скорости будет равно

$$du = -\frac{\Delta p r dr}{2\mu l}$$

Проинтегрировав полученное уравнение, найдем уравнение для определения местной скорости при ламинарном режиме движения

$$u = -\frac{\Delta p}{2\mu l} \frac{r^2}{2} + C$$

Постоянную интегрирования C найдем из граничного условия, что на стенке трубы при $r = r_0$, $u = 0$.

$$C = \frac{\Delta p r_0^2}{4\mu l}$$

В результате формула для определения местной скорости при ламинарном движении приобретет следующий вид

$$u = \frac{\Delta p (r_0^2 - r^2)}{4\mu l} \quad (4.4)$$

Выражение (4.4) является **законом распределения скоростей по сечению круглой трубы при ламинарном движении**. Анализ формулы (4.4) показывает, что кривая, изображающая эпюру скоростей при ламинарном режиме движения, является параболой второй степени.

Причем максимальная скорость имеет место в центре сечения (при $r = 0$) и равна

$$u_{max} = \frac{\Delta p r_0^2}{4\mu l} \quad (4.5)$$

Определим величину расхода жидкости при ламинарном режиме движения, используя уравнение расхода для элементарной струйки

$$dQ = u d\omega$$

где u есть функция радиуса, определяемая формулой (4.4), а элементарную площадь живого сечения $d\omega$ представляет из себя кольцо радиусом r и шириной dr , тогда

$$dQ = \frac{\Delta p(r_0^2 - r^2)2\pi r dr}{4\mu l}$$

После интегрирования по всей площади поперечного сечения, т.е. от $r = 0$ до $r = r_0$ получим формулу расхода Q при ламинарном режиме движения

$$Q = \frac{\pi \Delta p}{2\mu l} \int_0^{r_0} (r_0^2 - r^2) r dr = \frac{\pi \Delta p}{8\mu l} r_0^4 \quad (4.6)$$

Среднюю по сечению скорость найдем делением расхода на площадь. С учетом выражения (4.6) получим

$$V = \frac{Q}{\pi r_0^2} = \frac{\Delta p r_0^2}{8\mu l} \quad (4.7)$$

Сравнение формул (4.5) и (4.7) показывает, что средняя скорость при ламинарном течении в 2 раза меньше максимальной, т.е.:

$$V = 0,5u_{max}$$

Анализ формулы (4.6) позволяет получить выражение для определения потерь давления (напора) по длине на трение при ламинарном режиме движения в цилиндрической трубе:

$$\Delta p = \frac{8\mu l Q}{\pi r_0^4}$$

Разделив это выражение на ρg , заменив $\mu = \nu \rho$ и $\Delta p = h_{дл} \rho g$, а также перейдя от r_0 к $d = 2r_0$, найдем

$$h_{дл} = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{128 \nu l Q}{\pi g d^4} \quad (4.8)$$

Полученный закон сопротивления показывает, что *при ламинарном течении в трубе круглого сечения потеря напора на трение пропорциональна расходу и вязкости в первой степени и обратно пропорциональна диаметру в четвертой степени*. Этот закон, обычно называемый **законом Пуазеля**, используется для расчета трубопроводов с ламинарным течением.

Учитывая, что $Q = V \frac{\pi d^2}{4}$ формулу (4.8) можно представить в следующем виде:

$$h_{\text{дл}} = \frac{64\nu l V^2}{Vd \frac{d}{2g}} = \frac{64 l V^2}{\text{Re} \frac{d}{2g}} = \frac{32\nu l}{gd^2} V$$

введем обозначение

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (4.9)$$

В этом случае формула для $h_{\text{дл}}$ принимает вид

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} \text{ или } h_{\text{дл}} = \zeta_{\text{дл}} \frac{V^2}{2g} \quad (4.10)$$

где λ – безразмерный коэффициент, коэффициент гидравлического трения, или коэффициент Дарси; $\zeta_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d}$ – коэффициент гидравлического сопротивления по длине.

Формула (4.10) носит название формулы Дарси-Вейсбаха и была получена французским ученым Дарси в 1857 году при испытании парижского водопровода.

Следовательно, **при ламинарном движении коэффициент λ зависит от числа Рейнольдса и обратно пропорционален ему.**

Формулу (4.9) запишем в более общем виде:

$$\lambda = \frac{A}{\text{Re}_d}$$

Для круглой трубы $A = 64$, что видно из формулы (4.9); для трубы квадратного сечения со стороной a коэффициент – 57.

Формула (4.10) является расчетной формулой для определения $h_{\text{дл}}$. Из нее видно, что потери напора на трение тем больше, чем больше скоростной напор $\frac{V^2}{2g}$ и длина потока l и чем меньше диаметр трубы d .

Причем потери по длине прямо пропорциональны $h_{\text{дл}} \sim V^{1,0}$, а коэффициент Кориолиса (корректив кинетической энергии) равен 2 ($\alpha = 2$).

4.5 Турбулентное движение жидкости. Распределение скоростей при турбулентном движении жидкости в трубах

Как уже отмечалось выше, для турбулентного режима характерно перемешивание жидкости, пульсации скоростей и давлений.

Распределение скоростей (осредненных по времени) в поперечном сечении **турбулентного потока** существенно отличается от того, которое характерно для ламинарного движения (рисунок 4.3). Распределение скорости при турбулентном движении более равномерное, а нарастание скорости у стенки более крутое, чем при ламинарном движении, для которого характерен параболический закон распределения скоростей.

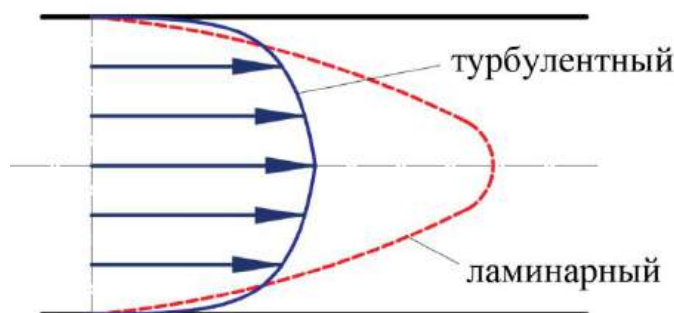


Рисунок 4.3 – Профили скоростей в ламинарном и турбулентном потоках

В связи с этим коэффициент Кориолиса α , учитывающий неравномерность распределения скоростей в уравнении Бернулли, при турбулентном движении значительно меньше, нежели при ламинарном.

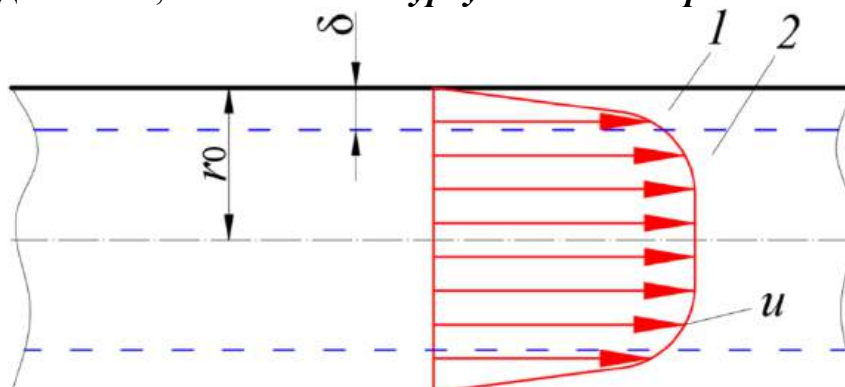
При турбулентном режиме коэффициент α является функцией Re и уменьшается с увеличением последнего от 1,13 до 1,025. Поэтому в большинстве случаев при турбулентном движении можно принимать $\alpha = 1$.

Потери напора по длине при турбулентном режиме существенно отличаются от потерь при ламинарном. Если при ламинарном режиме они возрастают пропорционально средней скорости в первой степени, то при переходе к турбулентному режиму потери напора $h_{дл}$ практически пропорциональны скорости во второй степени ($h_{тр} \sim V^{m=1,5...2,0}$).

Основной расчетной формулой при определении потерь напора по длине является эмпирическая формула Дарси-Вейсбаха (4.10), которая применима как при ламинарном, так и при турбулентном режиме. При этом различие заключается лишь в значении коэффициента гидравлического трения λ .

Структура турбулентного потока в трубе.

При турбулентном режиме движения жидкости поток разделяется на две, резко отличные по структуре, области. Непосредственно у стенки трубы образуется тонкая область вязкого движения – так называемый вязкий пограничный слой. Это тонкий слой жидкости, движение в котором является в основном слоистым, и без перемешивания. Остальная часть потока представляет собой область полностью турбулентного движения, называемым турбулентным ядром потока (рисунок 4.4).



1 – вязкий пограничный слой; 2 – турбулентное ядро

Рисунок 4.4 – Условная схема распределения потока жидкости в трубе

Толщина вязкого подслоя очень мала и для круглой трубы может быть приближенно определена по эмпирической формуле:

$$\delta = \frac{30d}{\text{Re}\sqrt{\lambda}}$$

где d – диаметр трубы;
 λ – коэффициент гидравлического трения;
 Re – число Рейнольдса.

Как видно из этой формулы, при увеличении скорости потока толщина вязкого подслоя уменьшается, а при больших числах Re вязкий подслей практически исчезает.

Толщина вязкого подслоя очень мала, составляет сотые, и даже тысячные доли диаметра трубы или глубины потока (на рисунок 4.4 толщина слоя показана не в масштабе чертежа – преувеличена). Однако его роль велика в создании гидравлического сопротивления по длине.

Гидравлически гладкие и шероховатые трубы.

Поверхности, ограничивающие поток (внутренняя поверхность трубы, дно канала и пр.) или поверхности, обтекаемые потоком (поверхности наплавных конструкций, наплавных мостов и пр.), имеют различные неровности (**шероховатости**). Выступы шероховатости могут иметь разную форму, высоту и густоту расположения (высотные и шаговые параметры неровностей).

В качестве основной характеристики шероховатости служит так называемая **абсолютная шероховатость** Δ , представляющая собой средний размер указанных выступов и неровностей, измеряемый в единицах длины.

В гидравлике широко используется понятие **эквивалентной шероховатости** Δ_3 , т.е. такой равномерной шероховатости, которая дает при подсчете одинаковую с заданной шероховатостью величину гидравлического трения λ .

Отношение Δ/d или Δ/h называют **относительной шероховатостью**, а обратное отношение d/Δ или h/Δ – **относительной гладкостью**. Соответственно различают **относительную эквивалентную шероховатость** Δ_3/d , или Δ_3/h , Δ_3/R .

В МЖГ (гидравлике) условно рассматривают **три области гидравлических сопротивлений**, для которых существуют свои **эмпирические формулы для определения коэффициента гидравлического трения**:

1. **Область гидравлически гладких поверхностей:** выступы шероховатости покрыты вязким подслоем $\delta > \Delta$, и не нарушают целостности последнего (рисунок 4.5, а). Выступы обтекаются без отрывов и вихреобразований. В этом случае шероховатость не влияет на гидравлические сопротивления и гидравлический коэффициент трения, который зависит от числа Рейнольдса. По данным А.Д. Альтшуля, эта область существует при $2300 \leq \text{Re} < 20 \frac{d}{\Delta_3}$.

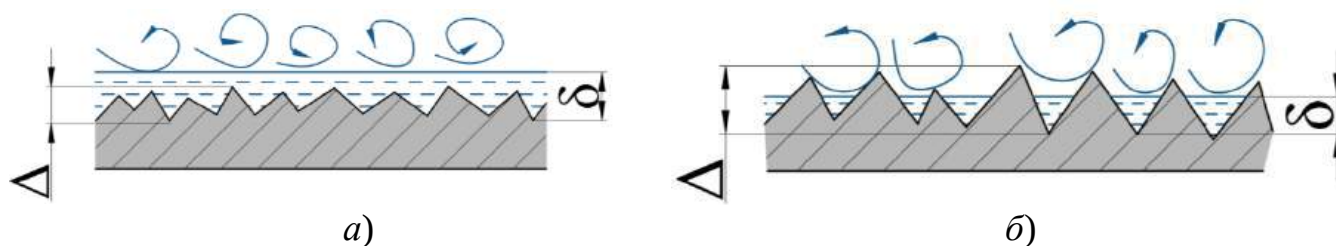


Рисунок 4.5 – Гидравлически гладкие (а) и гидравлически шероховатые (б) поверхности

Для гидравлически гладких поверхностей наибольшее распространение получила формула Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (4.11)$$

С учетом зависимости (4.10) и того, что $Re = \frac{vd}{\nu}$, потери напора для гидравлически гладких труб пропорциональны скорости в степени 1,5...1,75:

$$h_{дл} = kV^{1,5-1,75}$$

где k – коэффициент пропорциональности.

2. При $20 \frac{d}{\Delta_3} \leq Re < 500 \frac{d}{\Delta_3}$ имеет место **переходная область гидравлического сопротивления**: высота выступов шероховатости Δ_3 того же порядка, что и толщина вязкого подслоя $\delta \approx \Delta_3$. В этом случае на гидравлическое сопротивление влияют как число Рейнольдса, так и величина выступов шероховатости.

Переходная область сопротивления – это область перехода от гидравлически гладких к гидравлически шероховатым поверхностям.

В переходной области сопротивлений гидравлический коэффициент трения может быть определен по формуле А.Д. Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_3}{d} \right)^{0,25} \quad (4.12)$$

Эта формула по своей структуре универсальна и может быть использована для любой области гидравлического сопротивления.

Для переходной области

$$h_{дл} = kV^{1,75-2,0}$$

Поэтому область перехода часто называют **областью доквадратичного сопротивления**.

3. При $Re \geq 500 \frac{d}{\Delta_3}$ имеет место **область гидравлически шероховатых поверхностей**: выступы шероховатости выходят за пределы вязкого подслоя $\delta < \Delta_3$ и контактируют с турбулентным ядром. Выступы шероховатости обтекаются с отрывом и за ними образуются вихри и области с пониженными давлениями, что активизирует турбулентное перемешивание.

При больших числах Re величиной $\frac{68}{Re}$ можно пренебрегать, и для гидравлически шероховатых труб формула (4.12) превращается в формулу Б.Л. Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} \right)^{0,25} \quad (4.13)$$

Так как в последнем случае коэффициент гидравлического трения не зависит от скорости движения воды, то из формулы (4.10) следует, что потери напора пропорциональны квадрату скорости, т.е.

$$h_{дл} = kV^{2,0}$$

В связи с этим **область гидравлически шероховатых труб** также называется **областью квадратичного сопротивления**.

Гидравлический коэффициент трения (коэффициент Дарси).

Для практических расчетов предложено ряд эмпирических формул для определения гидравлического коэффициента трения λ .

Исходя из вышеизложенного, с учетом данных экспериментальных исследований, в общем виде гидравлический коэффициент трения зависит от числа Рейнольдса и относительной шероховатости трубы, т.е. $\lambda = f \left(Re; \frac{\Delta_3}{d} \right)$.

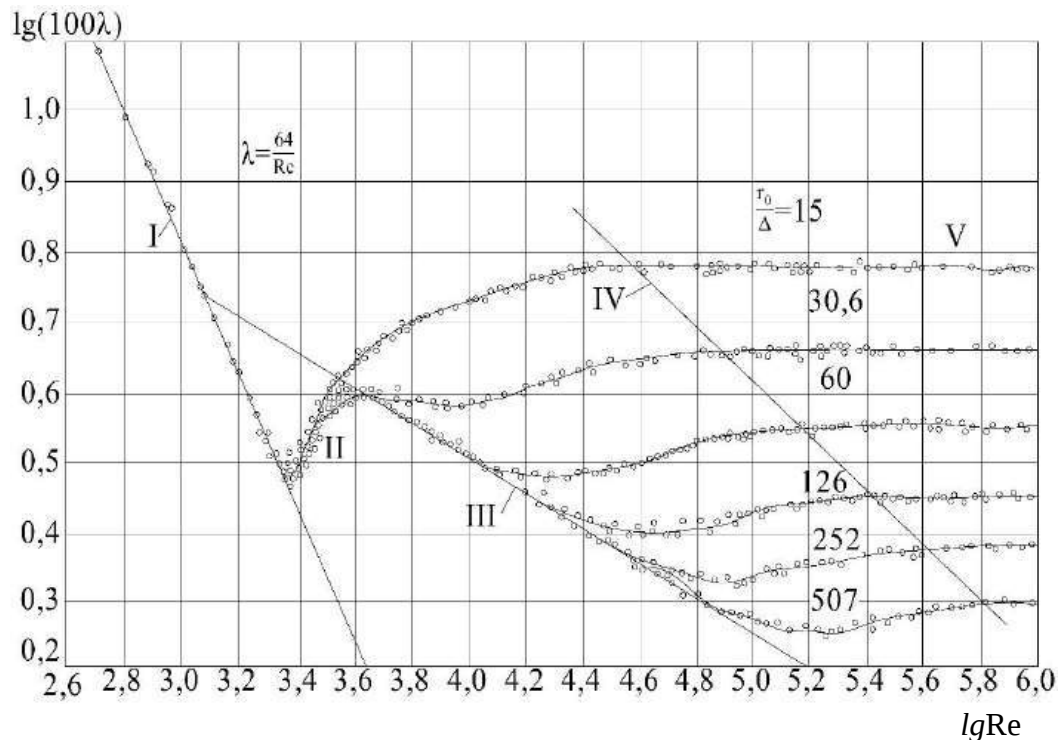
Одной из наиболее известных работ в этой области является исследования И.Никурадзе, представленные в виде графика на рисунке 4.6.

И.И. Никурадзе испытал на сопротивление ряд труб с искусственно созданной шероховатостью на их внутренней поверхности.

На графике показано, что при ламинарном режиме λ зависит только от числа Рейнольдса. **При значениях $Re = 2320 \div 4000$** в зоне периодической смены режимов λ быстро растет. **В области гидравлически гладких труб** λ зависит только от числа Рейнольдса, уменьшаясь с увеличением последнего.

В переходной области на графике показано семейство кривых для разных относительных шероховатостей. В этой области значения λ в общем возрастают с ростом числа Re , но для малых шероховатостей на начальном участке имеет место спад.

В области гидравлически шероховатых труб коэффициент λ представлен семейством горизонтальных прямых, разных для различных шероховатостей.



A, B – наклонные прямые, соответствующие закону сопротивления гладких труб, т.е. формулам (4.9) и (4.11)

Рисунок 4.6 – График И.И. Никурадзе

Следует также отметить, что каждая труба не является однозначно гладкой или шероховатой. В зависимости от числа Рейнольдса одна и та же труба может работать в области гидравлически гладких, шероховатых труб или в переходной области.

4.6 Движение в трубах некруглого сечения. Формула Шези.

Потери напора в трубах некруглого сечения, а также при безнапорном движении можно определить по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d_3} \frac{V^2}{2g} = \lambda \frac{l}{4R} \frac{V^2}{2g} = \lambda \frac{l}{8R} \frac{V^2}{g}$$

где d_3 – эквивалентный диаметр живого сечения, определяемый из формулы гидравлического радиуса

$$R = \frac{d}{4} \rightarrow d_3 = 4R$$

Перепишем зависимость в виде

$$V = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}} \sqrt{R \frac{h_{\text{дл}}}{l}} = C \sqrt{RI} = C \sqrt{RI_{\text{п}}} \quad (4.14)$$

где $h_{\text{дл}}/l = I = I_{\text{п}}$ – гидравлический уклон, который при определении потерь по длине равен пьезометрическому уклону $I_{\text{п}}$;

C – скоростной множитель, или коэффициент Шези, определяемый по формуле

$$C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}} \quad (4.15)$$

Размерность C равна корню квадратному из размерности ускорения $[м^{0,5}/с]$.

Формула (4.14) в литературе также называется **формулой Шези**.

Так как λ для квадратичной области сопротивлений зависит только от относительной шероховатости стенок русла и не зависит от числа Re , а, следовательно, и от рода жидкости, движущейся в русле, то коэффициент Шези C также зависит от относительной шероховатости стенок русла и не зависит от скорости движения V и вязкости жидкости ν .

В практике величину C принято определять по специальным формулам. Для случая круглых и прямоугольных труб коэффициент C можно находить и по формуле (4.15).

Эмпирические формулы для определения коэффициента Шези.

Формула Маннинга:

$$C = \frac{1}{n} R^{1/6}$$

Формула Павловского, полученная для случая:

$$C = \frac{1}{n} R^y$$

где y – показатель степени, зависящий от $y = f(R, n)$.

$y = 1,5\sqrt{n}$ при $R < 1$ м;

$y = 1,3\sqrt{n}$ при $R > 1$ м.

Формула Бахметева и Федорова:

$$C = \frac{1}{n} + 17,72 \lg R$$

В формулы входит коэффициент шероховатости стенок русла n , который назначается по шкале Гангиляе и Куттера или находится справочным методом из технической литературы.

Все приведенные эмпирические и полуэмпирические формулы для C (относящиеся к равномерному установившемуся движению жидкости) являются приближенными, причем значения n , входящие в них, приходится устанавливать по

таблицам на основании чисто описательных, а не количественных характеристик русла.

4.7 Местные гидравлические сопротивления

Местные потери напора возникают вследствие изменения скорости потока по величине и направлению и зависят в основном от геометрических размеров и форм местных сопротивлений.

При решении практических задач местные потери напора определяют по формуле Вейсбаха:

$$h_m = \zeta \frac{V^2}{2g} \quad (4.16)$$

Общих теоретических формул для нахождения коэффициентов местных сопротивлений ζ , за исключением отдельных случаев, нет, поэтому их обычно *определяют экспериментальным путем и выражают в виде эмпирических формул, графиков или таблиц.* Значения этих коэффициентов для различных местных сопротивлений приводятся во всех гидравлических справочниках.

Любые местные гидравлические сопротивления можно разделить на три группы:

- расширение;
- сужение;
- поворот.

Сложные случаи местных сопротивлений представляют собой комбинации перечисленных видов местных гидравлических сопротивлений. Например, при движении жидкости через запорную или регулирующую арматуру, установленную на трубопроводе, поток искривляется, меняет свое направление, сужается и, наконец, расширяется до первоначальных размеров. Рассмотрим некоторые виды местных сопротивлений при турбулентном режиме.

Коэффициенты ζ при турбулентном режиме определяются в основном геометрическими размерами и формой местных сопротивлений, и очень мало изменяются с изменением скорости потока и вязкости ν жидкости, т.е. с изменением числа Re . Поэтому обычно принимают, что значения ζ не зависят от числа Re , что соответствует квадратичному закону сопротивления.

Внезапное расширение потока.

Этот случай часто встречается на практике, когда трубопровод внезапно расширяется от диаметра d_1 до диаметра d_2 (рисунок 4.7). Как показывают опыты, поток жидкости, вытекающий из узкой трубы, не сразу заполняет все сечение широкой трубы, а отрывается от стенок и дальше движется в виде расширяющейся струи. В кольцевом пространстве между струей и стенкой трубы образуются вихри. При этом, как показывают наблюдения, происходит непрерывный обмен частицами жидкости между основным потоком и его вихревой частью, в результате чего механическая энергия переходит в тепловую, что и является причиной потерь напора.

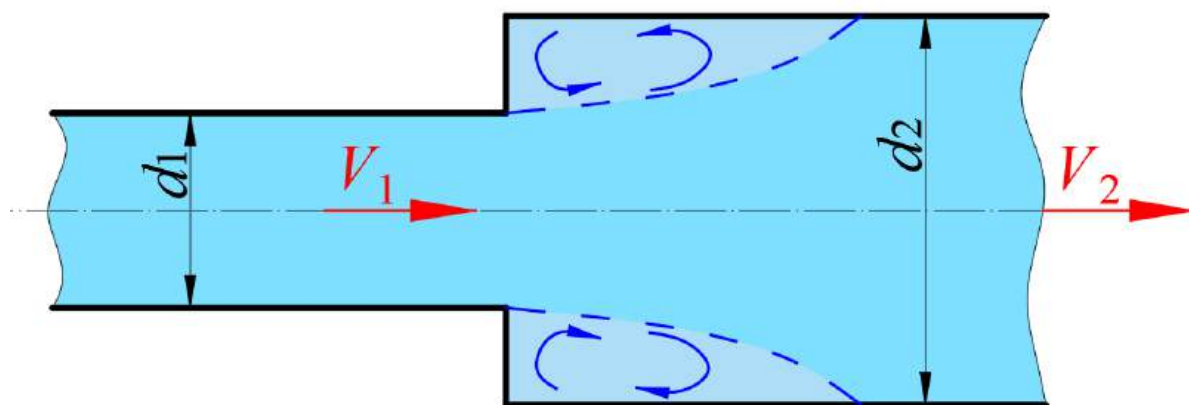


Рисунок 4.7 – Внезапное расширение трубы

В случае внезапного расширения потока потери напора при турбулентном режиме можно достаточно точно найти чисто теоретическим путем. На основании уравнения Бернулли и теоремы импульса сил была выведена **формула Борда**:

$$h_m = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g} \quad (4.17)$$

Эта формула выражает теорему Борда, которая читается так: потери напора при внезапном расширении равны скоростному напору от потерянной скорости.

Учитывая, что

$$V_1 \omega_1 = V_2 \omega_2$$

можем записать

$$h_m = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2 \frac{V_2^2}{2g} \text{ или } h_m = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 \frac{V_1^2}{2g} \quad (4.18)$$

Сопоставляя формулы (4.18) и (4.16), получим формулу для определения коэффициента местного сопротивления при внезапном (резком) расширении:

$$\zeta_{в.р} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2 \text{ и } \zeta_{в.р} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 \quad (4.19)$$

Где индексы 1 и 2 у ζ соответствуют используемой при расчете скорости V_1 и V_2 .

Внезапное сужение потока.

При внезапном сужении поток жидкости не обтекает входной угол, а срывается с него и сужается до площади поперечного сечения ω_c (рисунок 4.8), при этом вокруг суженной части образуется вихревая кольцевая зона.

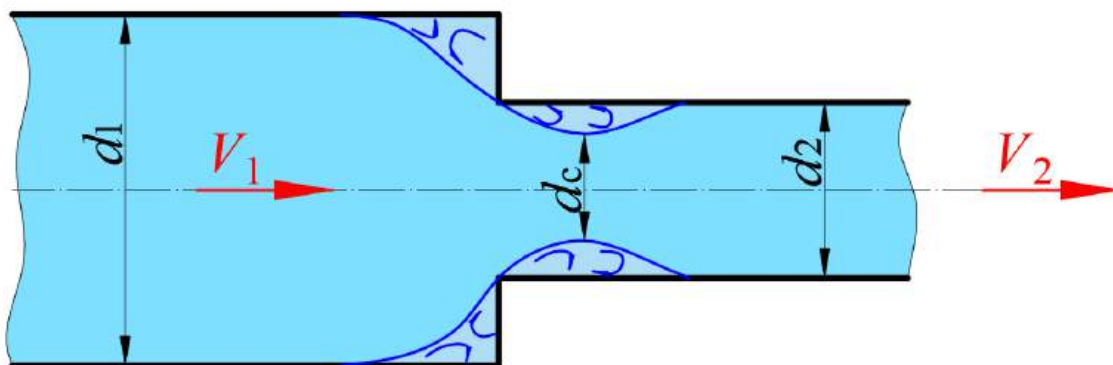


Рисунок 4.8 – Внезапное сужение трубы

Опытами установлено, что потери напора при внезапном сужении происходят, главным образом, на участке расширения от ω_c до ω_2 , поэтому коэффициент ζ можно определить по формуле (4.19):

$$\zeta_{в.с} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_c} - 1 \right)^2$$

Заменяя степень сжатия струи коэффициентом сжатия $\varepsilon = \omega_c / \omega_2$, получим

$$\zeta_{в.с} = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2$$

Коэффициент сжатия ε можно принимать по справочным таблицам, составленной по теоретическим зависимостям Н.Е. Жуковского для условной плоской задачи.

Для практических расчетов можно также пользоваться следующей полуэмпирической формулой И.Е. Идельчика:

$$\zeta_{в.с} = 0,5 \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)$$

Из этой формулы следует, что в частном случае, когда площадь ω_1 намного больше площади ω_2 , т.е. когда можно считать $\omega_2 / \omega_1 = 0$, коэффициент сопротивления $\zeta_{в.с} = 0,5$. Этому случаю соответствуют, например, потери напора при выходе трубы из резервуара достаточно больших размеров.

Постепенное (плавное) расширение потока (рисунок 4.9).

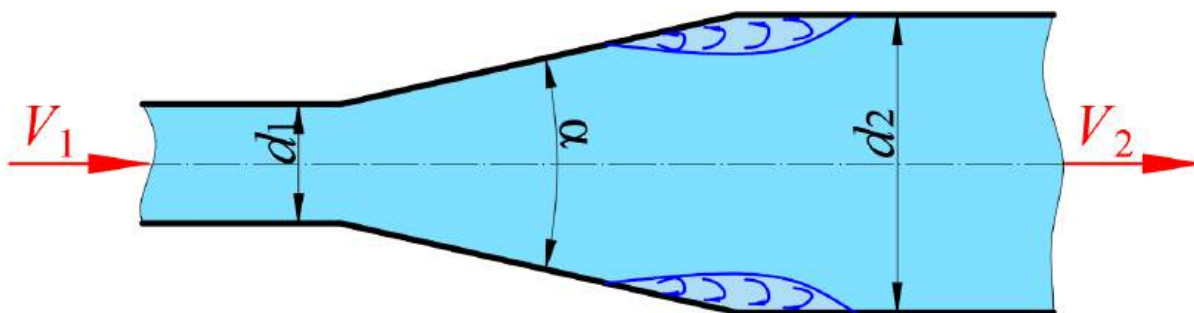


Рисунок 4.9 – Диффузор

При движении жидкости в **диффузоре** (постепенно расширяющейся трубе) скорость постепенно уменьшается, а давление увеличивается, при этом слои жидкости, прилегающие к стенкам, могут иметь настолько малую кинетическую энергию, что подчас оказываются не в состоянии преодолеть повышенное давление. В связи с этим у стенок диффузора могут образовываться вихревые зоны: в этом случае чем больше угол конусности диффузора α , тем больше вихреобразование и соответственно больше потери напора.

Кроме того, в диффузоре имеются обычные потери на трение, подобные тем, которые возникают в трубах постоянного сечения. Таким образом, потери напора в диффузоре равны сумме потерь на расширении и на трение по длине:

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

Потери напора на постепенное или плавное расширение могут быть найдены по формуле (4.17) с введением поправочного коэффициента $K_{\text{см}}$:

$$h_{\text{расш}} = K_{\text{см}} \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$$

а коэффициент местного сопротивления в этом случае определяется по формуле:

$$\zeta_{\text{расш.}} = K_{\text{см}} \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2$$

где $K_{\text{см}}$ – коэффициент смягчения удара, зависящий от угла конусности диффузора α .

Постепенное сужение потока (рисунок 4.10)

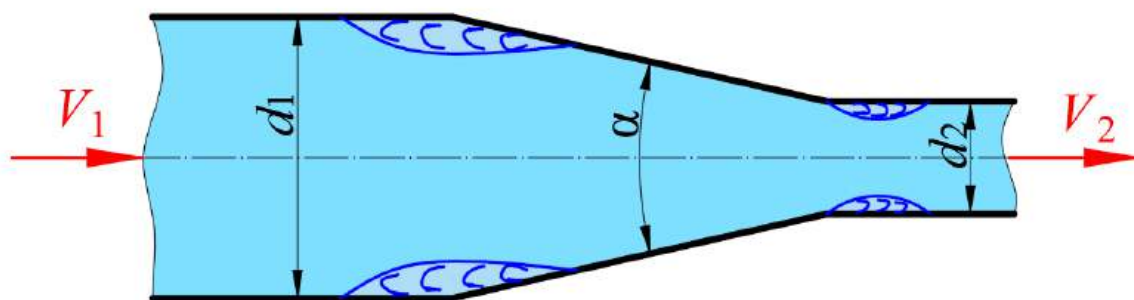


Рисунок 4.10 – Конфузор

Движение в **конфузоре** (постепенно сужающейся трубе) сопровождается увеличением скорости и падением давления вдоль трубы. Отрыв потока от стенок и вихреобразование в нем возможны в основном на выходе из конфузора, хотя вихреобразование возможно и на входе в конфузор, в месте соединения конической трубы с цилиндрической, поэтому при одинаковых гидравлических характеристиках и размерах местных сопротивлений в конфузоре меньше, чем в диффузоре.

Потери напора в конфузоре также равны сумме потерь на постепенное сужение и на трение по длине:

$$h_{\text{конф}} = h_{\text{суж}} + h_{\text{дл}}$$

Потери напора на сужение можно определить по формуле:

$$h_{\text{суж}} = \zeta_{\text{суж}} \frac{V_2^2}{2g}$$

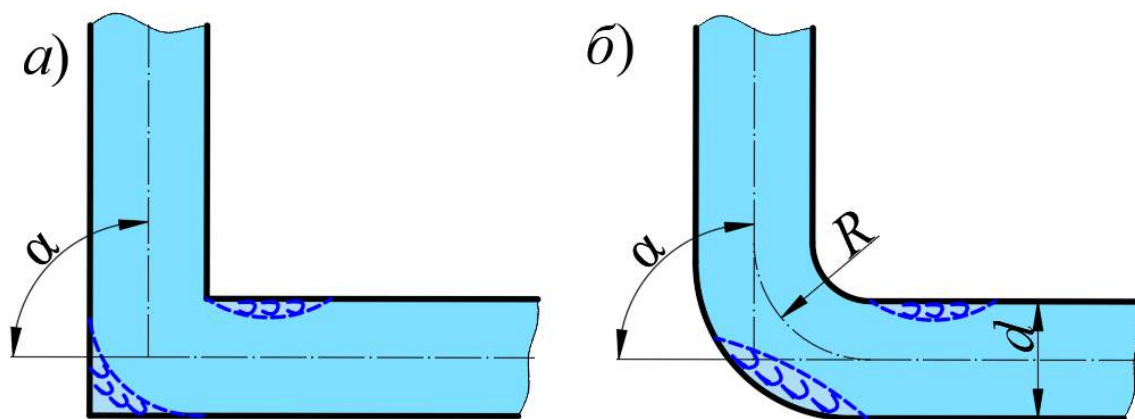
где $\zeta_{\text{суж}}$ определяют в долях от потерь напора при внезапном сужении, исходя из того же принципа, что был использован для определения коэффициента $\zeta_{\text{расш}}$ диффузора, т.е.

$$\zeta_{\text{суж}} = K_{\text{суж}} \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2$$

По данным А.Д. Альтшуля и В.И. Калицуна, коэффициент $K_{\text{суж}}$, учитывающий плавное сужение, зависит от угла конусности α .

Изменение направления потока.

При изменении направления потока (рисунок 4.11) на вогнутой стороне внутри трубы давление больше, чем на выпуклой, что вызывает изменение скоростей в направлении движения, способствующее отрыву потока от стенок и вихреобразованию в нем.



a – острое колено; *б* – отвод

Рисунок 4.11 – Схема движения жидкости на повороте трубы

При резком повороте потока (острое или незакругленное колено, рисунок 4.11, *a*) возникают наибольшие потери напора, при этом коэффициент сопротивления колена возрастает с увеличением угла поворота α .

Потери напора рассчитываются по формуле

$$h_{\pi} = \zeta_{\text{кол}} \frac{V^2}{2g}$$

коэффициент сопротивления колена круглого сечения $\zeta_{\text{кол}}$ возрастает с увеличением α очень круто и при $\alpha = 90^\circ$ достигает единицы.

Постепенный поворот трубы, или закругленное колено (рисунок 4.11, *б*), называется также отводом. Плавность значительно уменьшает интенсивность вихреобразования, а, следовательно, и сопротивление отвода по сравнению с коленом. Это уменьшение тем больше, чем больше относительный радиус кривизны отвода R/d , и при достаточно большом его значении срыв потока и связанное с ним вихреобразование устраняется полностью. Коэффициент сопротивления отвода $\zeta_{\text{отв}}$ зависит от отношения R/d , угла α , а также формы поперечного сечения трубы.

Потеря напора, определяемая приведенными коэффициентами $\zeta_{\text{отв}}$, учитывает лишь дополнительное сопротивление, обусловленное кривизной русла, поэтому при расчете трубопроводов, содержащих отводы, следует длины этих отводов включать в общую длину трубопровода, по которой подсчитывается потеря на трение, а затем к этой потере на трение нужно добавить дополнительную потерю от кривизны, определяемую коэффициентом $\zeta_{\text{отв}}$.

Арматура.

В арматуре трубопроводов (задвижки, клапаны, вентили, затворы и пр.) происходит вначале сужение, а затем расширение и поворот потока. Коэффициент местного сопротивления в этом случае зависит от типа арматуры и степени ее открытия.

Так, коэффициент ζ задвижки зависит от степени ее открытия h/d (рисунок 4.12). Коэффициент ζ пробкового крана (рисунок 4.13) зависит от угла поворота α .

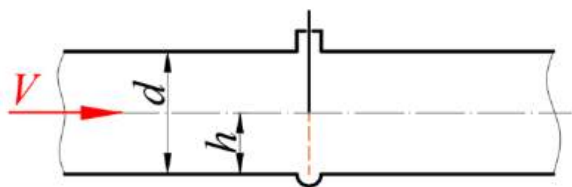


Рисунок 4.12 – Задвижка

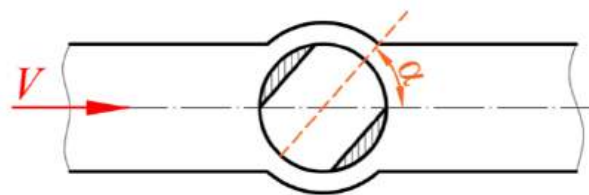


Рисунок 4.13 – Пробковый кран

Значения коэффициентов ζ других местных сопротивлений можно найти в справочной литературе.

Следует отметить, что все изложенное выше относится к турбулентному режиму движения жидкости. При ламинарном режиме движения на местные потери напора оказывает влияние не только характер местного сопротивления, но и вязкость жидкости.

А.Д. Альтшуль рекомендует определять коэффициент местного сопротивления по следующей обобщенной формуле, применимой как при ламинарном, так и при турбулентном режиме:

$$\zeta = \frac{A}{Re} + \zeta_{\text{кв}}$$

где A – коэффициент, зависящий от вида местного сопротивления;

$\zeta_{\text{кв}}$ – коэффициент местного сопротивления при турбулентном режиме.

При наличии в трубопроводе нескольких местных сопротивлений потери напора на них складываются.

5 ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В НАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ

5.1 Назначение и классификация трубопроводов

Трубопроводы широко используются для транспорта воды, газа, нефти и ее продуктов, воздуха, пара и других жидкостей. Жидкость движется по трубопроводу благодаря тому, что ее энергия в начале трубопровода больше, чем в конце. Запас энергии в начале трубопровода может быть создан работой насоса, давлением газа или за счет разности уровней жидкости и т.д.

Трубопроводы – это система напорных труб, предназначенных для перемещения разнообразных жидкостей и газов и изготовленных из разных материалов (металла, бетона, дерева, пластмассы и т.д.).

Трубопроводы могут быть подразделены *в соответствии с назначением*: хозяйственно-питьевые, производственные, противопожарные водопроводы, газопроводы, маслопроводы гидроприводов машин и т.п.

В основном схемы соединения труб однотипны, а, следовательно, и принципы, положенные в основу расчета, одинаковы.

Трубопроводы различаются *по характеру питания*: *самотечные*, питающиеся от водопроводной башни или питающего бака, и *с принудительным питанием* – при подаче жидкости насосом.

По методике расчета трубопроводные системы делятся на две группы *простые и сложные*.

Простым трубопроводом называют трубопровод, составленный из труб одинакового поперечного сечения, не имеющий ответвлений, возможно соединение нескольких труб сравнительно небольшой длины (примерно до 100 м), через который подается некоторый постоянный расход жидкости Q .

Сложный трубопровод представляет собой систему, состоящую из некоторого количества простых трубопроводов, соединенных между собой каким-либо способом, причем расход жидкости на каждом участке различный в соответствии с расходами потребителей.

Сложные трубопроводы в свою очередь делятся на следующие основные виды:

- с последовательным и параллельным соединениям;
- тупиковые;
- с путевым расходом;
- кольцевые и др.

Общие потери давления в трубопроводах складываются из потерь по длине и местных потерь. *В зависимости от соотношения величины этих потерь* различают короткие и длинные трубопроводы.

Трубопроводы малой длины и с большим числом местных сопротивлений, потери напора в которых превышают 10% потерь напора по длине называют **коротким**. *Примеры*: коммуникации насосных станций, лабораторий, маслопроводы, всасывающие трубы насосов, сифоны и т.д.

К **длинным** относят трубопроводы большой протяженности, в которых потери напора на преодоление местных сопротивлений незначительны (не более 10% потерь по длине). *Примеры:* магистральные водопроводы, нефтепроводы, газопроводы и т.д.

При этом имеется некоторое отличие в методике расчета, хотя уравнения, положенные в основу расчета, одни и те же:

1. уравнение Бернулли для потока вязкой жидкости:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{\text{тр}}$$

2. уравнение расхода $Q = V\omega$;
3. уравнение неразрывности: $V_1 \cdot \omega_1 = V_2 \cdot \omega_2$;
4. формулы для определения потерь напора:

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} \quad (5.1)$$

$$h_{\text{м}} = \zeta \frac{V^2}{2g} \quad (5.2)$$

5.2 Расчет простого трубопровода

При расчете простых трубопроводов в зависимости от поставленной задачи, известных и определяемых параметров выделяют **три типа решаемых задач**:

- определение **напора H** или **давления p** при известных: расходе жидкости Q , геометрических размерах трубопровода (диаметре d , длине l), местных сопротивлениях на трубопроводе;
- определение **расход Q** , или пропускной способности трубопровода, при известных: действующем напоре H или давлением p в системе; геометрических размерах и установленных местных сопротивлениях;
- определение **геометрических размеров трубопроводов** (d , l), при известном расходе Q , действующем напоре H или давлении p . Наиболее трудоемкой считается задача по определению диаметра d трубопровода, так как такой расчет проводится методом подбора и пересчета нескольких вариантов.

Во всех трех случаях известны плотность жидкости ρ , кинематическая вязкость ν и шероховатость стенок трубопровода Δ .

Каждую задачу решают с помощью уравнения Бернулли и уравнения неразрывности.

5.2.1 Методика применения уравнения Бернулли для расчета трубопроводов

Использование методики рассматривается для определения входящих в уравнение Бернулли параметров на примере двух простых коротких трубопроводов, составляющих сеть насосной установки (рисунок 5.1).

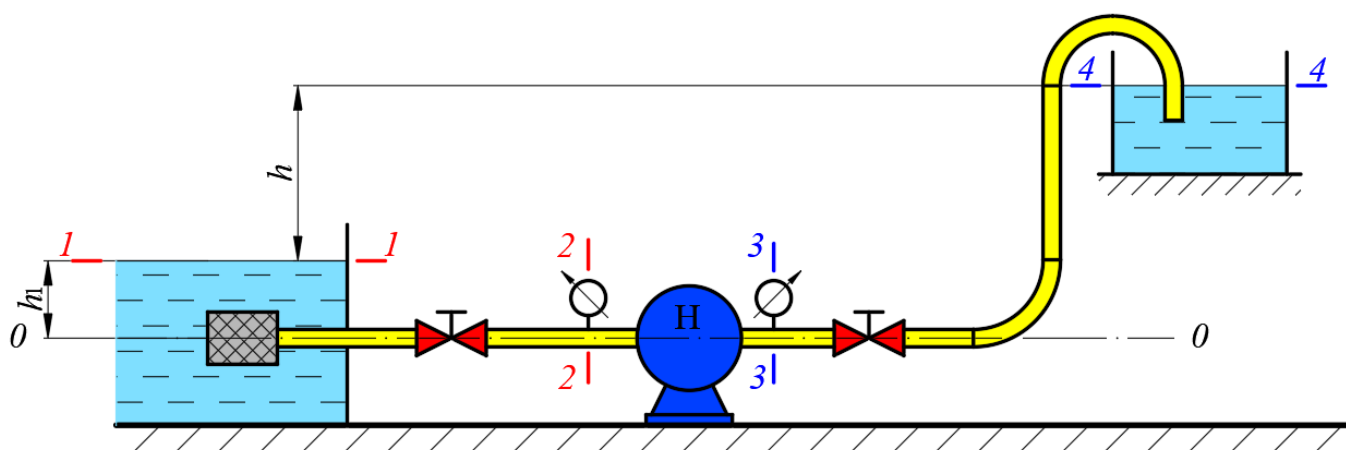


Рисунок 5.1 – К пояснению методики применения уравнения Бернулли

Расчет выполняется в следующей последовательности:

1. **Выбираются два сечения**, которые будут связываться уравнением Бернулли, например, 1–1 и 2–2, 3–3 и 4–4 (хотя в этом примере нельзя соединять уравнением сечения 2–2 и 3–3, так как между ними находится насос – напоросоздающий аппарат).

Сечения назначаются таким образом, чтоб в уравнение Бернулли вошли все заданные и искомые параметры.

В качестве таких сечений принимаются поперечные сечения трубопровода 2–2, 3–3, где установлены приборы для измерения давления или свободная поверхность жидкости в резервуарах 1–1, 4–4.

2. **Сечения нумеруются по направлению движения жидкости**. Это обусловлено тем, что сумма потерь напора в гидравлических сопротивлениях увеличивается по ходу движения и дополнительный член уравнения $h_{тр}$, учитывающий эти потери, должен получиться со знаком плюс.

3. **Проводится горизонтальная плоскость сравнения (0–0)** таким образом, чтобы было удобно определять геометрический напор. Ее лучше всего проводить через **нижнее** сечение (например, по оси трубопровода (рисунок 5.1), тогда для сечения 1–1 $z_1 = h_1$, а для сечения 4–4 $z_4 = h_1 + h$).

Следует помнить, что отсчеты геометрической высоты сечения z от плоскости сравнения вверх считаются положительными, вниз – отрицательными.

4. **Записывается в общем виде уравнение Бернулли**, как правило, для потока вязкой жидкости.

5. **Затем определяются все параметры для сечений**.

– В уравнение Бернулли рекомендуется подставлять абсолютное давление в выбранных сечениях. Это позволит избежать ошибок в расчетах. Так, для сечений на рисунке 5.1:

$$\begin{aligned} p_1 &= p_{ат}; & p_2 &= p_{абс} = p_{ат} - p_{вак}; \\ p_3 &= p_{абс} = p_{ат} + p_{ман}; & p_4 &= p_{ат} \end{aligned}$$

где $p_{вак}$ и $p_{ман}$ – показания вакуумметра и манометра.

В инженерной практике расчеты часто проводятся через величины избыточного и вакуумметрического давлений без учета атмосферного давления $p_{ат}$.

– Для сечений, которые проведены по поверхности жидкости (1–1, 4–4) и имеют большую площадь, скорость принимается равной нулю ($V_1 = 0$ и $V_4 = 0$). В сечениях трубопровода средняя скорость определяется по формуле

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

6. *Значения всех входящих величин в буквенных обозначениях подставляются в уравнение*, и оно решается относительно неизвестного параметра. Затем выполняется числовой расчет.

5.2.2 Истечение жидкости под уровень

Рассмотрим случай истечения жидкости под уровень по короткому простому трубопроводу диаметром d и длиной l (рисунок 5.2) с постоянным расходом Q . Движение жидкости – установившееся: скорость V в трубопроводе не изменяется во времени; равномерное – скорость по длине трубопровода постоянна.

Требуется определить величину **напора H** , т.е. в такой постановке задача относится в **I** типу.

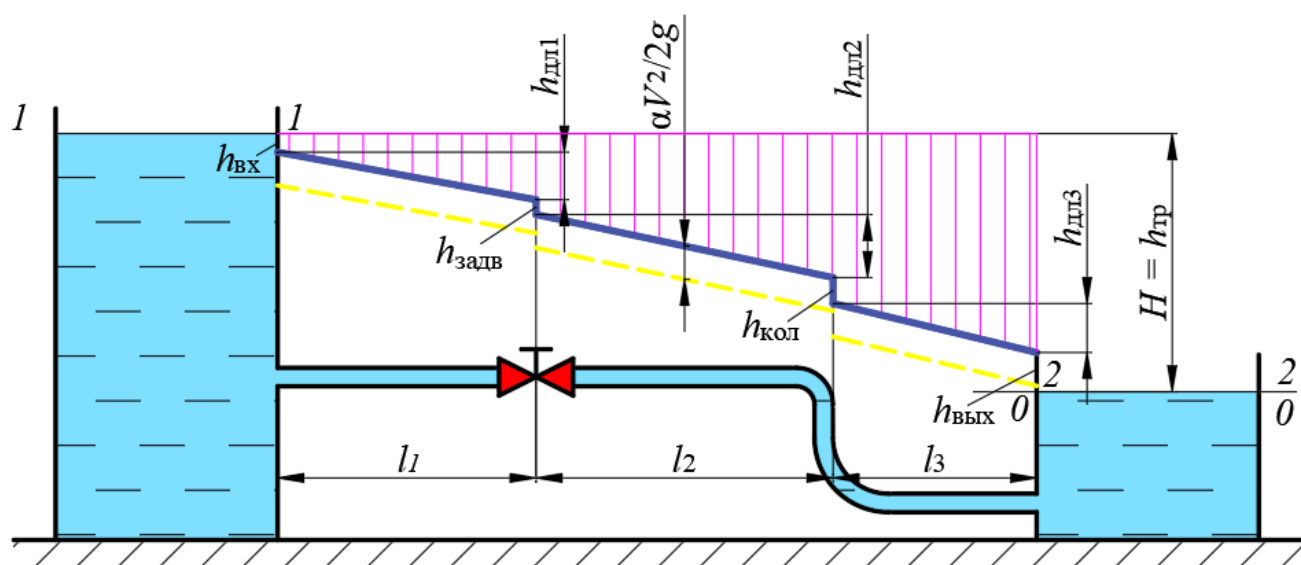


Рисунок 5.2 – Истечение под уровень через простой короткий трубопровод:

----- пьезометрическая линия; ————— линия полного напора

Ход решения:

1. Выбираются два расчетных сечения по свободным поверхностям жидкости, в которых давление равно атмосферному и средняя скорость $V_1 = V_2 = 0$.
2. Сечения нумеруются по направлению движения жидкости.
3. Через нижнее сечение 2–2 совпадающее с поверхностью жидкости в резервуаре проводится плоскость сравнения 0–0, что позволит определить геометрические напоры z_1 и z_2 .
4. Записывается уравнение Бернулли в общем виде:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{\text{тр}}$$

5. Определяются все слагаемые в буквенном выражении:

$$z_1 = H; \quad z_2 = 0;$$

$p_1 = p_{\text{ат}} = 0; p_2 = p_{\text{ат}} = 0;$ (решение ведем относительно плоскости атмосферного давления)

$$V_1 = 0; \quad V_2 = 0.$$

$$h_{\text{тр}} = \sum h_{\text{м}} + h_{\text{дл}} = h_{\text{вх}} + h_{\text{завд}} + 2h_{\text{кол}} + h_{\text{вых}} + h_{\text{дл}}$$

где $h_{\text{вх}}, h_{\text{завд}}, h_{\text{кол}}, h_{\text{вых}}$ – местные потери напора на входе в трубопровод, при прохождении через задвижку, при повороте потока в коленах и при выходе потока из трубы в резервуар;

$h_{\text{дл}}$ – потери напора по длине.

Полные потери напора после подстановки в соответствии с формулами (5.1) и (5.2) определяют по формуле:

$$h_{\text{тр}} = \zeta_{\text{вх}} \frac{V^2}{2g} + \zeta_{\text{завд}} \frac{V^2}{2g} + 2\zeta_{\text{кол}} \frac{V^2}{2g} + \zeta_{\text{вых}} \frac{V^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} = \frac{V^2}{2g} \left(\sum \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right)$$

6. При подстановки значений слагаемых и соответствующих преобразований уравнение принимает вид

$$H = h_{\text{тр}}$$

или

$$H = \frac{V^2}{2g} \left(\sum \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \quad (5.3)$$

Как можно видеть, весь действующий напор, равный разности уровней жидкости в резервуарах, тратится на потери напора в трубопроводе.

7. Далее выполняется числовой расчет, который предполагает следующий порядок:

1) По заданному расходу Q определяется средняя скорость в трубопроводе по формуле:

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

2) Определяется режим течения жидкости в трубопроводе, для этого рассчитывается число Рейнольдса

$$Re = \frac{Vd}{\nu}$$

3) По справочным таблицам определяются коэффициенты местных сопротивлений ζ и при необходимости поправки на ламинарное движение жидкости.

В соответствии с режимом движения или областью сопротивления турбулентного режима выбирается расчетная формула для определения коэффициента Дарси.

4) После подстановки всех значений в формулу (5.3) может быть рассчитан потребный напор H .

При решении задач **II типа** для нахождения расхода Q из уравнения (5.3) определяется скорость

$$V = \sqrt{\frac{2gH}{\sum \zeta + \lambda \frac{l}{d}}} \quad (5.4)$$

Тогда расход будет равен

$$Q = \omega \sqrt{\frac{2gH}{\sum \zeta + \lambda \frac{l}{d}}}$$

Величина, часто называемая коэффициентом расхода,

$$\mu_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{1}{\sum \zeta + \lambda \frac{l}{d}}}$$

остается постоянной для данного трубопровода при турбулентном режиме в квадратичной области сопротивления. Формула расхода принимает вид

$$Q = \mu_{\text{тр}} \sqrt{2gH}$$

Для данного типа задач ход числового расчета может быть выполнен в следующей последовательности.

1. Т.к. неизвестна скорость, и, следовательно, нельзя определить режим движения, расчет начинают, считая **в первом приближении**, что режим движения – турбулентный, область сопротивления – квадратичная. Коэффициент Дарси, приняв шероховатость в соответствии с описанием труб по таблице, определяют по формуле Шифринсона

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} \right)^{0,25}$$

2. По справочным таблицам определяются коэффициенты местных сопротивлений ζ .

3. Затем выполняется проверка режима, т.е. по вычисленной скорости V рассчитывается число Рейнольдса Re .

4. По формуле (5.4) определяют среднюю скорость V .

5. Затем выполняется проверка режима, т.е. по вычисленной скорости рассчитывается число Рейнольдса и определяется режим движения. Если режим турбулентный, уточняется область сопротивления в соответствии с границами зон турбулентности:

$$20 \frac{d}{\Delta_3} \leq Re \leq 500 \frac{d}{\Delta_3}$$

Если получена квадратичная область сопротивления, можно считать величину расхода

$$Q = V\omega$$

В противном случае надо выполнять **второе приближение**, т.е. по полученному значению числа Рейнольдса, выбирается расчетная формула для коэффициента Дарси и вновь рассчитывается скорость и выполняется проверка. Как правило, второе приближение оказывается достаточным.

На схеме трубопровода (см. рисунок 5.2) представлена диаграмма уравнения, построена пьезометрическая линия и линия полного напора, которые параллельны между собой, так как скоростной напор по длине трубопровода одинаков. Заштрихованная область на диаграмме – эпюра потерь напора: $h_{дл1}$, $h_{дл2}$, $h_{дл3}$ – потери напора по длине **прямых** участков трубопровода.

5.2.3 Всасывающая линия насоса

Всасывающей трубой (линией) (рисунок 5.3) центробежного насоса называется трубопровод, по которому в насос поступает жидкость из питающего бассейна.

Чтобы лопастной насос при включении электродвигателя запустился и начал подавать жидкость в напорный трубопровод, необходимо обеспечить заполнение жидкостью всей его всасывающей линии и камеры рабочего колеса. Все режимы работы и различные способы запуска лопастных насосов сводятся к осуществлению этого основного требования.

- Насос может быть установлен «под заливом», т.е. ниже уровня жидкости в источнике питания (см. рисунок 5.1). Это – так называемая отрицательная высота всасывания. При этом всасывающая линия и камер рабочего колеса всегда заполнены водой и никаких трудностей при запуске насоса не возникает.

- Очень часто насос устанавливается выше отметки уровня жидкости в нижнем бассейне (рисунок 5.3). Тогда для запуска насоса его приходится предварительно заливать жидкостью или создавать вакуум во всасывающей трубе с помощью специального вакуум-насоса.

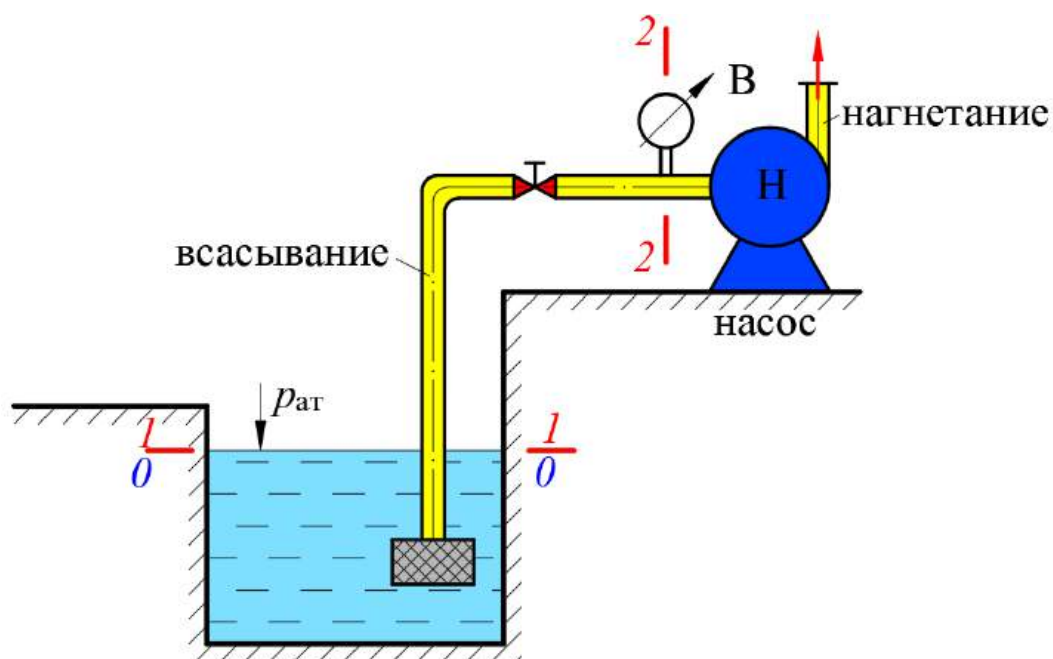


Рисунок 5.3 – Всасывающая линия насоса

Величина вакуума $p_{\text{вак}}$ и высота установки насоса $h_{\text{вс}}$ – связанные между собой параметры. Связь между ними можно установить с помощью уравнения Бернулли.

1. В начале выбираются два расчетных сечения: 1–1 по свободной поверхности жидкости в бассейне и 2–2 перед входом в насос в месте установки вакуумметра (выбор расчетных сечений удобен тем, что на поверхности жидкости в резервуаре давление равно атмосферному ($p_1 = p_{\text{ат}}$), а перед входом в насос давление определяется в зависимости от величины вакуума, который создает насос).

2. Сечения пронумерованы по направлению движения жидкости.
3. Через нижнее сечение проводится плоскость сравнения 0–0.
4. Записывается уравнение Бернулли в общем виде:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{\text{тр}}$$

5. Определяются все слагаемые уравнения:

$$\begin{aligned} z_1 &= 0; & z_2 &= h_{\text{вс}}; \\ p_1 &= p_{\text{ат}}; & p_2 &= p_{\text{абс}}; \\ V_1 &= 0; & V_2 &= V. \end{aligned}$$

Потери напора при движении жидкости между рассматриваемыми сечениями 1–1 и 2–2:

$$h_{\text{тр}} = \sum h_{\text{м}} + h_{\text{дл}} = h_{\text{сет}} + h_{\text{завдв}} + h_{\text{кол}} + h_{\text{дл}}$$

где $h_{\text{сет}}$, $h_{\text{завдв}}$, $h_{\text{кол}}$ – местные потери напора во всасывающем клапане с сеткой, при прохождении через задвижку, при повороте потока;

Полные потери напора определяются по формуле

$$h_{\text{тр}} = \zeta_{\text{сет}} \frac{V^2}{2g} + \zeta_{\text{зад}} \frac{V^2}{2g} + \zeta_{\text{кол}} \frac{V^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} = \left(\sum \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{V^2}{2g}$$

6. При подстановке значений слагаемых уравнение принимает вид

$$\frac{p_{\text{ат}}}{\rho g} = h_{\text{вс}} + \frac{p_{\text{абс}}}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g} + \left(\sum \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{V^2}{2g}$$

или

$$h_{\text{вс}} = \frac{p_{\text{вак}}}{\rho g} - \left(\alpha + \sum \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{V^2}{2g} \quad (5.5)$$

Фактором, ограничивающим высоту установки насоса, является **допустимая величина вакуума**, обеспечивающая безопасную (без возникновения кавитации) работу агрегата. Его значения приводятся в техническом паспорте машины.

Для надежности работы насосов, во избежание перехода воды в парообразное состояние при низких давлениях, обычно принимают $h_{\text{вак}} \leq 6 \div 7$ м. Поэтому предельная высота всасывания насоса не превышает $4 \div 6$ м, а иногда может быть и меньше.

Если в рассмотренной задаче предположить, что $p_{\text{вак}}$, $h_{\text{вс}}$ и расход Q известны, а требуется подобрать диаметр трубы, то по постановке задача будет отнесена к **III типу**. Тогда на основании зависимости (5.5) можно определить затраченный в гидравлических сопротивлениях напор

$$H = \frac{p_{\text{вак}}}{\rho g} - h_{\text{вс}} = \left(\alpha + \sum \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 d^4 2g} \quad (5.6)$$

В формуле скорость выражена через расход $V = \frac{4Q}{\pi d^2}$.

Чтобы решить задачу определения диаметра можно применить графический метод (рисунок 5.4). Задаваясь значениями диаметров в соответствии с заданным расходом, несколько раз решается задача **I типа**, определяется H . Затем строится график зависимости $H = f(d)$ по которому, проведя линию, соответствующую заданному H , до пересечения с кривой, находят расчетный диаметр $d_{\text{расч}}$.

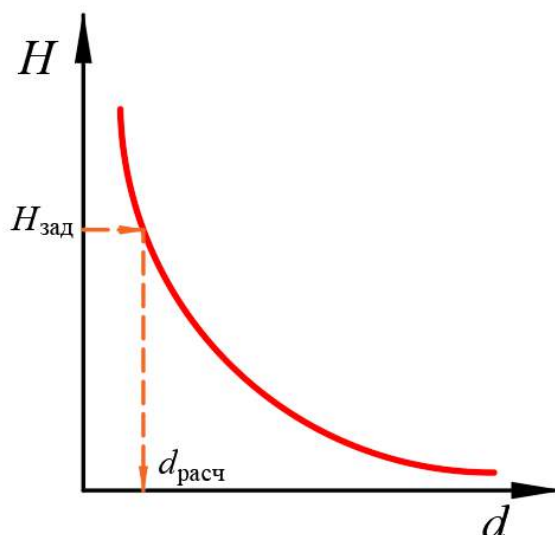


Рисунок 5.4 – Определение диаметра трубопровода

5.2.4 Напорный резервуар с трубопроводом, состоящим из двух участков разного сечения при истечении в атмосферу

Расчетная схема представлена на рисунке 5.5. Порядок расчета:

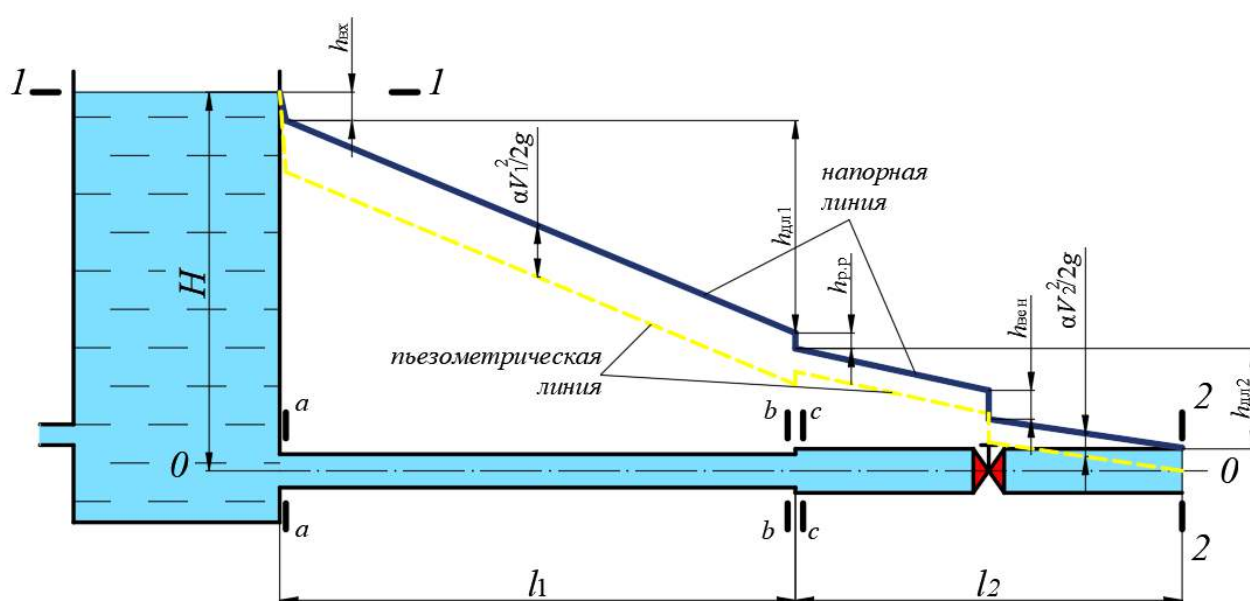


Рисунок 5.5 – Напорный резервуар с трубопроводом

1. Запишем уравнение Бернулли для сечений 1–1 на поверхности резервуара и 2–2 в конце второго участка:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{\text{тр}}$$

2. Определяем все слагаемые уравнения:

$$z_1 = H; \quad z_2 = 0;$$

$$\begin{aligned} p_1 &= p_{\text{ат}}; & p_2 &= p_{\text{ат}}; \\ V_1 &= 0; & V_2 &= V. \end{aligned}$$

Потери напора при движении жидкости между рассматриваемыми сечениями:

$$h_{\text{тр}} = \sum h_{\text{м}} + h_{\text{дл1}} + h_{\text{дл2}} = h_{\text{вх}} + h_{\text{р.р}} + h_{\text{вен}} + h_{\text{дл1}} + h_{\text{дл2}}$$

где $h_{\text{вх}}, h_{\text{р.р}}, h_{\text{вен}}$ – местные потери напора на входе, при резком расширении, при прохождении через ventиль;

$h_{\text{дл1}}, h_{\text{дл2}}$ – потери по длине на участках с l_1 и l_2 .

Полные потери напора определяются по формуле

$$h_{\text{тр}} = \zeta_{\text{вх}} \frac{V_1^2}{2g} + \zeta_{\text{р.р}} \frac{V_2^2}{2g} + \zeta_{\text{вен}} \frac{V_2^2}{2g} + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{V_1^2}{2g} + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \frac{V_2^2}{2g}$$

3. При подстановке значений слагаемых уравнение принимает вид

$$H = \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + \zeta_{\text{вх}} \frac{V_1^2}{2g} + \zeta_{\text{р.р}} \frac{V_2^2}{2g} + \zeta_{\text{вен}} \frac{V_2^2}{2g} + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{V_1^2}{2g} + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \frac{V_2^2}{2g}$$

4. Согласно уравнению неразрывности:

$$V_1 = V_2 \frac{\omega_2}{\omega_1} = V_2 \frac{d_2^2}{d_1^2} \quad (5.7)$$

Тогда

$$H = \frac{V_2^2}{2g} \left(\alpha_2 + \zeta_{\text{вх}} \frac{d_2^2}{d_1^2} + \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{d_2^4}{d_1^4} + \zeta_{\text{рас}} + \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \zeta_{\text{вен}} \right) \quad (5.8)$$

Из уравнения (5.8):

1. **при известном H** можно определить скорость на втором участке трубы V_2 и расход $Q = V_2 \cdot \omega_2$.

2. **если задан расход Q** , то определяются скорость $V_2 = \frac{Q}{\omega_2}$, а затем напор в резервуаре H . По скорости на втором участке трубы из уравнения (5.7) находят скорость V_1 на первом участке.

3. **при известных скоростях V_1 и V_2 и напоре H** могут быть построены напорная и пьезометрическая линии, которые более полно характеризуют условия протекания воды в трубе. Для этого следует предварительно вычислить потери напора на каждом участке и на каждом местном сопротивлении. Для построения напорной линии при входе в трубу из резервуара от отметки напора H откладывается вниз величина потерь напора на входе $h_{\text{вх}}$. В конце первого участка напор уменьшается еще на и на величину $h_{\text{дл1}}$, причем это уменьшение происходит

постепенно на всей длине участка. Аналогично откладываются и величины остальных потерь напора. Пьезометрическая линия строится параллельно напорной, ниже последней на величину скоростного напора $\frac{\alpha V^2}{2g}$ для каждого участка.

Следует отметить, что в месте внезапного расширения трубы пьезометрическая линия может подниматься, ввиду уменьшения скорости и повышения давления.

5.2.5 Сифонный трубопровод

Сифонным трубопроводом (рисунок 5.6) называется трубопровод, работающий в условиях вакуума. Часть такого трубопровода находится выше отметок водоема *A* и резервуара *B*. Особенностью такого трубопровода является необходимость проверки величины вакуума в наивысшей точке сифона.

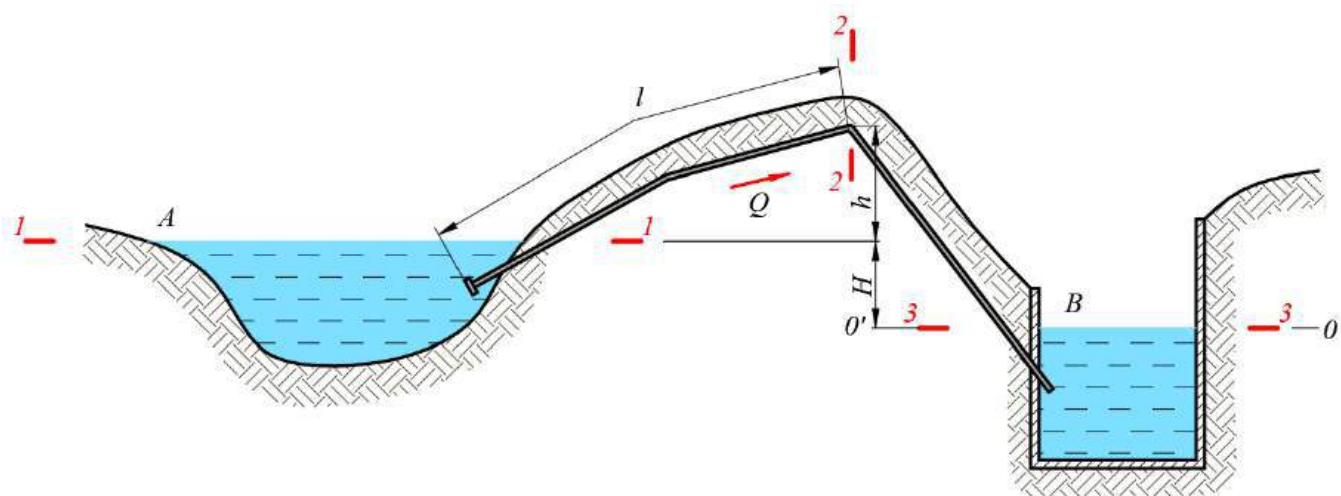


Рисунок 5.6 – Сифонный трубопровод

Проведем плоскость сравнения по поверхности резервуара *B* и запишем уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{\text{тр}}$$

Определим все слагаемые уравнения:

$$\begin{aligned} z_1 &= H; & z_2 &= H + h; \\ p_1 &= p_{\text{ат}}; & p_2 &= p_{\text{абс}}; \\ V_1 &= 0; & V_2 &= V. \end{aligned}$$

Потери напора при движении жидкости между рассматриваемыми сечениями 1–1 и 2–2:

$$h_{\text{тр}} = \sum h_{\text{м}} + h_{\text{дл}}$$

где h_m – местные потери напора;

$h_{дл}$ – потери по длине на участке l .

Полные потери напора определяются по формуле

$$h_{тр} = \left(\sum_{1-1}^{2-2} \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{V^2}{2g}$$

В результате уравнение Бернулли примет следующий вид:

$$H + \frac{p_{ат}}{\rho g} = H + h + \frac{p_{абс}}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum_{1-1}^{2-2} \zeta \right)$$

где h – превышение наивысшей точки сифона над поверхностью водоема A ;

l – расстояние этой точки от начала сифона;

$\sum_{1-1}^{2-2} \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений от начала трубопровода до сечения 2–2.

С учетом того, что $\frac{p_{ат} - p_{абс}}{\rho g} = h_{вак}$, получим

$$h_{вак} = h + \frac{V^2}{2g} \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum_{1-1}^{2-2} \zeta \right) \quad (5.9)$$

Затем запишем уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 3–3:

$$H = \frac{V^2}{2g} \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \zeta \right) \quad (5.10)$$

где L – полная длина сифона;

$\sum \zeta$ – сумма коэффициентов всех местных сопротивлений.

Определив из уравнения (5.10) значение скоростного напора $\frac{V^2}{2g}$ и подставив его в формулу (5.9), получим

$$h_{вак} = h + H \frac{1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum_{1-1}^{2-2} \zeta}{\lambda \frac{L}{d} + \sum \zeta}$$

Вакуумметрическая высота обычно должна быть не более 7 м. В противном случае работа сифона может стать неустойчивой и возникнет угроза так называемого срыва вакуума. Для устранения этого недостатка следует изменить геометрические параметры сифона (как правило, h или H) так, чтобы указанное выше условие ($h_{вак} \leq 7$ м) соблюдалось.

5.3 Расчет длинных трубопроводов. Изменение пропускной способности трубы в процессе эксплуатации

При расчете длинных трубопроводов местными потерями напора в уравнении Бернулли можно пренебречь ввиду их незначительности по сравнению с потерями по длине.

При решении практических задач обычно заданной или искомой величиной является расход воды в трубопроводе Q . При этом удобно представить выражение для потерь напора по длине в виде:

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = \lambda \frac{l}{d} \frac{Q^2 16}{2 \cdot g \pi^2 d^4} = \lambda \frac{8Q^2 l}{g \pi^2 d^5} \quad (5.11)$$

Из этой формулы видно, как велико влияния диаметра на потерю напора по длине.

Введя обозначение

$$\frac{\pi^2 g d^5}{8\lambda} = K^2$$

формулу (5.11) запишем в виде

$$h_{\text{дл}} = \frac{lQ^2}{K^2} \quad (5.12)$$

Эта формула называется *трубопроводной*. Величину K называются *расходной характеристикой*:

$$[K] = \text{м}^3/\text{с}; \text{ л/с}$$

Так как $h_{\text{дл}}/l = I = I_{\text{п}}$ – гидравлический уклон, равный пьезометрическому уклону $I_{\text{п}}$, то из формулы (5.12) получим

$$Q = K \sqrt{I_{\text{п}}} \quad (5.13)$$

Следовательно, *расходная характеристика* – это расход потока при гидравлическом (пьезометрическом) уклоне, равном единице.

Величину $1/K^2 = A$ называют *удельным сопротивлением трубопровода*, поэтому формула (5.12) принимает вид

$$h_{\text{дл}} = AlQ^2 \quad (5.14)$$

Произведение $Al = s$ называют *сопротивлением трубопровода*, поэтому

$$h_{\text{дл}} = sQ^2$$

Видно, что потеря напора при турбулентном движении жидкости пропорциональна расходу во второй степени.

На основе приведенных формул, а также формул для коэффициента гидравлического трения λ составлены различные таблицы, широко используемые в гидравлических расчетах напорных трубопроводов.

Могут быть выделены два типа таблиц:

1) В зависимости от внутреннего диаметра трубы даны расходные характеристики в первой и второй степени и удельные сопротивления. При скоростях $V < 1,2$ м/с удельные сопротивления A определяют с учетом поправки на неквадратичность связи потерь напора со средней скоростью потока (переходная область сопротивлений);

2) В зависимости от расхода воды и внутреннего диаметра трубы даны средние скорости потока и пьезометрические уклоны, увеличенные в 1000 раз (для удобства записей). Поэтому в расчетах потерь напора табличные значения пьезометрических уклонов надо уменьшать в 1000 раз.

Таблицами предусмотрены гидравлические расчеты труб: стальные и чугунные, асбестоцементные, железобетонные, пластмассовых, стеклянных.

Основные задачи по расчету простых длинных трубопроводов. Рассмотрим три задачи. При построении пьезометрической линии будем учитывать только потери напора по длине.

1. **Определение расхода воды Q** при заданных d , l , H_A и H_B (рисунок 5.7). Полная потеря напора в трубе:

$$h_{\text{дл}} = H_A - H_B$$

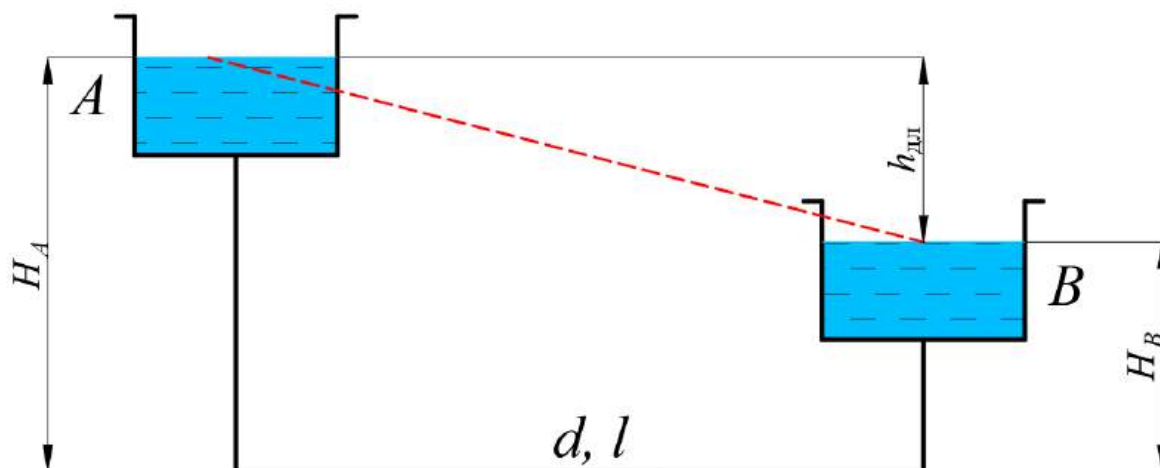


Рисунок 5.7 – Схема простого длинного трубопровода

Из формулы 5.14 следует:

$$Q = \sqrt{\frac{h_{\text{дл}}}{Al}} = \sqrt{\frac{H_A - H_B}{Al}}$$

Удельное сопротивление трубопровода A определяют по таблицам в зависимости от d . Длина трубопровода, состоящего из вертикальных труб, идущих от бака, существенно меньше длины l .

2. **Определение напора H_A** , который необходимо создать в начале трубопровода при заданных d , l , H_B и Q . Используя формулу (5.14), получим:

$$H_A = H_B + h_{\text{дл}} = H_B + AlQ^2$$

3. **Определение диаметра d** , необходимого для того, чтобы при заданных H_A и H_B и l труба могла пропустить расход Q . Диаметр трубы не входит в явном виде в формулы (5.12), (5.13) и (5.14). Поэтому необходимо найти предварительно K или A , зависящие от d . Из формулы (5.14) получим:

$$A = \frac{h_{\text{дл}}}{lQ^2} = \frac{H_A - H_B}{lQ^2}$$

Найденного значение удельного сопротивления A может не оказаться в таблицах. В таком случае можно принять ближайшее большее или ближайшее меньшее значение A . При меньших значениях A труба будет обладать большей пропускной способностью, а при большей A – наоборот.

В первом случае для пропуска заданного расхода потребуется регулирование его задвижкой (краном).

Во втором случае необходимо увеличить начальный напор H_A или уменьшить остаточный напор H_B . Окончательный выбор инженерного решения должен быть сделан после его экономического обоснования. Эту задачу можно решить, применяя составной трубопровод. Один участок трубопровода длиной x назначают диаметром, соответствующим ближайшему меньшему значению A . Остальной участок трубопровода длиной $l-x$ должен иметь диаметр, соответствующий ближайшему большему значению A . Потеря напора в этом случае

$$h_{\text{дл}} = h_{\text{дл } x} + h_{\text{дл } l-x}$$

Используя формулу (5.14), получим

$$h_{\text{дл}} = A_x x Q^2 + A_{l-x} (l-x) Q^2$$

откуда

$$x = \frac{h_{\text{дл}} - A_{l-x} l Q^2}{(A_x - A_{l-x}) Q^2}$$

Следовательно, целесообразно последовательное соединение труб.

5.4 Последовательное и параллельное соединение труб

В случае «длинных» трубопроводов местными потерями напора пренебрегают; кроме того, считаем, что линия $E-E$ совпадает по направлению с линией $P-P$.

Отдельные трубы могут быть соединены последовательно или параллельно.

1. Последовательное соединение (рисунок 5.8).

1) Расход в системе труб постоянный

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3$$

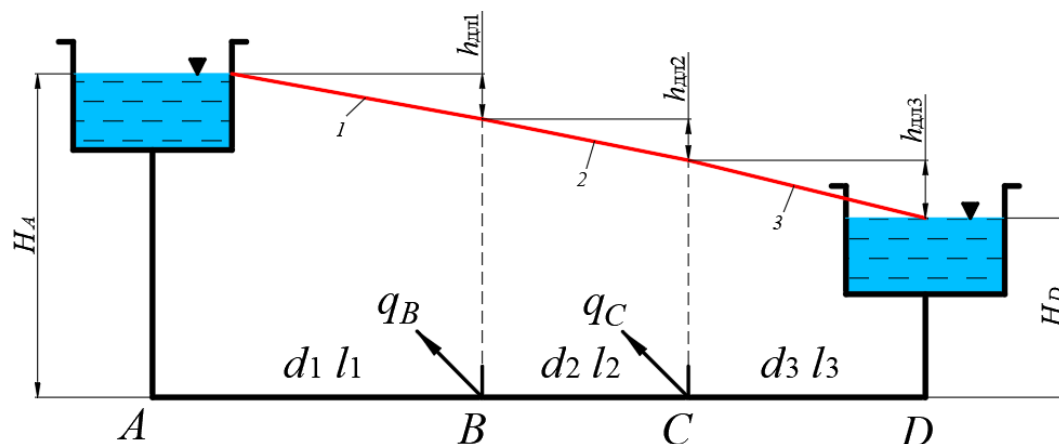


Рисунок 5.8 – Последовательное соединение труб

Система труб представлена из трех участков длиной l_1 , l_2 , l_3 и разных диаметров d_1 , d_2 , d_3 . Заданы начальный и конечный напоры H_A и H_D . Полная потеря напора в таком трубопроводе складывается из отдельных потерь напора на каждом участке:

$$h_{\text{дл}} = h_{\text{дл1}} + h_{\text{дл2}} + h_{\text{дл3}}$$

С учетом формулы (5.14) получим:

$$h_{\text{дл}} = H_A - H_D = (A_1 l_1 + A_2 l_2 + A_3 l_3) Q^2$$

После подстановки в уравнение удельных сопротивлений и длин найдем расход Q . Затем вычисляют отдельные потери напора $h_{\text{дл1}}$, $h_{\text{дл2}}$, $h_{\text{дл3}}$ и строят пьезометрическую линию 1–2–3 без учета местных сопротивлений в пунктах B и C и скоростных напоров. Напоры в пунктах B и C называют свободными напорами.

2) В системе трубопровода в пунктах B и C имеются отводимые расходы воды q_B и q_C (см. рисунок 5.8). Основное уравнение полной потери напора принимает вид (считая, что Q – расход воды в начале системы)

$$h_{\text{дл}} = A_1 l_1 Q^2 + A_2 l_2 (Q - q_B)^2 + A_3 l_3 [Q - (q_B + q_C)]^2$$

Решение этой задачи аналогично предыдущему решению.

2. Параллельное соединение. На рисунке 5.9 показаны два примера параллельной работы труб.

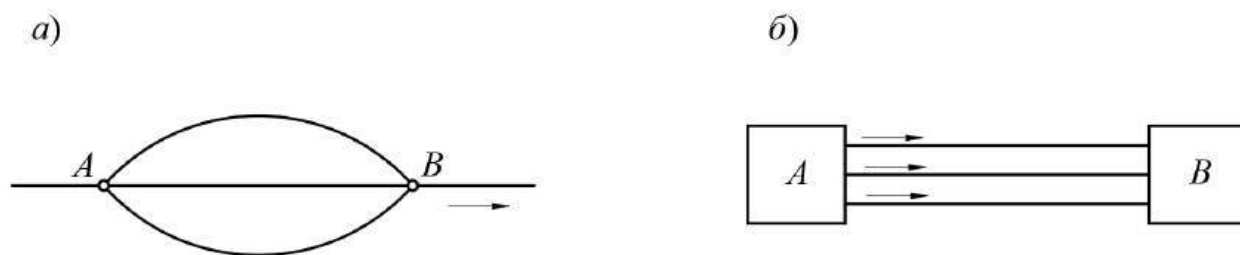


Рисунок 5.9 – Параллельное соединение труб

На рисунке 5.10 представлен «сложный трубопровод». К узлам A и B этого трубопровода (где одна подводящая труба переходит в три трубы и где эти трубы снова переходят в одну трубу) мысленно подключим пьезометры Π_1 и Π_2 . Потеря напора на пути от узла A до узла B будет

$$h_{\text{дл}(AB)} = H_A - H_B$$

где H_A и H_B – напоры соответственно в узлах A и B.

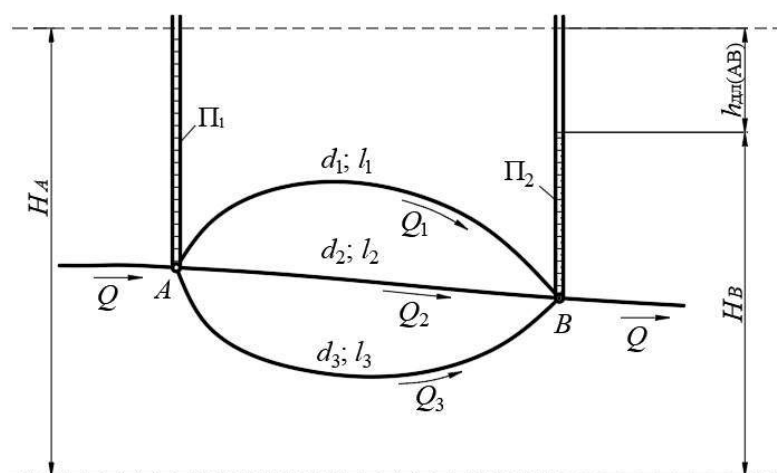


Рисунок 5.10 – К расчету параллельного соединения длинных труб

С другой стороны,

$$\left. \begin{aligned} h_{\text{дл1}} &= H_A - H_B \\ h_{\text{дл2}} &= H_A - H_B \\ h_{\text{дл3}} &= H_A - H_B \end{aligned} \right\}$$

где $h_{\text{дл1}}, h_{\text{дл2}}, h_{\text{дл3}}$ – потери напора соответственно на длине 1-й, 2-й и 3-й труб;
 H_A и H_B – напоры в начале и в конце каждой трубы (поскольку скоростным напором пренебрегаем).

Можем записать:

$$h_{\text{дл}(AB)} = h_{\text{дл}1} = h_{\text{дл}2} = h_{\text{дл}3} = H_A - H_B \quad (5.15)$$

Как видно, потери напора во всех трубах, соединенных параллельно, одинаковы. Формула (5.15) для расчета можно преобразовать следующим образом. Так как

$$h_{\text{дл}} = AlQ^2$$

То вместо (5.15) имеем:

$$h_{\text{дл}(AB)} = A_1 l_1 Q_1^2 = A_2 l_2 Q_2^2 = A_3 l_3 Q_3^2 \quad (5.16)$$

Соотношения (5.16) дают три уравнения:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= \sqrt{\frac{h_{\text{дл}(AB)}}{A_1 l_1}} \\ Q_2 &= \sqrt{\frac{h_{\text{дл}(AB)}}{A_2 l_2}} \\ Q_3 &= \sqrt{\frac{h_{\text{дл}(AB)}}{A_3 l_3}} \end{aligned} \right\} \quad (5.17)$$

Дополнительно можем написать четвертое уравнение:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (5.18)$$

Если дано Q и заданы размеры отдельных трубопроводов (l и d), имеем систему **четырёх** уравнений с четырьмя неизвестными: $Q_1, Q_2, Q_3, h_{\text{дл}(AB)}$.

Решим примерную систему уравнений. Подставляя в уравнение (5.18) систему уравнений (5.17), получаем:

$$Q = \sqrt{\frac{h_{\text{дл}(AB)}}{A_1 l_1}} + \sqrt{\frac{h_{\text{дл}(AB)}}{A_2 l_2}} + \sqrt{\frac{h_{\text{дл}(AB)}}{A_3 l_3}} \quad (5.19)$$

или

$$h_{\text{дл}(AB)} = \frac{Q^2}{\left(\frac{1}{\sqrt{A_1 l_1}} + \frac{1}{\sqrt{A_2 l_2}} + \frac{1}{\sqrt{A_3 l_3}}\right)^2} \quad (5.20)$$

Зная из (5.20) $h_{\text{дл}AB}$, по (5.17) находим Q_1, Q_2, Q_3 .

5.5 Потери напора в случае расхода, переменного по длине трубы

Выше всюду рассматривались случаи, когда расход жидкости вдоль трубы был постоянным: $Q = \text{const}$. Однако в инженерной практике могут встречаться трубы, по

длине которых жидкость забирается на сторону, причем расход ее вдоль трубы изменяется.

Рассмотрим случай, когда жидкость (вода) забирается из трубопровода равномерно по его длине. Такой случай представлен на рисунке 5.11. На чертеже показана труба AB длиной l и диаметром d . Эпюра I изображает забор воды из данной трубы. Обозначим через q расход, отдаваемый трубой на сторону с одной единицы ее длины. Очевидно, при равномерной отдаче воды на сторону расход Q в трубе уменьшается по линейному закону. Имея это в виду, эпюру расходов воды в самой трубе в различных живых сечениях потока можно представить трапецией II: правая крайняя ордината этой эпюры выражает так называемый **транзитный расход Q_T** ; левая крайняя ордината этой эпюры выражает расход в начальном сечении трубы (в точке A); этот расход равен

$$Q_T + ql$$

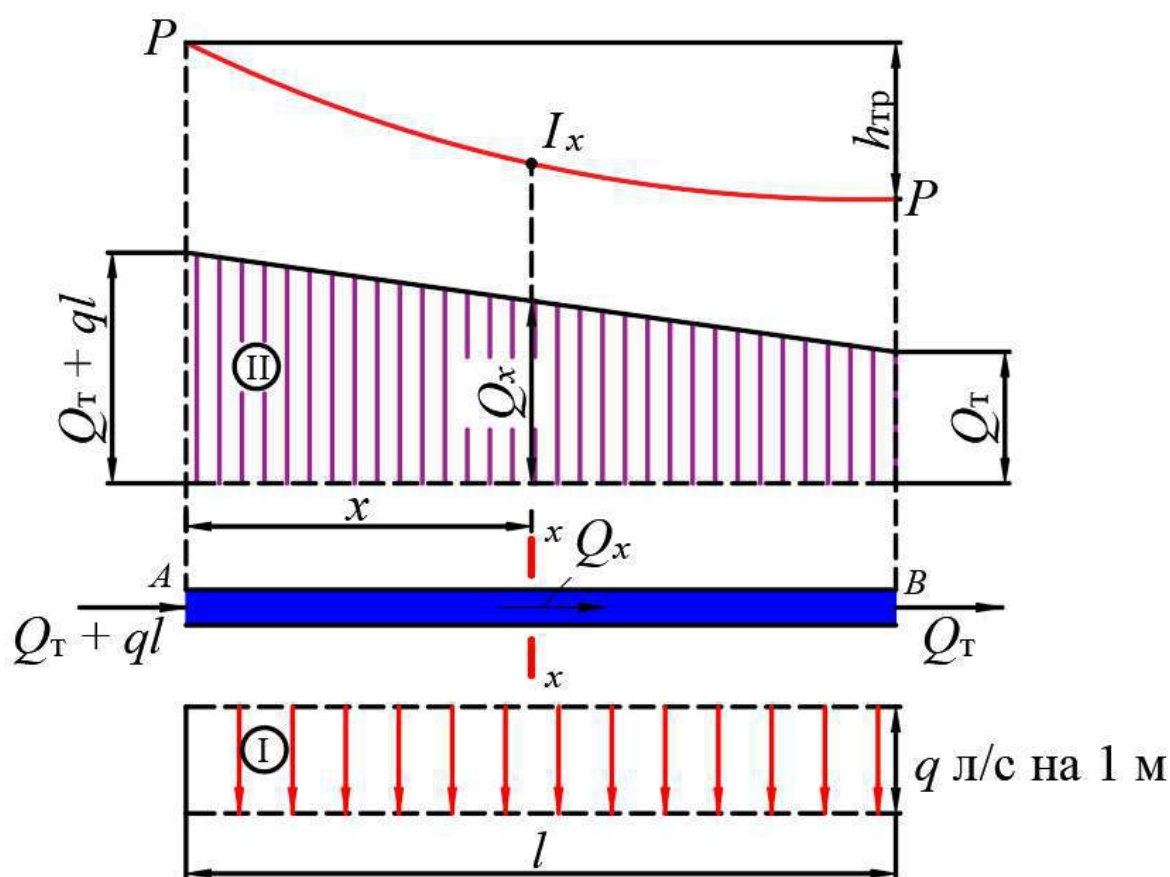


Рисунок 5.11 – Трубопровод с переменным расходом по длине

Если через Q_x обозначить расход в некотором живом сечении трубы $x-x$, то можно сказать, что при изменении x от 0 до l расход Q_x будет изменяться (по линейному закону) от величины $(Q_T + ql)$ до Q_T , причем пьезометрический уклон I_x по мере уменьшения расхода будет также уменьшаться вдоль трубы. Имея в виду это обстоятельство, можем утверждать, что в данном случае *пьезометрическая линия $P-P$ будет кривой линией, причем выпуклость ее будет направлена вниз* (в данном случае при построении линии $P-P$ величиной скоростного напора пренебрегаем).

Найдем величину потерь напора $h_{\text{дл}}$ для трубы AB , имеющей расход Q , **переменный** по длине.

Для произвольного сечения трубы xx (см. рисунок 5.11) имеем:

$$Q_x = (Q_T + ql) - qx$$

Используя с некоторым приближением формулу $I = AQ^2$, относящуюся к случаю постоянного расхода воды, движущейся равномерно, можем написать:

$$dh_{\text{дл}} = I_x dx = AQ_x^2 dx = A[(Q_T + ql) - qx]^2 dx$$

Интегрируя последнее выражение в пределах от $x = 0$ до $x = l$, получаем искомую величину $h_{\text{дл}}$

$$h_{\text{дл}} = \int_{x=0}^{x=l} A[(Q_T + ql) - qx]^2 dx = \frac{1}{l} \int_{x=0}^{x=l} [(Q_T + ql) - qx]^2 dx \cdot l \quad (5.21)$$

или

$$h_{\text{дл}} = AQ_{\text{расч}}^2 l \quad (5.22)$$

где $Q_{\text{расч}}$ – так называемый **расчетный расход**; величина этого расхода, согласно (5.21), должна удовлетворять условию

$$Q_{\text{расч}}^2 = \frac{1}{l} \left[\int_{x=0}^{x=l} [(Q_T + ql) - qx]^2 dx \right]$$

$$Q_{\text{расч}}^2 = \frac{1}{l} \left[\int_{x=0}^{x=l} (Q_T + ql)^2 dx - \int_{x=0}^{x=l} 2(Q_T + ql)qx dx + \int_{x=0}^{x=l} q^2 x^2 dx \right]$$

или

$$Q_{\text{расч}}^2 = (Q_T + ql)^2 - (Q_T + ql)ql + \left(\frac{1}{\sqrt{3}}ql\right)^2 \quad (5.23)$$

Если транзитного расхода нет ($Q_T = 0$), то из (5.23) получаем:

$$Q_{\text{расч}} = \frac{1}{\sqrt{3}}ql = 0,58ql \quad (5.24)$$

При наличии транзитного расхода ($Q_T \neq 0$) расчетный расход, сообразуясь с зависимостями (5.23) и (5.24), находят по следующей приближенной формуле

$$Q_{\text{расч}} \approx Q_T + 0,55ql \quad (5.25)$$

Таким образом, при наличии переменного расхода по длине трубы (рисунок 5.11) потерю напора $h_{\text{дл}}$ вычисляют по обычной зависимости (5.22), условно считая, что по длине рассматриваемой трубы имеется некоторый средний постоянный расход $Q_{\text{расч}}$, определяемый по формуле (5.25).

5.6 Расчет сложного (разветвленного) незамкнутого трубопровода (трубопроводной сети)

Различают следующие виды **сложного** трубопровода:

- а) **незамкнутый**, или, иначе, **тупиковый** (рисунок 5.12);
- б) **замкнутый**, или, иначе, **кольцевой** (рисунок 5.13).

Рассмотрим расчет незамкнутого сложного трубопровода (тупиковой водопроводной сети), питаемого из бака Б, установленного на водопроводной башне (рисунок 5.12). Такой трубопровод состоит из **магистральной** (главной линии; см., например, линию 1–2–3–4) и ответвлений (линий второго порядка; см. линии 2–5 и 3–6).

1. Случай, когда высотное положение водонапорного бака не задано.

Для гидравлического расчета рассматриваемой сети труб должны быть заданы:

- а) длины l отдельных труб и начертание сети их на плане местности в горизонталях;
- б) расчетные расходы воды, забираемые в отдельных точках сети: q_4, q_5, q_6 ;
- г) минимально допустимые отметки горизонта воды в воображаемых пьезометрах, подключенных к концевым точкам сети (точкам 4, 5, 6): $\nabla'_4, \nabla'_5, \nabla'_6$. Задавая $\nabla'_4, \nabla'_5, \nabla'_6$, мы тем самым задаем гидродинамические давления в точках 4, 5, 6, а также высоты a , на которые вода в этих точках может подняться («самотеком») над поверхностью земли, если трубопровод, как показано на рисунке 5.12, проложен в земле (см., например, точку 4, где отметка поверхности земли обозначена через ∇_4).

В результате гидравлического расчета можем найти: диаметр труб, а также отметку горизонта воды в водонапорном баке, обеспечивающую подачу заданных расходов воды в заданные точки сети.

Общий ход расчета может быть намечен следующий.

1. Устанавливаем расчетные расходы для отдельных участков сети. Расчетный расход какого-либо участка сети должен равняться сумме расходов, забираемых из сети ниже (по течению) этого участка. Например, расчетный расход для участка 3–4:

$$Q_{3-4} = q_4$$

расчетный расход, для участка 1–2:

$$Q_{1-2} = q_4 + q_5 + q_6 + q'l_{2-5}$$

Расчетный расход для участка 2–5 согласно формуле (5.25)

$$Q_{2-5} = q_5 + 0,55q'l_{2-5}$$

2. Выбираем линию трубопроводов, которую следует рассматривать как магистральную. В качестве магистрали намечаем линию: наиболее нагруженную расходами, наиболее длинную, характеризующую наибольшими отметками ∇ поверхности земли. Если магистраль будет намечена неудачно, то в конце расчета получим некоторую неувязку (см. ниже), причем расчет придется выполнять заново, задавшись новым направлением магистрали.

Расчет магистрали 1–2–3–4

1. Задаемся для отдельных участков магистрали, так называемой *экономической скоростью* $V_{\text{эк}}$ (пояснение понятие скорости $V_{\text{эк}}$ см. в следующем пункте); эта скорость может быть принята $V_{\text{эк}} = 1,0$ м/с; вообще говоря, данная скорость должна изменяться с изменением диаметра труб:

d , м	0,10	0,20	0,25	0,30
$V_{\text{эк}}$, м/с	0,75	0,90	1,10	1,25

2. Установив скорости для отдельных участков магистрали, находим диаметры труб магистрали:

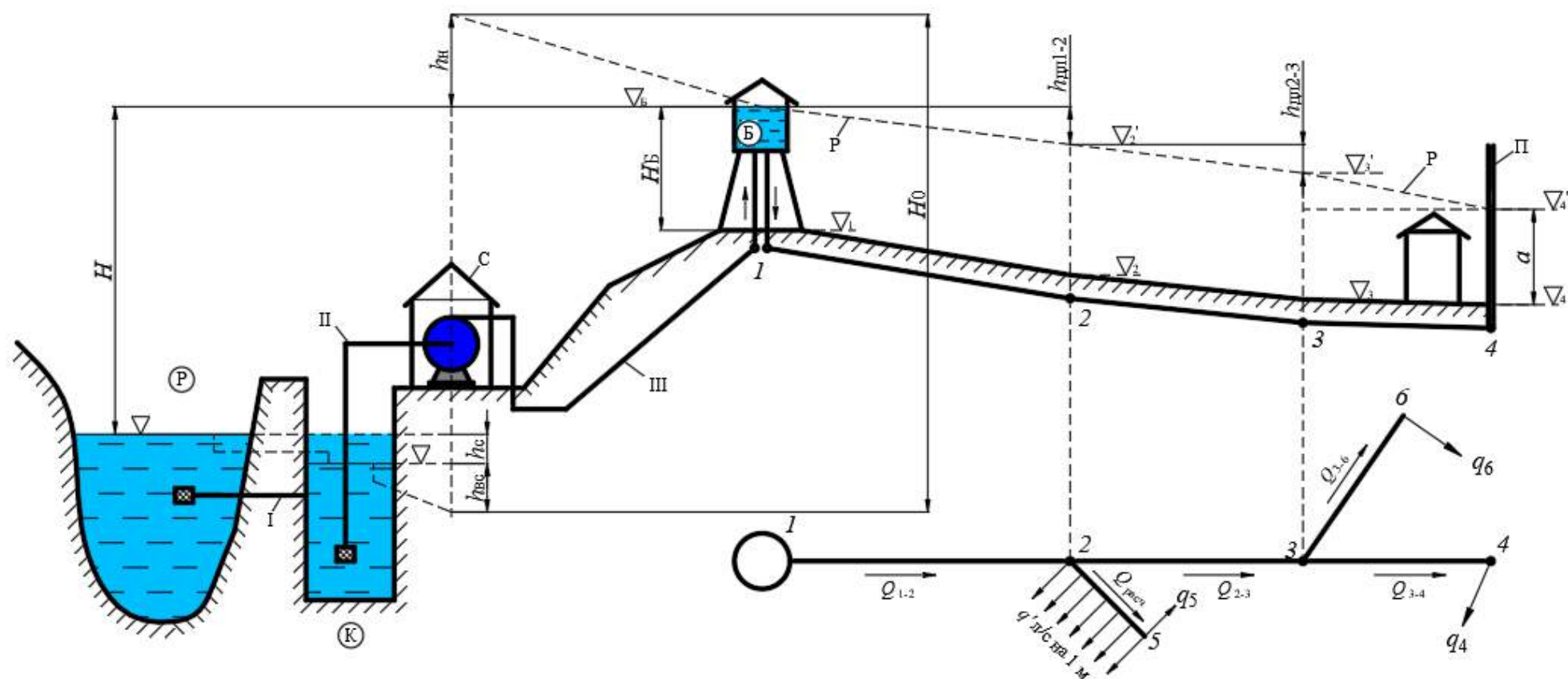
$$\omega = \frac{Q}{V_{\text{эк}}}; \quad d' = \sqrt{\frac{4\omega}{\pi}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V_{\text{эк}}}}$$

полученное значение d' округляем до ближайшего (большего или меньшего) сортаментного значения d .

3. Зная для каждой трубы ее диаметр d и расход Q , определяем для всех участков магистрали потери напора по формуле

$$h_{\text{дл}} = AlQ^2$$

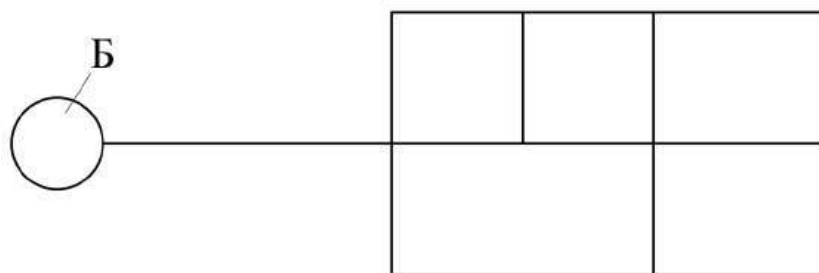
4. Имея величины $h_{\text{дл}}$ для отдельных участков магистрали, строим пьезометрическую линию $P-P$ (рисунок 5.12). Построение этой линии начинаем с конца магистрали, зная отметку ∇'_4 . Идя от точки n (см. чертеж) против течения и откладывая по вертикали вверх найденные величины $(h_{\text{дл}})_{3-4}$, $(h_{\text{дл}})_{2-3}$, $(h_{\text{дл}})_{1-2}$, получаем искомую линию $P-P$.



P – река (источник водоснабжения); K – береговой колодец; C – насосная станция;
 B – водонапорная башня; I – самотечная труба; II – всасывающая труба; III – напорная труба;
 1–2–3–4 – магистраль; 2–5 и 3–6 – ответвленная;

Потери напора: h_c – в трубе I ; $h_{вс}$ – в трубе II ; h_n – в трубе III

Рисунок 5.12 – Тупиковая (незамкнутая) водопроводная сеть



Б – водонапорная башня

Рисунок 5.13 – План замкнутой (кольцевой) сети

Определение отметки ∇_B горизонта воды в водонапорном баке.

Пояснение понятия экономической скорости.

Построив пьезометрическую линию, легко можем написать следующую зависимость, по которой и определяем отметку ∇_B :

$$\nabla_B = \nabla'_4 + \sum h_{\text{дл}}$$

где $\sum h_{\text{дл}}$ – потери напора по длине всей магистрали.

Отметка ∇_B определяет высоту водонапорной башни H_B .

Поясним **понятие экономической скорости**, о которой говорили выше.

Положим, что мы имеем магистраль, выполненную из труб определенного диаметра. Представим теперь, что этот диаметр постепенно *уменьшается*. При этом получаем следующие: скорости в магистральных трубопроводах возрастают; потери напора в этих трубах растут; высота водонапорной башни H_B увеличивается; увеличивается также и высота H подъема воды насосами, а, следовательно, растет и мощность насосов, равная

$$N = \frac{QH_0}{75\eta}, \text{ л. с.} = 0,736 \frac{QH_0}{75\eta}, \text{ кВт}$$

где η – коэффициент полезного действия насосов;

$$H_0 = H + h_c + h_{\text{вс}} + h_{\text{н}} \text{ (см. рисунок 5.12)}$$

Можно утверждать, что *с уменьшением диаметра труб магистрали*:

- ✓ стоимость самой магистрали будет уменьшаться;
- ✓ стоимость же водопроводной башни и насосной станции будет увеличиваться; также будет увеличиваться и ежегодный расход электрической энергии на насосной станции (в связи с работой более мощных насосов).

При увеличении диаметра труб магистрали получаем обратную картину: стоимость самой магистрали растет, а стоимость башни и насосной станции (а также электроэнергии) уменьшается.

На основании сказанного был исследован вопрос о том, при каких именно скоростях в магистрали получается наиболее экономичное сооружение; в

результате и были установлены величины приведенных выше так называемых экономических скоростей.

Расчет ответвлений

Построив пьезометрическую линию для магистрали, мы тем самым задали напоры в начале каждого ответвления. Например, напор в начале ответвления 3–6 определяется отметкой ∇'_3 ; напор в начале ответвления 2–5 отметкой ∇'_2 .

В связи с этим обстоятельством расчет ответвлений принципиально отличается от расчета магистрали:

а) в случае магистрали напор в начале ее не был задан (отметка ∇_B не была задана); поэтому при расчете магистрали мы исходили из скорости $V_{эк}$;

б) в случае ответвлений напор в начале их задан; задан также и напор в конце каждого ответвления; поэтому при расчете ответвлений *исходим из заданной потери напора для каждого ответвления* (разности напоров в начале и в конце ответвления).

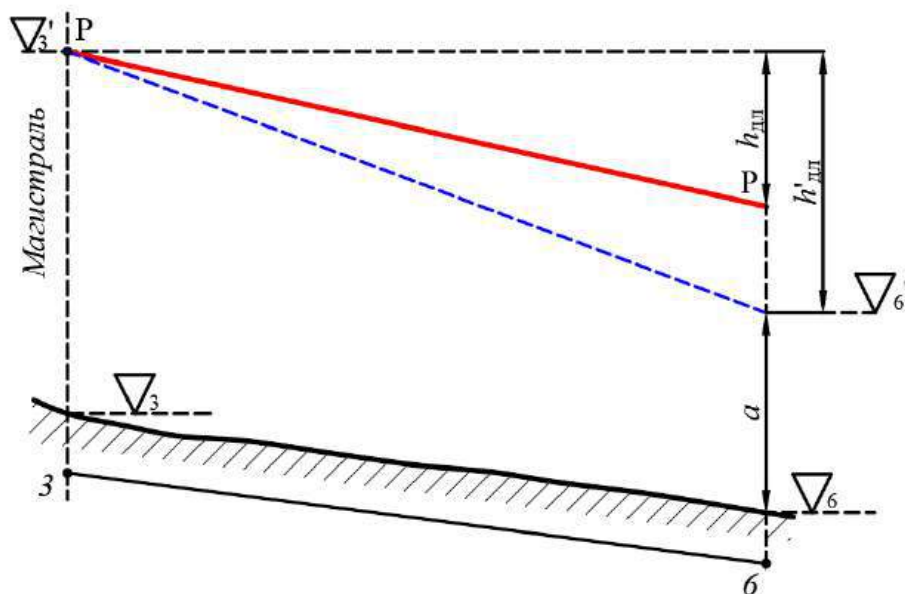


Рисунок 5.14 – Ответвление незамкнутой сети

Имея в виду сказанное, поступаем следующим образом (см. рисунок 5.14, на котором для примера представлен продольный профиль по ответвлению 3–6):

а) определяем потерю напора в ответвлении:

$$h'_{дл} = \nabla'_3 - \nabla'_6$$

где ∇'_3 известна из расчета магистрали;

б) переписываем формулу $h_{дл} = A l Q^2$, служащую для определения потерь напора, в виде:

$$A' = \frac{h'_{дл}}{l Q^2}$$

по этой формуле находим A' ;

в) по соответствующим таблицам, зная A' , находим диаметр d' ; полученное значение d' округляем до ближайшего большего сортаментного значения d ;

г) по найденному значению d определяем удельное сопротивление A и вычисляем действительные потери напора в ответвлении $h_{\text{дл}}$.

Как видно из чертежа, благодаря округлению d' до большего значения d , потеря напора в ответвлении уменьшилась, причем пьезометрическая линия несколько поднялась; при округлении d' до меньшего сортаментного значения отметка ∇'_6 в точке 6 оказалась бы не обеспеченной.

В заключение приведем следующее указание.

Если бы в начале расчета мы выбрали магистраль неудачно, то при расчете того или другого ответвления у нас получилось бы соотношение (см. пример ответвления 3–6 на рисунке 5.14): $\nabla'_6 > \nabla'_3$. Такое соотношение показывает, что в конце ответвления 3–6 подать необходимый расход невозможно (соблюдая требования в отношении отметки ∇'_6). Поэтому при наличии указанного соотношения и приходится задаваться новым направлением магистрали, идущим, например, по линии 1–2–3–6 на рисунке 5.12 и снова повторять поясненный выше расчет.

2. Случай, когда высотное положение водонапорного бака задано.
Ограничимся рассмотрением только магистральной линии (рисунок 5.15).

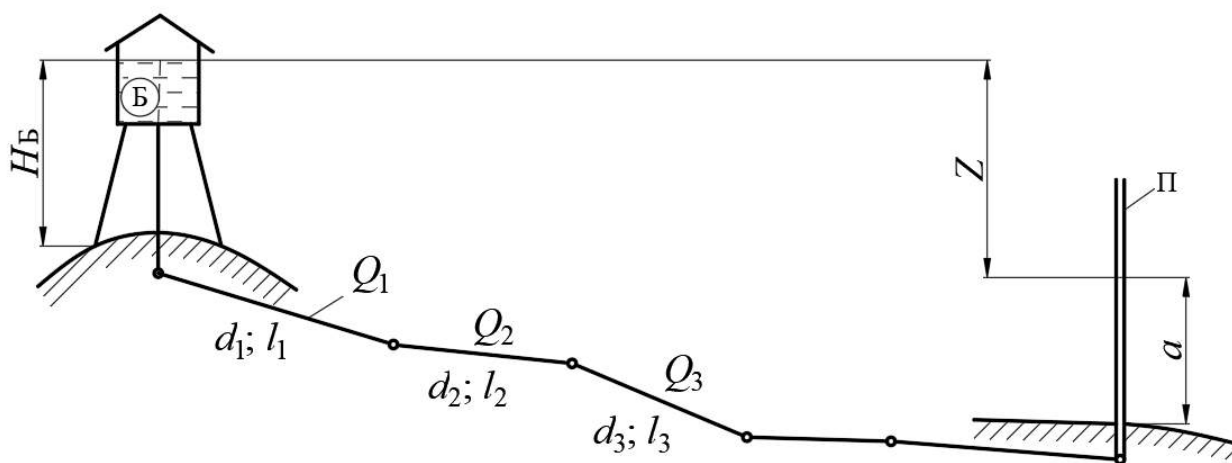


Рисунок 5.15 – К расчету магистрали при заданной высоте водонапорной башни

Положим, что для расчета имеются следующие данные:

- а) длины труб $l_1, l_2, \dots$;
- б) расходы воды в отдельных трубах $Q_1, Q_2, \dots$;
- в) потеря напора Z в рассматриваемом трубопроводе.

В результате расчета требуется найти диаметры труб: $d_1, d_2, d_3, \dots$

Ход расчета

1. Обозначив через L длину магистрали: $L = l_1 + l_2 + l_3, \dots$, вычисляем средний пьезометрический уклон:

$$I_{\text{ср}} = \frac{Z}{L}$$

2. Находим для каждого участка значение A (в первом приближении):

$$A_1 = \frac{I_{\text{ср}}}{Q_1^2}; A_2 = \frac{I_{\text{ср}}}{Q_2^2} \text{ и т.д.}$$

3. Исходя из найденных A , по таблице, выражающей зависимость $A = f(d)$, определяем:

а) ближайшие меньшие сортаментные значения диаметра труб:
 $d'_1, d'_2, d'_3, \dots$

б) ближайшие большие сортаментные значения диаметра труб:
 $d''_1, d''_2, d''_3, \dots$

4. Рассматриваем различные комбинации найденных сортаментных диаметров, например:

1-й вариант: d'_1, d'_2, d'_3, d'_4 и т.д.

2-й вариант: $d''_1, d''_2, d''_3, d''_4$ и т.д.

Если число отдельных участков магистрали равно n , то число возможных комбинаций (вариантов) будет 2^n . Из этого числа вариантов по техническим соображениям мы должны отобрать только те из них, которые удовлетворяют условию:

$$\sum h_{\text{дл}} \leq Z$$

где $\sum h_{\text{дл}}$ – сумма потерь напора для всех участков магистрали.

Очевидно, варианты, характеризуемые условием $\sum h_{\text{дл}} > Z$, неприемлемы, так как в них при заданном Z требуемые расходы Q не будут обеспечиваться.

5. Из числа отобранных вариантов останавливаемся (по экономическим соображениям) на том, для которого масса трубопровода (т.е. величина $\sum(l\beta)$, где β – масса 1 м трубы данного материала) оказывается минимальной. Ясно, что трубопровод, имеющий наименьшую массу, будет иметь также и наименьшую стоимость.

5.7 Замечания о расчете сложного замкнутого трубопровода

Поясним основной принцип расчета сложного замкнутого трубопровода (кольцевой водопроводной сети).

Рассмотрим сеть, имеющую только одно кольцо (рисунок 5.16, а). Если расходы воды забираются в точках 4 и 5 сети, как показано на чертеже, то направление движения воды во всех трубах, кроме трубы 4–5, нам известно заранее.

Положим, что для расчета нам заданы:

- а) длины всех труб;
- б) отметка горизонта воды в водопроводном баке, расположенном в точке 1;
- в) минимальные допустимые отметки горизонта воды в воображаемых пьезометрах, присоединенных к узловым точкам сети 3, 4, 5, 6;
- г) расходы q_4 и q_5 , забираемые из сети.

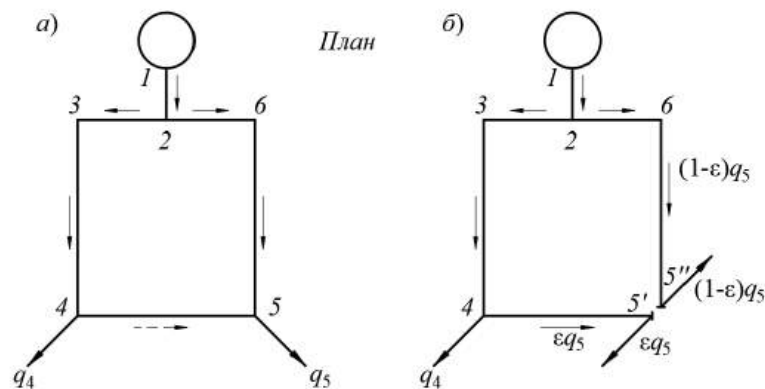


Рисунок 5.16 – К расчету замкнутого трубопровода

Требуется установить диаметры отдельных труб, а также построить пьезометрическую линию для трубопровода.

Первую задачу (определение диаметров труб) решаем путем ряда попыток.

1-я попытка. Задаемся:

- а) диаметрами отдельных труб;
- б) направлением движения воды в трубе 4–5, например, слева направо;
- в) распределением расхода q_5 между линиями 4–5 и 6–5; здесь считаем, что расход линии 4–5 равен ϵq_5 , а расход линии 6–5 равен $(1-\epsilon)q_5$, причем задаемся величиной ϵ .

В рассматриваемом кольце труб имеется два разных потока: один против часовой стрелки (2–3–4), другой – по часовой стрелке (2–6–5). Задавшемся направлением движения воды по линии 4–5 слева направо, мы тем самым назначим встречу двух указанных потоков в точке 5. Точка встречи двух потоков называется точкой **водораздела** или **нулевой** точкой.

Чтобы проверить, правильно ли мы задались диаметрами труб, положением точки водораздела и величиной ϵ , поступаем следующим образом.

Мысленно разрезаем наше кольцо по намеченной точке водораздела, причем получаем сеть, изображенную на рисунке 5.16, б. Далее по обычным формулам подсчитываем потерю напора для линии 1–2–3–4–5' ($h_{1-2-3-4-5'}$) и для линии 1–2–6–5'' ($h_{1-2-6-5''}$). После этого сопоставляем между собой две найденные потери напора. Если

$$(h_{\text{дл}})_{1-2-3-4-5'} = (h_{\text{дл}})_{1-2-6-5''}$$

то заключаем, что напоры в точках 5' и 5'' будут одинаковыми, что и должно быть, поскольку точки 5' и 5'' представляют собой физически одну точку 5 (рисунок 5.16, а). Следовательно, получив указанное равенство, можем утверждать, что выше мы задались правильно как диаметрами труб d , так и величиной ε . Если указанное равенство не получается, то приходится изменять величины d и ε , а иногда и переносить точку водораздела в другую точку сети (в точку 4 на чертеже). При этом обращаемся ко 2-й, 3-й и последующим попыткам, добиваясь того, чтобы приведенное выше равенство было выдержано хотя бы приближенно.

5.8 Задача о трех резервуарах

На рисунке 5.17 представлены три резервуара (I, II, III), соединенные трубками. Обозначим через $\nabla_1, \nabla_2, \nabla_3$ отметки горизонта воды соответственно в I, II и III резервуарах, причем эти отметки будем считать постоянными (неизменными во времени).

Дано: $l_1, l_2, l_3; d_1, d_2, d_3$ (а, следовательно, A_1, A_2, A_3); $\nabla_1, \nabla_2, \nabla_3$.

Требуется найти:

- направление движения воды в 3-й трубе (направления движения воды в 1 и 2-й трубах известны заранее);
- величины Q_1, Q_2, Q_3 .

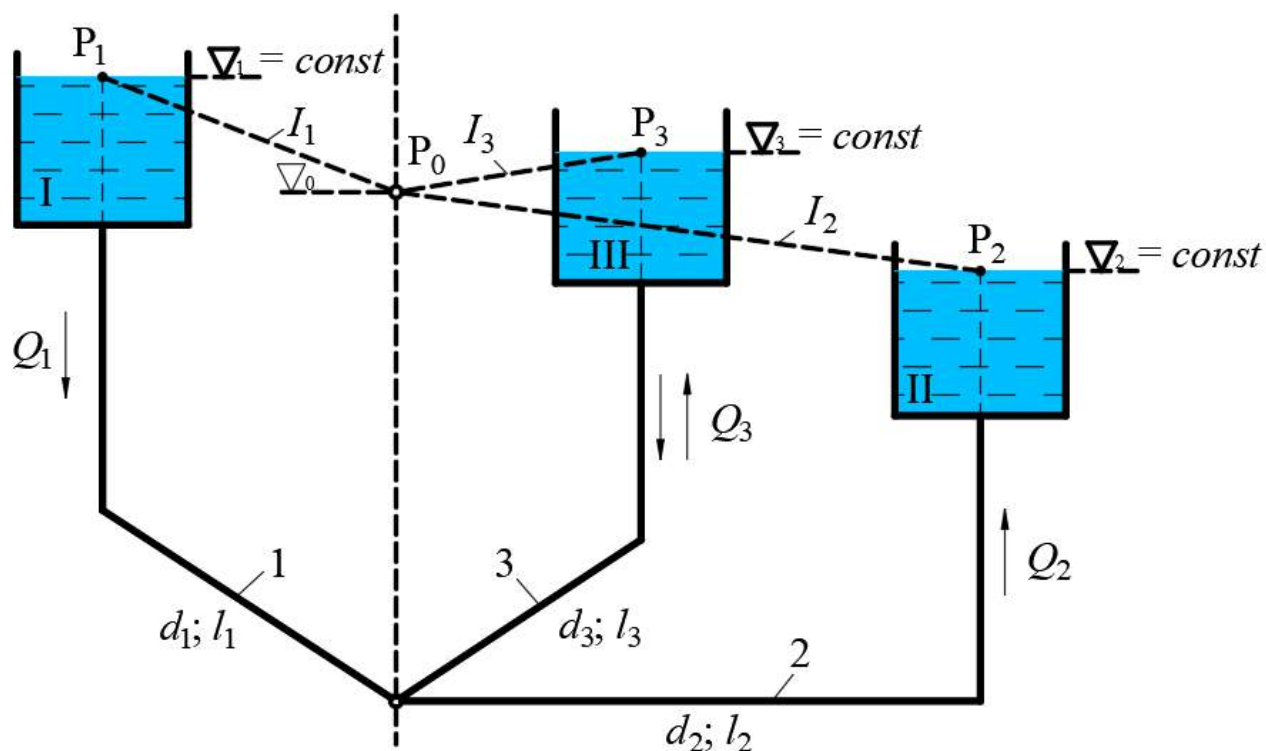


Рисунок 5.17 – К задаче о трех резервуарах

1. О направлении движения воды в 3-й трубе.

Покажем на чертеже пьезометрические линии для трех рассматриваемых труб, причем через ∇_0 обозначим отметку пьезометрической линии, отвечающую узловой точке 0.

а) если бак III питается водой из бака I, то вода по 3-й трубе движется вверх, причем

$$\nabla_0 > \nabla_3$$

б) если бак III сам питает бак II, то вода в 3-й трубе движется вниз, причем

$$\nabla_0 < \nabla_3$$

в) если в 3-й трубе течения воды нет (бак III нейтрален), то

$$\nabla_0 = \nabla_3$$

Чтобы установить, какой из трех перечисленных вариантов имеет место в данном конкретном случае, поступаем следующим образом:

1) Задаемся условно величиной ∇_0 , равной ∇_3 :

$$\nabla_0 = \nabla_3$$

2) В этом предположении, отвечающем случаю, когда бак III нейтрален, находим величины Q_1 и Q_2

$$Q_1 = \sqrt{\frac{h_{дл1}}{A_1 l_1}} = \sqrt{\frac{\nabla_1 - \nabla_0}{A_1 l_1}} = \sqrt{\frac{\nabla_1 - \nabla_3}{A_1 l_1}}$$

$$Q_2 = \sqrt{\frac{h_{дл2}}{A_2 l_2}} = \sqrt{\frac{\nabla_0 - \nabla_2}{A_2 l_2}} = \sqrt{\frac{\nabla_3 - \nabla_2}{A_2 l_2}}$$

3) Сопоставляем между собой найденные Q_1 и Q_2 . Если оказывается, что

$$Q_1 = Q_2,$$

то бак III в действительности не работает (он нейтрален), и поэтому

$$\nabla_0 = \nabla_3$$

Если оказывается, что

$$Q_1 > Q_2,$$

то в действительности

$$\nabla_0 > \nabla_3,$$

т.е. бак III питается из бака I и, следовательно, вода по 3-й трубе поднимается вверх.

Если оказывается, что

$$Q_1 < Q_2,$$

То в действительности

$$\nabla_0 < \nabla_3,$$

т.е. бак III питает бак II, причем вода в 3-й трубе движется вниз.

2. О величине расходов Q_1 , Q_2 , Q_3 .

Предположим, что имеется случай, когда бак III питает бак II. Учитывая $h_{дл} = AlQ^2$, составляем следующую систему четырех уравнений:

$$\nabla_1 - \nabla_0 = A_1 l_1 Q_1^2$$

$$\nabla_3 - \nabla_0 = A_3 l_3 Q_3^2$$

$$\nabla_0 - \nabla_2 = A_2 l_2 Q_2^2$$

$$Q_1 + Q_3 = Q_2$$

Здесь имеются четыре неизвестные: ∇_0, Q_1, Q_2, Q_3 . Данная система уравнений может быть приведена к квадратному уравнению относительно величины $(\nabla_3 - \nabla_0)$ или $(\nabla_0 - \nabla_3)$. Эту систему уравнений можно решать путем подбора (или методом последовательного приближения), задаваясь различными значениями ∇_0 , легко затем определить и величины Q_1, Q_2, Q_3 .

5.9 Гидравлический удар в трубах

Впервые гидравлический удар в 1898 г. подробно описал выдающийся русский ученый Жуковский.

Гидравлический удар – комплекс явлений – сопровождающийся резким изменением давления в водоводе, вызванным резким изменением скорости движения жидкости в нем.

Ударное давление Δp определяется резкостью давлений при неустановившемся и установившемся движениях.

Если $\Delta p > 0$ (**удар положительный**) – скорость уменьшается.

Если $\Delta p < 0$ (**удар отрицательный**) – скорость возрастает.

При изменении гидравлического удара рассматривается неустановившееся движение, причем учитывается сжимаемость как жидкости, так и материала стенок трубопровода.

Часть энергии жидкости при гидроударе переходит в тепло, поэтому амплитуда колебаний давления Δp с течением времени затухает и процесс приостанавливается.

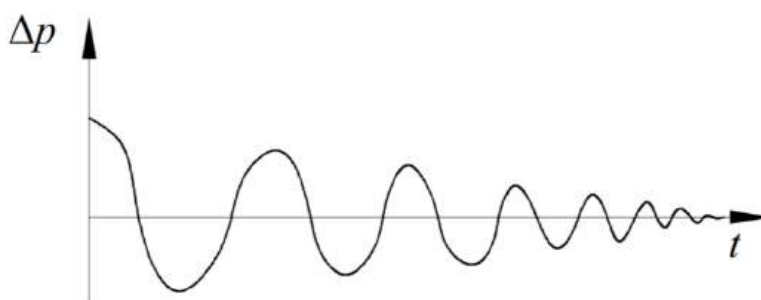


Рисунок 5.18

Жуковский получил формулу для определения величины гидравлического удара.

Рассмотрим движение жидкости по трубопроводу, на пути которой возникает преграда (задвижка). Определим Δp в результате взаимодействия потока с преградой.

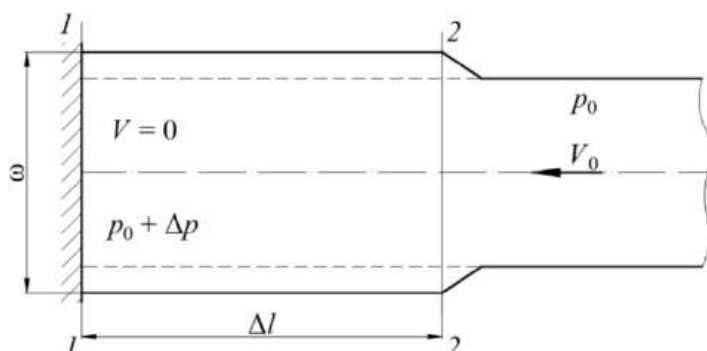


Рисунок 5.19

За время Δt масса жидкости $\rho \omega \Delta l = m$ перейдет из состояния движения в состояние покоя.

И соответствующее изменение количества движения должно быть равно импульсу силы, вызванному разностью давлений, действующих в сечениях 1–1 и 2–2

$$\rho \omega \Delta l (V_0 - 0) = [(p_0 + \Delta p) - p_0] \omega \cdot \Delta t$$

Преобразуем

$$\rho \omega \Delta l V_0 = \Delta p \omega \cdot \Delta t$$

Откуда

$$\Delta p = \rho V_0 \frac{\Delta l}{\Delta t}$$

где $\frac{\Delta l}{\Delta t} = c$ – скорость распространения ударной волны.

$$\Delta p = \rho V_0 c \quad \text{формула Жуковского для прямого гидроудара}$$

где c – скорость распространения упругих деформаций в жидкости, скорость распространения ударной волны

$$c = \frac{\sqrt{\frac{E_{\text{ж}}}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{E_{\text{ж}}}{E} \frac{d}{\delta}}}$$

где $E_{\text{ж}}$ – объемный модуль упругости жидкости плотностью ρ (для воды $E_{\text{ж}} = 1,96 \cdot 10^9$ Па);

E – модуль упругости материала трубы (для стали $E_{\text{ж}} = 1,96 \cdot 10^{11}$ Па);

d – диаметр трубы;

δ – толщина стенок трубы.

$c_0 = \sqrt{\frac{E_{\text{ж}}}{\rho}}$ – скорость звука в жидкости.

$$c_{0(\text{вода})} = 1425 \text{ м/с}$$

$$c = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{E_{\text{ж}}}{E} \frac{d}{\delta}}} \text{ (м/с)}$$

Положительный удар наиболее опасен, и он может быть *прямой* и *непрямой*.

Необходимо определить фазу гидроудара

$$T_{\text{фаз}} = \frac{2l}{c}$$

и сравнить ее с временем закрытия задвижки $t_{\text{закр}}$:

- 1) $t_{\text{закр}} < T_{\text{фаз}}$ – удар прямой (или полный ГУ)

$$\Delta p = \rho c V_0 = \rho c (V_0 - V)$$

где V_0 – скорость в трубе при установившемся движении, когда кран открыт;

V – конечная скорость при закрытии

- 2) $t_{\text{закр}} > T_{\text{фаз}}$ – удар не прямой (или неполный ГУ)

$$\Delta p = \rho c V_0 \frac{T_{\text{ф}}}{t_{\text{закр}}}$$

Меры ослабления гидроудара

1. Ставят вентили вместо пробковых кранов (медленное закрытие – эффективно);
2. Устанавливают клапаны – гасители, рассчитанные на определенное давление;
3. Вместо предохранительных клапанов ставят предохранительные диафрагмы (разрывается при возникновении гидроудара);
4. На трубопроводах могут быть установлены также уравнильные резервуары (рисунок 5.20). При гидравлическом ударе в резервуар поступает некоторое количество воды, что снижает добавочное давление в трубопроводе.
5. Устанавливают воздушные колпаки (воздух сжимается и амортизирует удар) (рисунок 5.21).

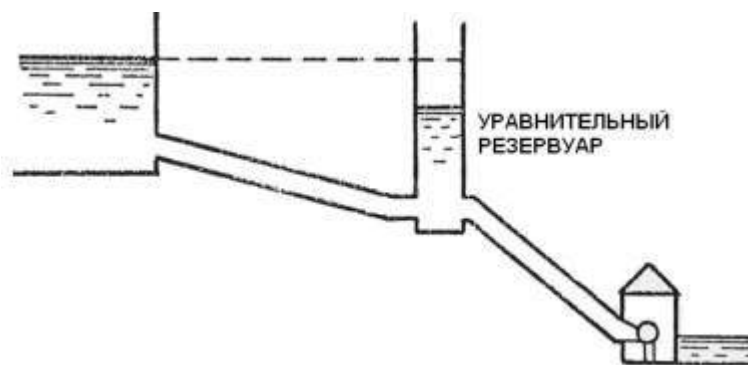


Рисунок 5.20 – Уравнильный резервуар

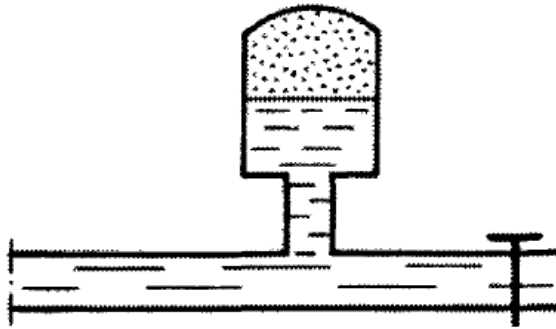


Рисунок 5.21 – Схема установки на трубопроводе воздушного колпака

Разрушительную силу гидроудара на практике используют (в гидротаране – водокачка без мотора).

Гидравлические тараны

Гидравлический таран представляет автоматическое водоподъемное устройство, работа которого основана на использовании явления гидравлического удара в трубах.

Гидравлический таран (рисунок 5.22) состоит из рабочей камеры 1 с двумя клапанами – напорным 2 и сбросным 8 – и воздушного колпака 5. Вода из водоема 4 по подводящей трубе 3 под небольшим напором H_1 подается к тарану в среднем в количестве $Q = Q_1 + Q_2$. Большая часть ее Q_1 вытекает наружу через сбросной клапан, открывающийся под влиянием собственного веса. При увеличении воздействия вытекающей воды сбросной клапан закрывается, при этом возникает гидравлический удар, приводящий к открытию напорного клапана, в результате чего вода в количестве Q_2 поступает вначале в воздушный колпак, а затем при некотором заполнении его в напорный трубопровод 6 и далее в напорный резервуар 7 на высоту H .

Мощность, затрачиваемая на приведение тарана в действие

$$N_{\text{затр}} = \gamma Q \left(H_1 + \sum h'_{\text{п}} \right)$$

Полезная мощность тарана

$$N_{\text{п}} = \gamma Q_2 \left(H_2 + \sum h''_{\text{п}} \right)$$

где H_1 – действующий напор, или высота падения;
 H_2 – полезная высота нагнетания;
 $\sum h'_{\text{п}}$ и $\sum h''_{\text{п}}$ – потери напора в подавляющем и напорном трубопроводах

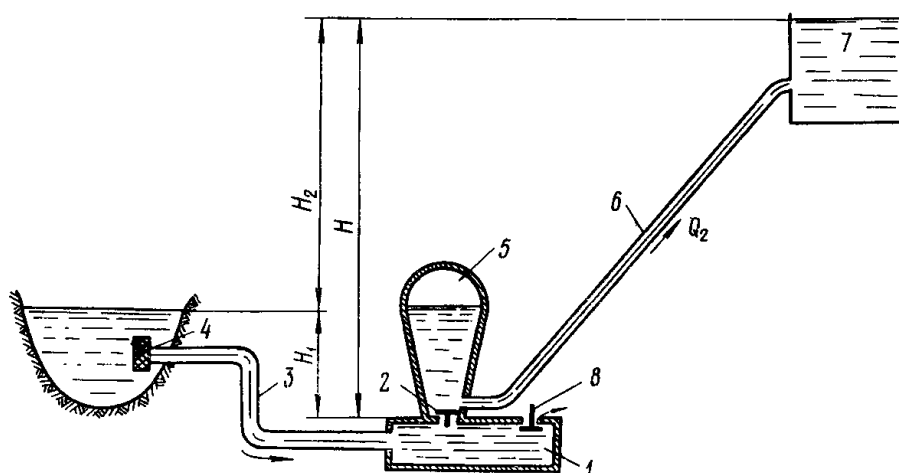


Рисунок 5.22

К.п.д. гидравлического тарана

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{затр}}}$$

или

$$\eta = \frac{Q_2 H_2}{Q H_1}$$

6 ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЙ И НАСАДКОВ

6.1 Истечение жидкости из отверстий при постоянном напоре

Теория истечения жидкости находит применение для определения количества воды, вытекающей через отверстия, для определения времени наполнения и опорожнения резервуаров и водохранилищ, при гидравлическом расчете шлюзов и др. Истечение жидкости относится к гидравлическим явлениям, происходящим на коротких участках. Приведем краткую информацию по истечению через отверстие.

Различают истечение при *постоянном* и *переменном напорах*. Истечение при переменном напоре относится к области неустановившегося движения жидкости. Истечение может быть через *малое отверстие в тонкой стенке* или *насадок* и через *большое отверстие*.

Малым отверстием называют такое отверстие, для всех точек сечения которого напор может быть принят практически одинаковым и равным напору в центре тяжести сечения отверстия. При таком допущении считают одинаковыми также и скорости движения жидких частиц сечения. Обычно принимают отверстие *малым*, если его размер по высоте h (или диаметр d для круглого отверстия) значительно меньше напора – не более $0,1H$.

Отверстие считается *в тонкой стенке* в случае, если толщина стенки не влияет на условия истечения. При этом вытекающая жидкость касается только кромки отверстия, что может быть обеспечено либо срезом кромок под острым углом, либо при толщине стенки $\delta \leq 0,5d$. При этом струя, вытекая из отверстия, преодолевает лишь местные сопротивления.

Рассмотрим сосуд, имеющий в вертикальной стенке отверстие площадью ω , через которое вытекает жидкость под постоянным напором H (рисунок 6.1). При вытекании струи жидкости из отверстия на некотором расстоянии от него наблюдается сжатие ее поперечного сечения под действием сил инерции. Отношение площади сжатого сечения ω_c к площади отверстия ω называется коэффициентом сжатия:

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega} \quad (6.1)$$

По характеру сжатия бывает *полным*, если струя получает сжатие по всему периметру отверстия, и *неполным*, если струя не имеет бокового сжатия с одной или нескольких сторон, например, когда отверстие примыкает к стенке или ко дну сосуда, которые при этом являются как бы направляющими для вытекающей струи.

Полное сжатие будет *совершенным*, если отверстие расположено на значительном расстоянии от боковых стенок и дна сосуда, так что они не

оказывают влияния на сжатие струи, и **несовершенным**, если на него оказывают влияние стенки либо дно сосуда.

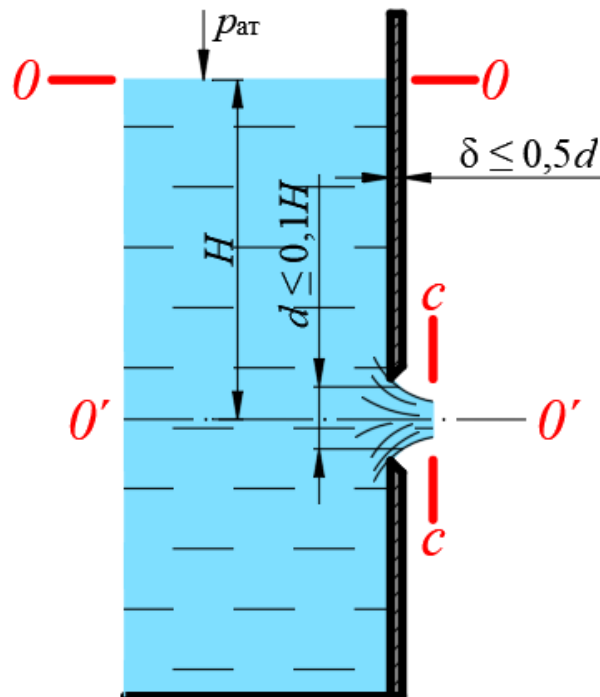


Рисунок 6.1 – Схема свободного истечения жидкости из малого отверстия в тонкой стенке

При истечении жидкости из отверстия задача сводится к определению скорости истечения и расхода жидкости. Составим уравнение Бернулли для сечений 0–0 и c–c (сжатое сечение струи на рисунке 6.1), относительно плоскости сравнения 0'–0'.

$$z_0 + \frac{p_0}{\rho g} + \frac{\alpha_0 V_0^2}{2g} = z_c + \frac{p_c}{\rho g} + \frac{\alpha_c V_c^2}{2g} + h_m$$

где $p_0 = p_c = p_{\text{ат}}$;

$z_0 = H$;

$z_c = 0$;

$h_m = \zeta \frac{V_c^2}{2g}$ (истечение происходит на коротком участке, поэтому

учитываются только местные сопротивления)

получим:

$$H + \frac{\alpha_0 V_0^2}{2g} = \frac{\alpha_c V_c^2}{2g} + \zeta \frac{V_c^2}{2g}$$

$$H + \frac{\alpha_0 V_0^2}{2g} = (\alpha_c + \zeta) \frac{V_c^2}{2g} \quad (6.2)$$

Средняя скорость $V_0 = Q/\Omega$, где Ω – площадь поперечного сечения резервуара, называется скоростью подхода к сечению, в котором расположено отверстие. Величина

$$H_0 = H + \frac{\alpha_0 V_0^2}{2g}$$

называется **полным напором** над центром отверстия.

Из формулы (6.2)

$$V_c = \frac{1}{\sqrt{\alpha_c + \zeta}} \sqrt{2gH_0} \quad (6.3)$$

Введя обозначение

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

формулу (6.3) запишем:

$$V_c = \varphi \sqrt{2gH_0} \quad (6.4)$$

где φ – коэффициент скорости.

Если скорость подхода V_0 мала, то в этом случае принимают $H_0 = H$, формула получает более простой вид:

$$V_c = \varphi \sqrt{2gH} \quad (6.5)$$

Согласно формуле (6.5) **коэффициент скорости** – это безразмерная величина $\varphi < 1$, равная отношению средней скорости истечения V_c реальной жидкости из отверстия к средней скорости истечения невязкой жидкости $\sqrt{2gH}$ из этого же отверстия. Коэффициент φ учитывает влияние на V_c всех сопротивлений движению жидкости и неравномерность распределения скоростей в сжатом сечении.

Величину коэффициента скорости φ можно определить через координату струи x – горизонтальную, z – вертикальную

$$\varphi = \frac{x}{2\sqrt{Hz}}$$

Коэффициент скорости φ для рассматриваемого случая принимают равным 0,97.

Расход через малое отверстие в тонкой стенке при постоянном напоре легко определить по формуле

$$Q = V_c \omega_c$$

Подставляя в эту зависимость значения ω_c из выражения (6.1) и V_c из выражения (6.3), получим:

$$Q = \varepsilon \varphi \omega \sqrt{2gH_0}$$

где $\varepsilon \cdot \varphi = \mu$ – коэффициент расхода.

Окончательная формула для расхода через малое отверстие в тонкой стенке имеет вид:

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH_0} \quad (6.6)$$

Из этого выражения видно, что **коэффициент расхода** есть *безразмерная величина, равная отношению действительного расхода жидкости при истечении из отверстия к расходу невязкой жидкости из того же отверстия при отсутствии сжатия*.

При $V_0 = 0$ формула (6.6) принимает вид:

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH} \quad (6.7)$$

На основании многочисленных опытов установлено, что значение коэффициента μ при полном совершенном сжатии колеблется в пределах $0,59 \div 0,63$, составляя в среднем $0,62$.

Коэффициент сопротивления отверстия

$$\zeta_{\text{отв}} = \frac{1}{\varphi^2} - 1$$

В расчетах можно принимать $\zeta = 0,06$.

6.2 Истечение жидкости из малого отверстия в тонкой стенке при переменном напоре

Истечение жидкости при переменном напоре представляет собой один из примеров неустановившегося движения жидкости.

Опорожнение резервуара. Рассмотрим заполненный жидкостью призматический резервуар площадью горизонтального сечения Ω , в дне которого устроено отверстие площадью ω . Пусть при опорожнении резервуара начальный напор над центром тяжести был H_1 , а конечный – H_2 (рисунок 6.2). Если за время опорожнения резервуара притока жидкости не происходит, то время опорожнения резервуара можно рассчитать по формуле:

$$t = \frac{2\Omega}{\mu\omega\sqrt{2g}} (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}) \quad (6.8)$$

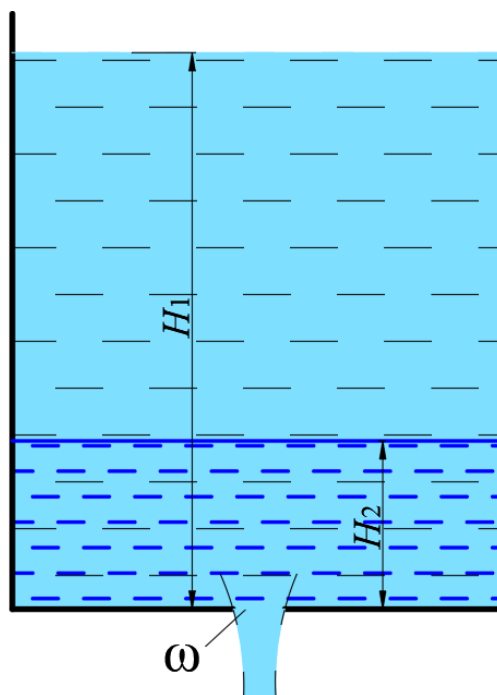


Рисунок 6.2 – Схема опорожнения резервуара через отверстие в его дне

Принимая в формуле $H_2 = 0$, получим формулу для времени полного опорожнения резервуара:

$$t = \frac{2\Omega\sqrt{H_1}}{\mu\omega\sqrt{2g}} \quad (6.9)$$

Зависимость (6.9) может быть представлена также в следующем виде:

$$t = \frac{2\Omega H_1}{\mu\omega\sqrt{2gH_1}} = \frac{2W}{Q} \quad (6.10)$$

где W – объем резервуара;

Q – расход жидкости при начальном напоре.

Следовательно, время полного опорожнения резервуара при переменном напоре в 2 раза больше времени, потребного для вытекания из резервуара того же количества жидкости при постоянном напоре, равном начальному напору H_1 .

Выравнивание уровней в сообщающихся сосудах. Примем, что в начальный момент времени уровень в резервуаре 1 превышает уровень в резервуаре 2 на высоту H (рисунок 6.3).

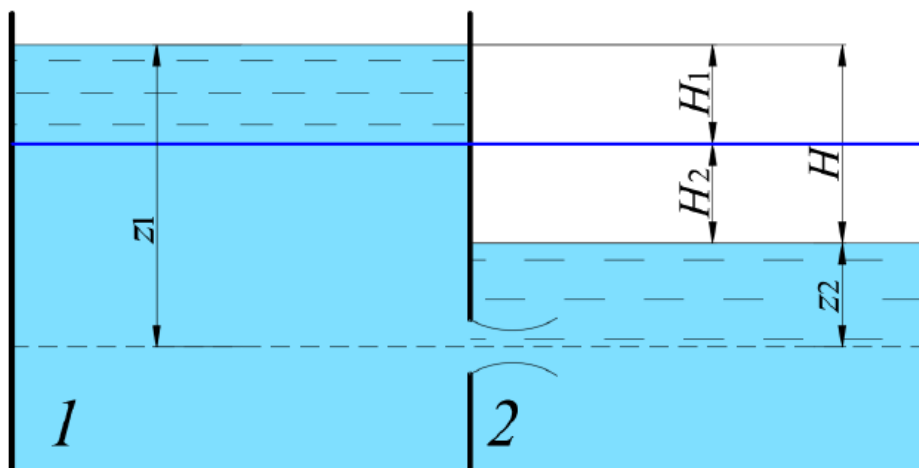


Рисунок 6.3 – Схема выравнивания уровней в сообщающихся сосудах

Обозначим площади горизонтальных сечений резервуаров 1 и 2 соответственно Ω_1 и Ω_2 , напоры над центром тяжести отверстия соответственно z_1 и z_2 , их разность H .

Время, потребное для полного выравнивания уровней жидкости в сообщающихся резервуарах 1 и 2, можно определить по формуле:

$$t = \frac{2\Omega_1\Omega_2\sqrt{H}}{\mu\omega\sqrt{2g}(\Omega_1+\Omega_2)} \quad (6.11)$$

В результате выравнивания уровней в сообщающихся сосудах уровень в резервуаре 1 опустится на высоту H_1 , а уровень в резервуаре 2 поднимется на высоту H_2 .

6.3 Истечение жидкости через насадки

Насадком называют короткую трубу, присоединенную к отверстию в тонкой стенке. Длина насадка $l \approx (3 \div 4)d$ отверстия.

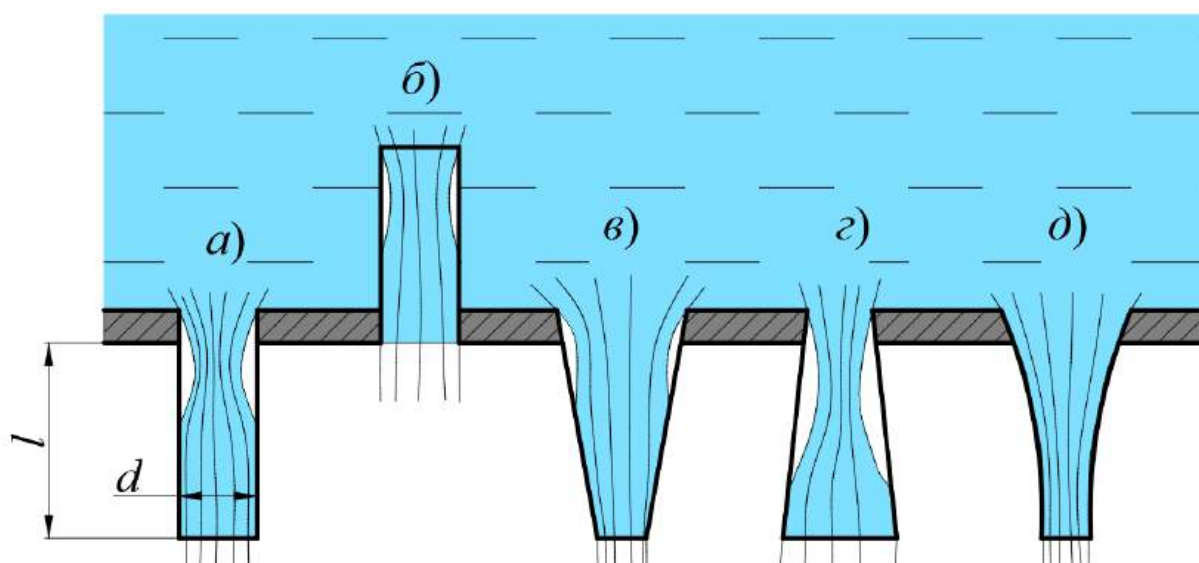


Рисунок 6.4 – Насадки различной формы

По форме насадок может быть:

- внешним цилиндрическим (рисунок 6.4, а);
- внутренним цилиндрическим (рисунок 6.4, б);
- коническим сходящимся (рисунок 6.4, в);
- коническим расходящимся (рисунок 6.4, г);
- коноидальным (рисунок 6.4, д);

Внешний цилиндрический насадок (рисунок 6.5). При входе в насадок поток обтекает его кромки и струя сжимается аналогично тому, как при истечении через отверстие. Протекающая струя захватывает воздух, который в начале истечения находится в пространстве между ней и стенками насадка, в результате в этом пространстве образуется вакуум, который притягивает струю к стенкам и струя, расширяясь, уже вытекает из насадка полным сечением без сжатия на выходе. Зона вокруг сжатого сечения с–с под действием вакуума заполняется жидкостью, которая находится во вращательном циркуляционном движении.

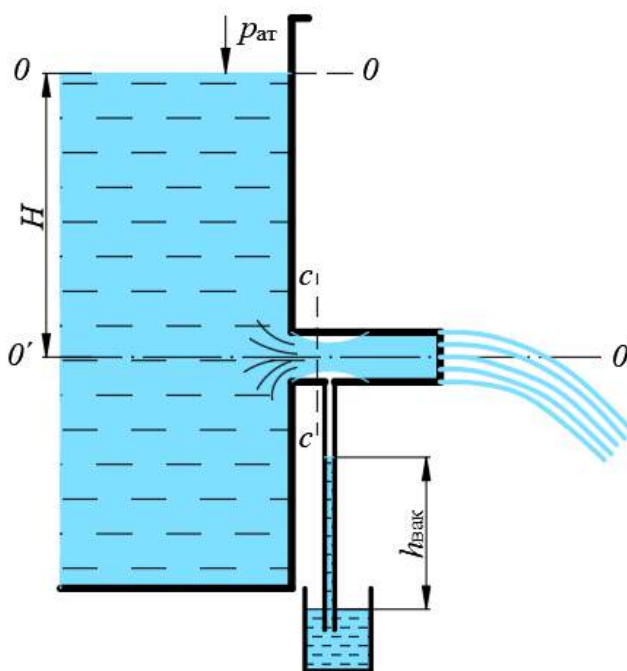


Рисунок 6.5 – Схема протекания жидкости через внешний цилиндрический насадок

Насадки применяют для увеличения расхода вытекающей жидкости по сравнению с расходом из отверстия и для получения мощной дальнобойной струи.

При протекании жидкости через насадки скорость V и расход Q определяются по тем же формулам (6.5) и (6.7), что и для отверстий в тонкой стенке, но с иными значениями коэффициентов скорости φ и расхода μ для каждого типа.

Коэффициент расхода μ ввиду отсутствия сжатия струи на выходе из насадка получается значительно больше, чем при истечении из отверстия. Значения коэффициентов приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Значения коэффициентов расхода, скорости φ , сжатия ε и сопротивления ζ отверстий и насадков

Отверстие или насадок	μ	φ	ε	ζ
Малое отверстие круглого сечения в тонкой стенке	0,62	0,97	0,64	0,06
Цилиндрический насадок:				
внешний	0,82	0,82	1	1
внутренний	0,707	0,707	1	1
Конический насадок:				
сходящийся ($\theta = 13^\circ 24'$)	0,94	0,96	0,98	0,09–0,06
расходящийся ($\theta = 5 \dots 7^\circ$)	0,45–0,5	0,45–0,5	1	4–3
Коноидальный насадок	0,98	0,98	1	0,04

Расход через насадок примерно на 30% больше, чем через отверстие, хотя скорость истечения через насадок примерно на 15% меньше, чем через отверстие. *Увеличение расхода в насадке объясняется наличием вакуума в сжатом сечении, который создает подсос жидкости.*

Вакуум в насадке получается тем больше, чем больше скорость в нем, и, следовательно, чем больше напор перед входом в насадок H . Так как вакуум имеет предельное значение, то и напор перед насадком так же не может быть каким угодно большим и имеет предельное значение. Такое соотношение вакуумметрической высоты $h_{\text{вак}}$ и напора перед насадком подтверждается опытными данными. **Предельный напор**

$$H_{\text{пр}} = \frac{h_{\text{вак.пр}}}{0,75}$$

Теоретически предельный вакуум считают соответствующим давлению парообразования $p_{\text{п}}$, т.е. давлению, при котором вода переходит из жидкого в газообразное состояние. В этом случае истечение воды по рассматриваемой схеме прекратиться. Например, при $t = 20^\circ\text{C}$ пьезометрическая высота, соответствующая давлению парообразования, $\frac{p_{\text{п}}}{\rho g} = 0,24$ м. с учетом этого

$$H_{\text{пр}} = \frac{\frac{p_{\text{ат}}}{\rho g} - \frac{p_{\text{п}}}{\rho g}}{0,75} = \frac{10,33 - 0,24}{0,75} = 13,5 \text{ м}$$

В инженерной практике обычно не допускают вакуум до величины, близко к предельной, так как в этом случае возникает возможность срыва вакуума, т.е. прорыв наружного воздуха в насадок.

Другие типы насадков. Хотя пропускная способность насадков значительно выше, чем отверстий в тонкой стенке, все же ее можно еще больше увеличить за счет совершенствования конструкции насадка, в частности, уменьшения потерь напора в нем, которые в основном происходят при расширении потока в насадке.

В конических сходящихся насадках (рисунок 6.4, в) сжатие струи на входе меньше, чем во внешних цилиндрических, но проявляется внешнее сжатие на выходе. Потери напора в этих насадках меньше, чем в цилиндрических, а скорость истечения больше.

Струя, выходящая из конического насадка, обладает большой кинетической энергией и способна на длительном расстоянии не распадаться на капли и сохранять свою форму.

Коэффициенты истечения для этого насадка в основном зависят от угла конусности θ . С увеличением угла конусности до некоторого предела коэффициент расхода μ растет, а при дальнейшем увеличении угла – уменьшается. Оптимальный угол конусности составляет примерно 13° , при этом $\varepsilon = 0,98$; $\mu = 0,945$.

Конические сходящиеся насадки *применяются в тех случаях, когда нужно получить большую скорость истечения, дальность полета и силу удара струи, например, в активных гидротурбинах, пожарных брандспойтах, гидромониторах и т.п.*

В конических расходящихся насадках (рисунок 6.4, г) струя жидкости при входе в насадок испытывает значительное сжатие, затем расширяется и заполняет все сечение насадка, поэтому коэффициент сжатия $\varepsilon = 1$. В месте сжатия струи создается большой вакуум, благодаря чему подсосывание жидкости происходит более интенсивно, чем в цилиндрическом насадке, и расход жидкости увеличивается. Вследствие увеличения потерь на внезапное расширение внутри насадка и диффузорности канала скорость истечения уменьшается. Так как площадь поперечного сечения насадка по мере приближения к выходу увеличивается, то в движущейся жидкости происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную.

Коэффициенты истечения для этих насадков так же, как и для конических сходящихся, зависят от угла конусности θ . С ростом угла конусности коэффициент расхода увеличивается, однако при $\theta > 8^\circ$ этот насадок перестает работать полным сечением, струя жидкости отрывается от стенок, и истечение происходит как из отверстия в тонкой стенке.

Таким образом, *конические расходящиеся насадки позволяют при относительно малых скоростях пропускать большое количество жидкости, поэтому применяются в тех случаях, когда необходимо уменьшить скорость истечения, например, для входных патрубков насосов, гидротурбин, для водопропускных труб дамб и плотин, для подачи смазочных масел и т.п.*

Конoidalный насадок, или сопло, выполняется приблизительно по форме естественно сжимающейся струи, вытекающей из отверстия (рисунок 6.4, д). Такая форма насадка устраняет сжатие струи и сводит до минимума все

потери энергии. Коноидальный насадок имеет коэффициенты расхода μ и скорости φ большие, чем все ранее рассмотренные типы насадков: для него $\varphi = \mu = 0,97-0,99$. Такой насадок обеспечивает большую скорость истечения и в 1,5 раза увеличивает расход жидкости по сравнению с расходом из отверстия в тонкой стенке.

Применение коноидального насадка несколько ограничивается из-за трудности его изготовления, поэтому обычно используются наиболее простые в изготовлении конические сходящиеся насадки.

7 НАСОСЫ И НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ

7.1 Общие сведения о насосах

Насосы – гидравлические машины, которые преобразуют механическую энергию двигателя в энергию перемещаемой жидкости, повышая ее давление. Разность давлений жидкости в насосе и трубопроводе обуславливает ее перемещение. Насосы поднимают жидкость на определенную высоту, подают ее на необходимое расстояние в горизонтальной плоскости или заставляют циркулировать в какой-либо замкнутой системе.

Насосы являются одной из самых распространенных разновидностей машин. Их применяют для различных целей, начиная от водоснабжения населения и предприятий и кончая подачей жидкости на ТЭС и АЭС при различных давлениях и температурах: вода, масло, мазут, пульпа, реагенты. Насосы применяют в *гидропередачах*, назначением которых является передача механической энергии от двигателя к исполнительному рабочему органу, а также преобразование вида и скорости движения последнего посредством жидкости. Гидропередача состоит из насоса и гидродвигателя. Насос, работающий от двигателя, сообщает жидкости энергию. Пройдя через насос, жидкость поступает в гидродвигатель, где передает механическую энергию

исполнительному рабочему органу ***По назначению насосы ТЭС и АЭС подразделяются*** на две группы:

- насосы основного технологического назначения
- вспомогательные. В тепловой схеме электростанций насосы

используются для перемещения воды и в основном располагаются в помещении турбинного отделения.

К *первой группе* относятся питательные, бустерные, конденсатные, дренажные, циркуляционные (охлаждающей воды конденсаторов), сетевые и подпиточные насосы.

Во *вторую группу* входят насосы технической воды, пожарные, насосы сырой и химически очищенной воды, дозаторы реагентов, подъемные насосы водоструйных эжекторов и газоохладителей генераторов, перекачивающие насосы баков запаса конденсата и обессоленной воды, дренажных и других баков, насосы смывной и эжектирующей воды, багерные и шламовые насосы систем гидравлического шлакозолоудаления, мазутные насосы, маслонасосы систем смазки главных и приводных турбин, электрических генераторов, питательных насосов и мельниц и некоторые другие насосы.

По принципу действия различают насосы следующих типов:

НАСОСЫ					
Динамические				Объёмные	
Лопастные		Насосы трения		Поршневые	Шестерённые
Центробежные	Осевые	Вихревые	Струйные	Плунжерные	Пластинчатые
				Диафрагмовые	Винтовые

В **динамических насосах** жидкость перемещается при воздействии сил на незамкнутый объём жидкости, который непрерывно сообщается с входом в насос и выходом из него.

В **лопастных насосах** энергия передаётся жидкости при обтекании лопастей вращающегося рабочего колеса насоса.

– в **центробежных насосах** давление создается центробежной силой, действующей на жидкость при вращении лопастных колес. Жидкость движется от центра колеса к периферии.

– в **осевых насосах** жидкость движется в направлении оси колеса при вращении в ней устройства типа гребного винта.

В **насосах трения** жидкость перемещается под воздействием сил трения.

– в **вихревых насосах** в энергию давления трансформируется энергия вихрей, образующихся в жидкости при вращении рабочего колеса.

– в **струйных насосах** перемещение жидкости производится движущейся струей воздуха, пара или воды.

В **объемных насосах** разность давлений возникает при вытеснении жидкости из замкнутого пространства телами, движущимися возвратно-поступательно или вращающимися. К машинам этого типа относятся поршневые и ротационные (шестеренчатые, пластинчатые и винтовые) насосы.

– в **поршневых, плунжерных, диафрагмовых насосах** жидкость вытесняется телом, движущимся возвратно-поступательно.

– в **шестерённых, пластинчатых, винтовых насосах** жидкость вытесняется телом, совершающим вращательные движения.

7.2 Основные параметры насосов

Основными параметрами насоса любого типа являются производительность, напор и мощность.

Производительность или **подача**, Q , ($\text{м}^3/\text{с}$) определяется объемом жидкости, подаваемой насосом в нагнетательный трубопровод в единицу времени.

Напор H (м) характеризует удельную энергию, которая сообщается насосом единице веса перекачиваемой жидкости. Этот параметр показывает, на какую величину возрастает удельная энергия жидкости при прохождении ее через насос, и определяется с помощью уравнения Бернулли. Напор можно представить как высоту, на которую может быть поднят 1 кг перекачиваемой жидкости за счет энергии, сообщаемой ей насосом.

$$H = (z_k - z_n) + \frac{p_k - p_n}{\rho g} + \frac{V_k^2 - V_n^2}{2g} \quad (7.1)$$

где z, p, V – соответственно отметка высоты, давление, скорость потока;
 k, n – соответственно конечное (после насоса) и начальное (перед насосом);

g – ускорение свободного падения.

Мощностью насоса (мощностью, потребляемой насосом) называется энергия, подводимая к нему от двигателя за единицу времени. Мощность можно определить из следующих соображений. Каждая единица веса жидкости, прошедшая через насос, приобретает энергию в количестве H , за единицу времени через насос протекает жидкость весом $\rho g Q$. Следовательно, энергия, приобретенная за единицу времени жидкостью, прошедшей через насос, или **полезная мощность насоса**:

$$N_{\pi} = \rho g Q H = p Q, \quad (7.2)$$

Мощность насоса на валу N больше полезной мощности N_{π} на величину потерь в насосе, которые учитываются **коэффициентом полезного действия насоса**:

$$N = \frac{N_{\pi}}{\eta_n} = \frac{\rho g Q H}{\eta_n} \quad (7.3)$$

где η_n – КПД насоса.

Также мощность насоса можно определить

$$N = M \omega \quad (7.4)$$

где M – крутящий момент на валу насоса, Нм;

ω – угловая скорость вращения вала, с^{-1} .

Допускается определение мощности насоса N путем измерения мощности приводящего электродвигателя (ЭД) с последующим учетом его КПД при работе на заданном режиме. В этом случае выражение для расчета N имеет вид

$$N = \eta_{\text{дв}} \eta_{\text{пер}} W_{\text{эл}} \quad (7.5)$$

где $\eta_{\text{дв}}$ – КПД ЭД, определяемый по графику зависимости его от нагрузки ЭД;

$\eta_{\text{пер}}$ – КПД передачи; при непосредственном соединении насоса с ЭД $\eta_{\pi} = 1$;

$W_{\text{эл}}$ – мощность, потребляемая ЭД из сети, кВт.

Отношение полезной мощности к потребляемой характеризует совершенство нагнетателя и представляет собой его полный коэффициент полезного действия:

$$\eta = \frac{N_{\pi}}{N} = \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{об}} \quad (7.6)$$

где N_n – мощность, потребляемая насосом;

η_{Γ} – гидравлический КПД насоса – отношение полезной мощности к сумме мощностей – полезной и затрачиваемой на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе (обычно $\eta_{\Gamma} = 0,90-0,96$);

$\eta_{об}$ – объемный КПД насоса – отношение полезной мощности к сумме мощностей – полезной и теряемой вследствие внутренних протечек, через зазоры и концевые уплотнения насоса (в нормальных конструкциях центробежных насосов $\eta_{об} = 0,96-0,98$);

$\eta_{мех}$ – механический КПД, характеризующий потери энергии от механического трения в подшипниках и уплотнениях насоса и потери энергии при трении нерабочих поверхностей колес о жидкость (в зависимости от конструкции насоса $\eta_{мех} = 0,80-0,94$).

Значения КПД современных динамических насосов обычно лежат в пределах 0,6–0,9.

7.3 Насосная установка и ее характеристика

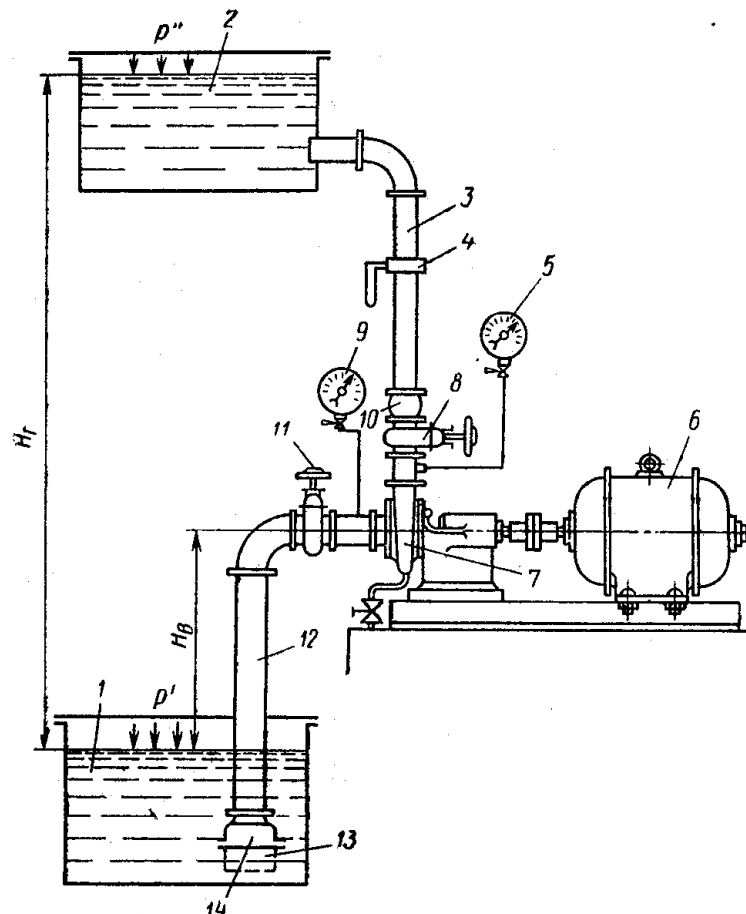


Рисунок 7.1 – Схема насосной установки

На рисунке 7.1 изображена схема насосной установки. К насосу 7, приводимому от электродвигателя 6, жидкость поступает из приемного резервуара 1 по подводящему трубопроводу 12. Насос нагнетает жидкость в напорный резервуар 2 по напорному трубопроводу 3. На напорном трубопроводе

имеется регулирующая задвижка 8, при помощи которой изменяется подача насоса. Иногда на напорном трубопроводе устанавливают обратный клапан 10, автоматически перекрывающий напорный трубопровод при остановке насоса и препятствующий благодаря этому возникновению обратного тока жидкости из напорного резервуара. Если давление в приемном резервуаре отличается от атмосферного или насос расположен ниже уровня жидкости в приемном резервуаре, то на подводящем трубопроводе устанавливают монтажную задвижку 11, которую перекрывают при остановке или ремонте насоса. В начале подводящего трубопровода часто предусматривают приемную сетку 13, предохраняющую насос от попадания твердых тел, и пятовой клапан 14, дающий возможность залить насос и подводящий трубопровод жидкостью перед пуском. Работа насоса контролируется по расходомеру 4, который измеряет подачу насоса, по манометру 5 и вакуумметру или манометру 9, дающим возможность определить напор насоса.

Назовем уровни свободной поверхности жидкости в приемном и напорном резервуаре приемным и напорным уровнями; разность H_{Γ} высот напорного и приемного уровней – **геометрическим напором насосной установки**.

Для того чтобы перемещать жидкость по трубопроводам установки из приемного резервуара в напорный, необходимо затрачивать энергию на подъем жидкости на высоту H_{Γ} , на преодоление разности давлений $p'' - p'$ в резервуарах и на преодоление суммарных гидравлических потерь $\sum h_{\Pi}$ всасывающего и напорного трубопроводов. Таким образом, энергия, необходимая для перемещения единицы веса жидкости из приемного резервуара и напорный по трубопроводам установки, или **потребный напор установки**:

$$H_{\text{потр}} = H_{\Gamma} + \frac{p'' - p'}{\rho g} + \sum h_{\Pi} = H_{\text{ст}} + \sum h_{\Pi} \quad (7.7)$$

где $H_{\text{ст}} = H_{\Gamma} + \frac{p'' - p'}{\rho g}$ – статический напор установки.

Напор насоса затрачивается на подъем жидкости на полную геометрическую высоту H_{Γ} , преодоление разности давлений в напорной и приемной емкостях и гидравлических сопротивлений во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

Характеристикой насосной установки называется зависимость потребного напора от расхода жидкости. Геометрический напор H_{Γ} , давления p'' и p' и, следовательно, статический напор $H_{\text{ст}}$ от расхода не зависят.

При турбулентном режиме гидравлические потери пропорциональны расходу во второй степени:

$$\sum h_{\Pi} = kQ^2 \quad (7.8)$$

где k – сопротивление трубопроводов насосной установки.

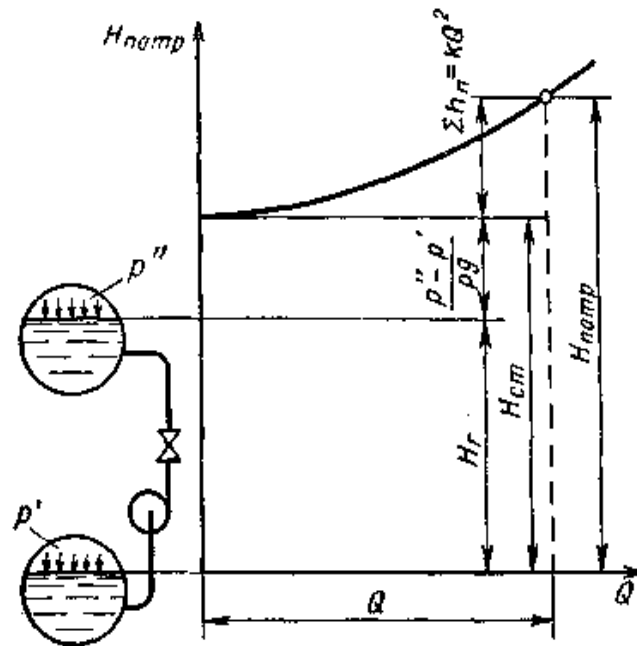


Рисунок 7.2 – Характеристика насосной установки

На рисунке 7.2 изображена характеристика насосной установки. Уровни, на которых размещены элементы установки, на схеме вычерчены в масштабе оси напоров графика. Уровень в приемном резервуаре совмещен с осью абсцисс. Так как статический напор установки от подачи насоса не зависит, характеристика насосной установки представляет суммарную характеристику подводящего и напорного трубопроводов $\Sigma h_{\pi} = kQ^2$ смещенную вдоль оси напоров на величину $H_{ст}$.

Для определения напора действующего насоса пользуются показаниями установленных на нём манометра (p_m) и вакуумметра (p_v).

$$p_n = p_m + p_{ат} \quad (7.9)$$

$$p_{вс} = p_{ат} + p_v \quad (7.10)$$

где $p_{ат}$ – атмосферное давление;
 p_n – давление в напорном патрубке;
 $p_{вс}$ – давление во всасывающем патрубке.

Следовательно,

$$H = h + \frac{p_m + p_v}{\rho g} \quad (7.11)$$

Напор действующего насоса может быть определён, как сумма показаний манометра и вакуумметра (выраженных в м столба перекачиваемой жидкости) и расстояния по вертикали между точками расположения этих приборов.

Если давления в приёмной и напорной емкостях одинаковы ($p' = p''$), то уравнение напора примет вид:

$$H = H_r + h_{\pi} \quad (7.12)$$

При перекачивании жидкости по горизонтальному трубопроводу ($H_r = 0$):

$$H = \frac{p'' - p'}{\rho g} + h_{\pi} \quad (7.13)$$

В случае равенства давлений в приёмной и напорной емкостях для горизонтального трубопровода ($p' = p''$ и $H_r = 0$) напор насоса

$$H = h_{\pi} \quad (7.14)$$

Высота всасывания насоса

Всасывание жидкости насосом происходит под действием разности давлений в приемной емкости и давлением на входе в насос или под действием разности напоров

$$H_{\text{вс}} = \frac{p_0}{\rho g} - \left(\frac{p_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{\omega_{\text{вс}}^2}{2g} + h_{\pi.\text{вс}} \right)$$

Высота всасывания насоса увеличивается с возрастанием давления p_0 в приёмной ёмкости и уменьшается с увеличением давления $p_{\text{вс}}$, скорости жидкости $\omega_{\text{вс}}$ и потерь напора $h_{\pi.\text{вс}}$ во всасывающем трубопроводе. Если жидкость перекачивается из открытой ёмкости, то давление p_0 равно атмосферному $p_{\text{ат}}$. Давление на входе в насос $p_{\text{вс}}$ должно быть больше давления p_t насыщенного пара перекачиваемой жидкости при температуре всасывания ($p_{\text{вс}} > p_t$), т.к. в противном случае жидкость в насосе начнёт кипеть.

При этом в результате интенсивного выделения из жидкости паров и растворенных в ней газов возможен разрыв потока и уменьшение высоты всасывания до нуля. Следовательно,

$$H_{\text{вс}} \leq \frac{p_{\text{ат}}}{\rho g} - \left(\frac{p_t}{\rho g} + \frac{\omega_{\text{вс}}^2}{2g} + h_{\pi.\text{вс}} \right)$$

т.е. высота всасывания зависит от атмосферного давления, скорости движения и плотности перекачиваемой жидкости, её температуры (и соответственно – давления её паров) и гидравлического сопротивления всасывающего трубопровода. При перекачивании из открытых резервуаров высота всасывания не может быть больше высоты столба перекачиваемой жидкости, соответствующего атмосферному давлению, величина которого

зависит от высоты места установки насоса над уровнем моря. При перекачивании горячих жидкостей насос устанавливают ниже уровня приёмной ёмкости, чтобы обеспечить некоторый подпор со стороны всасывания, или создают избыточное давление в приёмной ёмкости. Таким же образом перекачивают высоковязкие жидкости.

Практически высота всасывания насосов при перекачивании воды не превышает следующих значений:

Температура, °С	10	20	30	40	50	60	65
Высота всасывания, м	6	5	4	3	2	1	0

Кавитация: основные понятия, причины возникновения и ее следствия

Нарушение сплошности потока жидкости, обусловленное появлением в ней пузырьков или полостей, заполненных паром и выделившимся из жидкости газом, называется кавитацией. Кавитация возникает в области пониженного давления, где возникают растягивающие напряжения, которые приводят к разрыву жидкости и образующие полости – каверны заполняются парами жидкости и выделившимся из нее растворенным газом. Попадая в область высоких давлений паровые пузырьки (каверны) «захлопываются». Захлопывание каверн вызывает местный гидравлический удар, который может привести к разрушению (эрозии) стенок каналов. Действительно, давление в пузырьках остается постоянным и равным давлению упругости насыщенного пара, в то время как давление жидкости по каналу рабочего колеса повышается при течении жидкости от входа к выходу. Попадая в область высокого давления, пузыри схлопываются под действием высокого давления. Это схлопывание сопровождается местным повышением давления в несколько тысяч атмосфер. Если оно происходит на поверхности лопаток или других элементах насоса, то с их поверхности выбиваются частицы материала, из которого они сделаны. Это явление называется эрозией. Этот процесс можно определить по потрескивающим звукам, которые усиливаются с увеличением кавитации.

Возникновение и развитие кавитации в жидкости связано с наличием так называемых ядер кавитации. В технических жидкостях всегда имеются ядра кавитации. Они являются теми слабыми точками, в которых нарушается сплошность жидкости, и возникают кавитационные явления. Наиболее вероятно, ядра кавитации представляют собой нерастворенные газовые включения, в том числе в порах и трещинах, а также микрочастицы, взвешенные в жидкости.

Если в жидкости присутствуют свободные или растворенные газовые включения, то кавитация будет протекать более интенсивно, с большим шумом и вибрациями.

Кавитация приводит к трем основным отрицательным последствиям:

1. К срыву подачи, напора, мощности и к.п.д.
2. К эрозионному износу элементов насоса: рабочего колеса, вала и т.д.

3. К звуковым явлениям: шуму, вибрации установки, а также к низкочастотным автоколебаниям давления в трубопроводах.

В насосах кавитация возникает при давлении перед входом в насос существенно превышающем давление парообразования при данной температуре жидкости. Это означает, что область минимального давления располагается внутри проточной части насоса. Падение давления внутри проточной части насоса (по сравнению с входным давлением $p_{вх}$) связано с обтеканием лопаток. При обтекании лопаток, как при обтекании любого тела, образуется область пониженного давления p_{min} .

Как только давление станет ниже давления насыщенного пара, то образуется кавитация. В потоке жидкости такое падение давления происходит обычно в области повышенных скоростей и при перекачивании горячих жидкостей в условиях, когда происходит интенсивное парообразование в жидкости, находящейся в насосе. Пузырьки пара попадают вместе с жидкостью в область более высоких давлений, где мгновенно конденсируются. Жидкость стремительно заполняет полости, в которых находился сконденсировавшийся пар, что сопровождается гидравлическими ударами, шумом и сотрясением насоса. Кавитация приводит к быстрому разрушению насоса за счёт гидравлических ударов и усиления коррозии в период парообразования. При кавитации производительность и напор насоса резко снижаются.

Для того чтобы избежать кавитации можно предпринять следующие шаги:

- повысить давление во всасывающем патрубке (опустить насос, или увеличить давление в приемном резервуаре). Производительность от этого не изменится.
- использовать насосы, имеющими меньшие числа оборотов.
- снизить расход жидкости через насос или температуру перекачиваемой жидкости, что соответствует уменьшению давления пара.

7.4 Лопастные насосы

Лопастные насосы благодаря высокой экономичности, надежности, удобству эксплуатации, малым габаритным размерам и относительно низкой стоимости нашли широкое применение во всех сферах жизни. Классифицируют их по различным признакам:

- 1) по характеру движения жидкости и форме рабочего колеса:
 - а) центробежные;
 - б) диагональные;
 - в) осевые
- 2) по расположению вала насоса:
 - а) горизонтальные;
 - б) вертикальные;
 - в) наклонные.
- 3) по числу ступеней нагнетания:
 - а) одноступенчатые;
 - б) многоступенчатые.

- 4) по напору:
 - а) низконапорные – $H < 20$ м;
 - б) средненапорные – $H = 20 \dots 60$ м;
 - в) высоконапорные – $H > 60$ м.
- 5) по роду перекачиваемой жидкости и назначению:
 - а) для перекачки воды, содержащей относительно небольшое количество твердых частиц и химически агрессивных примесей, с температурой не более 100°C ;
 - б) для перекачки гидросмесей, содержащих значительное количество песка, грунта и других твердых частиц;
 - в) для перекачки загрязненных (например, фекальных) жидкостей;
 - г) для перекачки химически активных жидкостей;
 - д) для подъема воды из скважин.

Характеристики лопастных насосов

Связь между основными параметрами насоса, выраженную графически, называют **характеристикой насоса**.

Рабочими характеристиками лопастных насосов называют зависимости напора, мощности и КПД от подачи при постоянной частоте вращения и температуре рабочей жидкости (см. рисунок 7.3). Кривую $H(Q)$ называют напорной характеристикой. Кривые $N(Q)$ и $\eta(Q)$ характеризуют энергетические качества насоса и представляют собой энергетические характеристики.

На характеристике выделяют режимы: *оптимальный* (режим работы насоса при наибольшем значении КПД); *номинальный* (спецификационный) – режим, обеспечивающий заданные технические параметры насоса.

Рабочая часть характеристики – зона характеристики насоса, в пределах которой допускается длительная его эксплуатация.

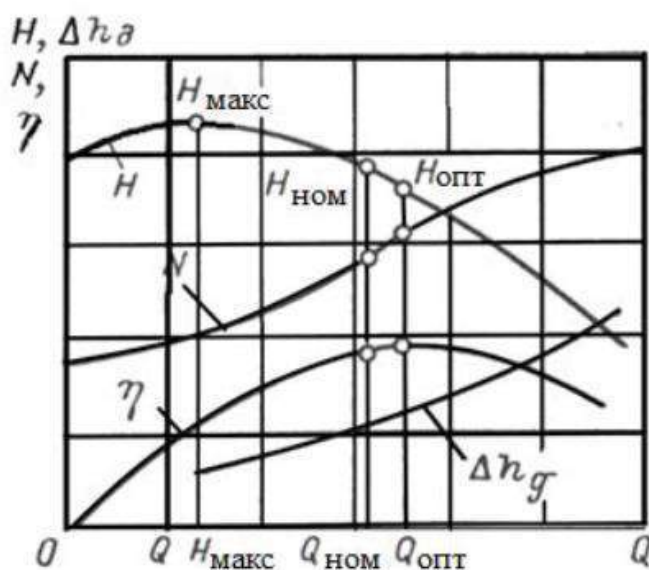


Рисунок 7.3 – Характеристики лопастных насосов

Напорная характеристика характеризуется крутизной, которая определяется отношением $(H_{\text{макс}} - H_{\text{опт}}) / H_{\text{опт}}$ в рабочей части характеристики насоса.

Для центробежных насосов крутизна напорной характеристики не превышает 0,2–0,25, для диагональных – составляет 0,25–0,8, для осевых – достигает 1,0.

Различают стабильную (непрерывно падающую) и западающую напорные характеристики. При западающей форме кривой $H(Q)$ возможна неустойчивая работа насоса.

Зависимости $N(Q)$ для центробежных и осевых насосов имеют отличительные особенности, определяемые влиянием при малых подачах потерь гидравлического торможения. Для центробежных насосов при нулевой подаче мощность имеет минимальное значение и составляет $N_0 = (0,4 \div 0,6) N_{\text{опт}}$; для осевых насосов, наоборот, максимума мощность достигает при нулевой подаче – $N_0 \approx 2N_{\text{опт}}$. Для уменьшения пусковых моментов на электродвигателе запуск в работу центробежного насоса целесообразно производить при закрытой задвижке на напорном трубопроводе, а осевого насоса – при открытой.

Наиболее полно определяет эксплуатационные свойства насоса универсальная характеристика, получаемая нанесением на общий график напорных характеристик при различной частоте вращения и кривых равного значения КПД (рисунок 7.4).

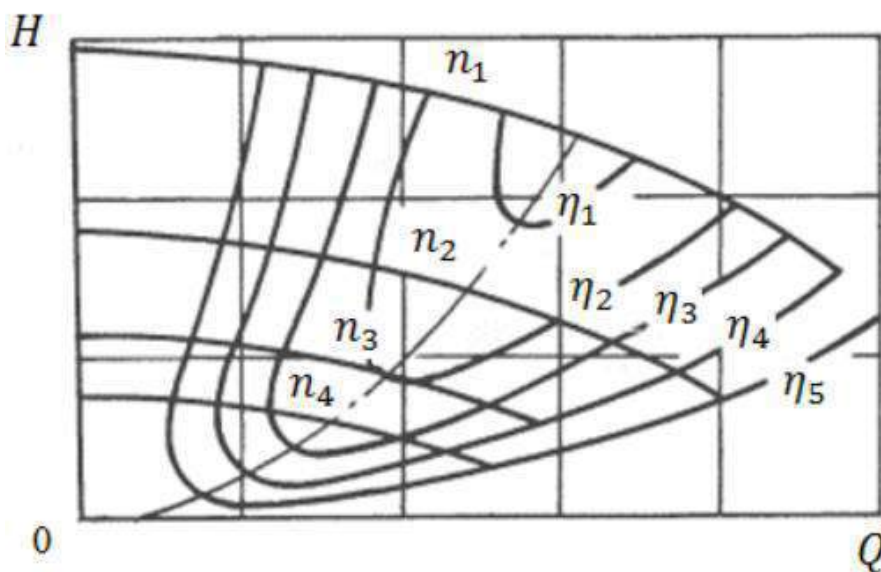


Рисунок 7.4 – Универсальная характеристика лопастных насосов

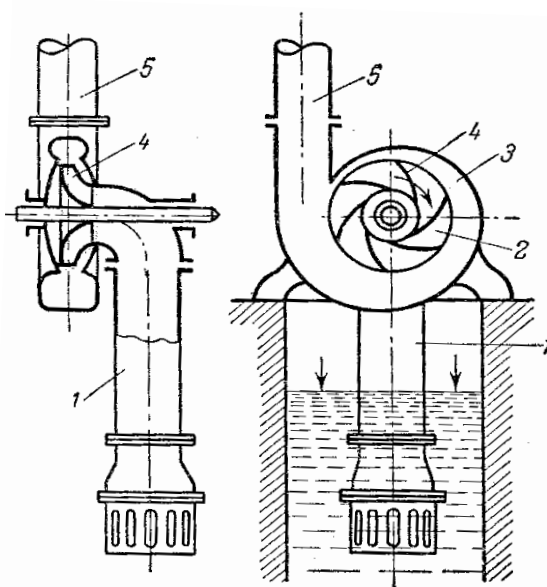
7.5 Центробежные насосы

В центробежных насосах всасывание и нагнетание жидкости происходит равномерно и непрерывно под действием центробежной силы, возникающей при вращении рабочего колеса с лопатками, заключенного в спиралеобразном корпусе. В результате воздействия рабочего колеса жидкость выходит из него с более высоким давлением и большей скоростью, чем при входе. Выходная скорость преобразуется в корпусе насоса в давление перед выходом жидкости из

насоса. Преобразование скоростного напора в пьезометрический частично осуществляется в спиральном отводе, а главным образом в коническом напорном патрубке и в направляющих каналах.

Центробежные насосы бывают одноступенчатыми и многоступенчатыми. Одноступенчатые насосы имеют одно рабочее колесо, многоступенчатые – несколько последовательно соединенных рабочих колес, закрепленных на одном валу.

На рисунке.7.5 изображена простейшая схема центробежного насоса – одноступенчатый насос консольного типа. Рабочее колесо у этих насосов закреплено на конце (консоли) вала. Вал не проходит через область всасывания, что позволяет применить простейшую форму подвода в виде прямоосного конфузора.



1 – подвод; 2 – рабочее колесо; 3 – корпус; 4 – лопатки; 5 – отвод

Рисунок 7.5 – Схема центробежного насоса

Проточная часть насоса состоит из трех основных элементов – подвода 1, рабочего колеса 2 и отвода 5. По подводу жидкость подается в рабочее колесо из подводящего трубопровода.

Назначением рабочего колеса является передача жидкости энергии от двигателя. Рабочее колесо центробежного насоса состоит из ведущего и ведомого (обода) дисков, между которыми находятся лопатки 4, изогнутые, как правило, в сторону, противоположную направлению вращения колеса. Ведущим диском рабочее колесо крепится на валу. 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.

В одноступенчатом центробежном насосе жидкость из всасывающего трубопровода 1 поступает вдоль оси рабочего колеса 2 в корпус 3 насоса и, попадая на лопатки 4, приобретает вращательное движение. Центробежная сила

отбрасывает жидкость в канал переменного сечения между корпусом и рабочим колесом, в котором скорость жидкости уменьшается до значения, равного скорости в нагнетательном трубопроводе 5. При этом, как следует из уравнения Бернулли, происходит преобразование кинетической энергии потока жидкости в статический напор, что обеспечивает повышение давления жидкости. На входе в колесо создается пониженное давление, и жидкость из приемной емкости непрерывно поступает в насос. Давление, развиваемое центробежным насосом, зависит от скорости вращения рабочего колеса. Вследствие значительных зазоров между колесом и корпусом насоса разрежение, возникающее при вращении колеса, недостаточно для подъема жидкости по всасывающему трубопроводу, если он и корпус насоса не залиты жидкостью. Поэтому перед пуском центробежный насос заливают перекачиваемой жидкостью. Чтобы жидкость не выливалась из насоса и всасывающего трубопровода при заливке насоса или при кратковременных остановках его, на конце всасывающей трубы, погруженной в жидкость, устанавливают обратный клапан, снабженный сеткой.

Напор одноступенчатых центробежных насосов (с одним рабочим колесом) ограничен и не превышает 50 м. Для создания более высоких напоров применяют многоступенчатые насосы, имеющие несколько рабочих колес в общем корпусе, расположенных последовательно на одном валу.

Схема многоступенчатого секционного центробежного насоса

Каждая ступень такого насоса состоит из рабочего колеса 1 и направляющего аппарата 2, который направляет поток к следующему рабочему колесу. В таком насосе напор повышается пропорционально числу колес.

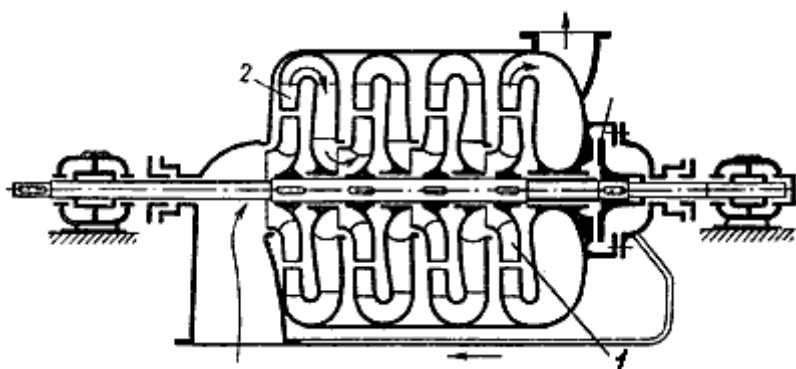


Рисунок 7.6

Число рабочих колес в многоступенчатом насосе обычно не превышает пяти.

Напор и производительность центробежного насоса

Производительность и напор центробежного насоса зависят от числа оборотов рабочего колеса.

Теоретический напор насоса равен разности напоров на входе в колесо и выходе из него. Обычно жидкость, поступая из всасывающего трубопровода, движется по колесу в радиальном направлении. Следовательно угол между

абсолютным значением скорости жидкости на входе в рабочее колесо и окружной скоростью равен 90° . Тогда **теоретический напор**:

$$H_T = \frac{u \cdot c \cdot \cos \alpha}{g}$$

где u – окружная скорость,
 c – скорость движения жидкости,
 α – угол между абсолютным значением скорости жидкости на выходе из рабочего колеса и окружной скоростью,

$$H_T = \frac{u^2}{g} \left(1 - \frac{\omega}{u} \cos \beta \right)$$

где $\beta = 180^\circ - \alpha$
 т.е. напор насоса пропорционален квадрату числа оборотов рабочего колеса, т.к. $u = \pi \times D \times n$

Действительный напор меньше теоретического, так как часть энергии жидкости расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений внутри насоса и жидкость в нем при конечном числе лопаток не движется по подобным траекториям.

$$H = H_T \cdot \eta_r \cdot \varepsilon$$

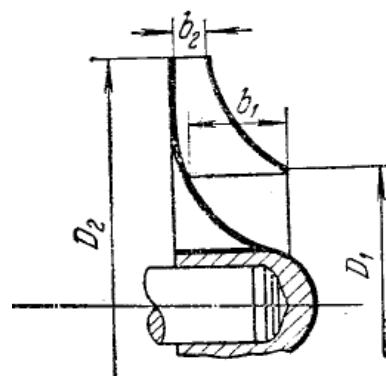
где η_r – гидравлический к.п.д. насоса ($\eta_r = 0,8-0,95$),
 ε – коэффициент, учитывающий конечное число лопаток в насосе ($\varepsilon = 0,6-0,8$).

Производительность центробежного насоса Q соответствует расходу жидкости через каналы между лопатками рабочего колеса.

$$Q = b_1(\pi D_1 - \delta z)c_{1r} = b_2(\pi D_2 - \delta z)c_{2r}$$

где δz – толщина лопаток;
 b_1 b_2 – ширина рабочего колеса на внутренней и внешней окружностях соответственно;
 c_{1r} c_{2r} – радиальные составляющие абсолютных скоростей на входе в колесо и выходе из него.

Производительность и напор центробежного насоса зависят от числа оборотов рабочего колеса. Из уравнения следует, что производительность насоса прямо пропорциональна радиальной составляющей абсолютной скорости на выходе из колеса.



Характеристика центробежного насоса

Для правильной эксплуатации насоса необходимо знать, как изменяются напор, КПД и мощность, потребляемая насосом, при изменении его подачи, т.е. знать *характеристику* насоса, под которой понимается зависимость напора, мощности и КПД от производительности насоса при постоянной частоте вращения.

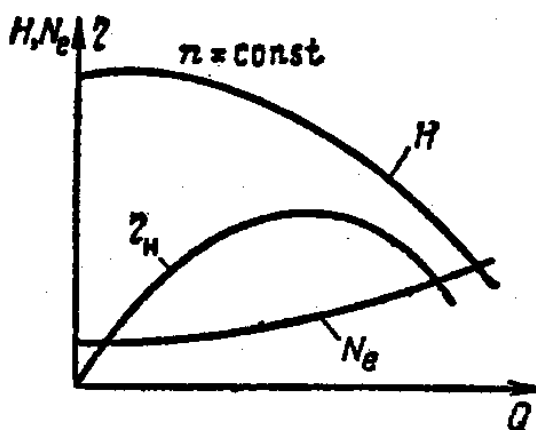


Рисунок 7.7

Из зависимости видно, что с увеличением производительности напор насоса уменьшается, потребляемая мощность возрастает, а КПД проходит через максимум.

При постоянном числе оборотов рабочего колеса, когда лопатки его загнуты в направлении, обратном направлению вращения колеса, напор насоса падает с увеличением производительности и при некотором предельном значении может стать равным 0.

Потребляемая насосом мощность не будет равна нулю на всем интервале из-за наличия различного рода потерь, на компенсацию которых необходимо затрачивать энергию. Эти потери возрастают с увеличением производительности насоса, поэтому график имеет характер монотонно возрастающей функции с началом в некоторой точке на оси ординат.

Участок кривой, где напор возрастает с увеличением производительности, соответствует неустойчивой работе насоса.

Наиболее благоприятный режим эксплуатации центробежного насоса при данном числе оборотов соответствует максимуму на кривой КПД.

Графические зависимости между напором, к.п.д. и производительностью насоса при различных числах оборотов колеса называют *универсальными характеристиками*.

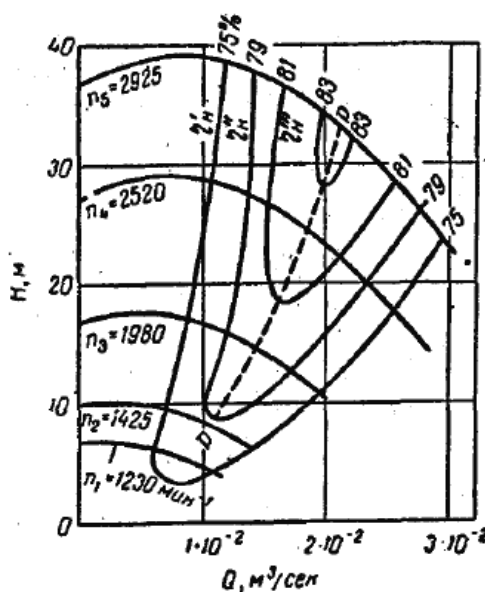


Рисунок 7.8

Пользуясь универсальной характеристикой, можно установить пределы работы насоса (соответствующие максимальному значению кпд.) и выбрать наиболее благоприятный режим его работы.

Линии ограничивают области, внутри которых кпд насоса имеет значение не меньшее, чем указанное на границе области.

Линия $p-p$ соответствует максимальным значениям кпд при данных числах оборотов рабочего колеса.

Работа насоса на сеть

При выборе насоса необходимо учитывать характеристику сети, т. е. трубопровода и аппаратов, через которые перекачиваются жидкости.

Характеристика сети выражает зависимость между расходом жидкости и напором, необходимым для перемещения жидкости по данной сети. Характеристика сети описывается уравнением параболы, т.к. потери напора пропорциональны квадрату расхода жидкости.

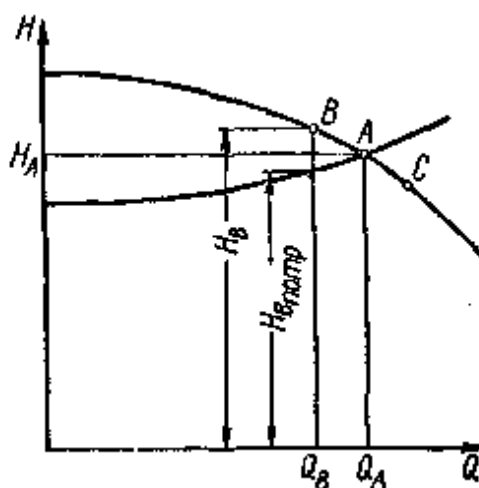


Рисунок 7.9

Насос данной насосной установки работает на таком режиме, при котором потребный напор равен напору насоса, т.е. при котором энергия, потребляемая при движении жидкости по трубопроводам установки (потребный напор) равна энергии, сообщаемой жидкости насосом (напор насоса). Для определения режима работы насоса следует на одном и том же графике в одинаковых масштабах нанести характеристику насоса и насосной установки.

Равенство напора насоса и потребного напора установки получается для режима, определяемого точкой A пересечения характеристик. Покажем, что насос не может работать в режиме, отличном от режима A . Предположим, что насос работает в режиме B . В этом случае напор, сообщаемый насосом жидкости, равен H_B , напор, расходуемый при движении жидкости по трубопроводам установки $H_{B, \text{потр}} < H_B$. Таким образом, энергия, расходуемая при движении жидкости по трубопроводам установки, меньше энергии, сообщаемой ей насосом. Избыток энергии в жидкости идет на приращение ее кинетической энергии. Следовательно, скорость жидкости увеличивается. Увеличение скорости приводит к увеличению расхода, которое будет происходить до тех пор, пока он сравняется с Q_A . Если подача насоса больше Q_A (точка C), то сообщаемый насосом напор меньше потребляемого. Недостаток энергии восполняется за счет собственной кинетической энергии жидкости. Это приводит к уменьшению скорости движения и, следовательно, к уменьшению расхода до Q_A .

Если требуется более высокая производительность, то необходимо либо увеличить число оборотов электродвигателя, либо заменить данный насос на насос большей производительности. Увеличение производительности может быть достигнуто также путем уменьшения гидравлического сопротивления сети. В этом случае рабочая точка A переместится по характеристике насоса вправо.

Насос должен быть выбран так, чтобы рабочая точка соответствовала требуемым производительности и напору.

Последовательная и параллельная работа насосов на сеть

Последовательное соединение насосов обычно применяется для увеличения напора в тех случаях, когда один насос не может создать требуемого напора. При этом подача насосов одинакова, а общий напор равен сумме напоров обоих насосов, взятых при одной и той же подаче. Следовательно, суммарная характеристика насосов $I+II$ получается сложением ординат кривых напоров I и II обоих насосов. Пересечение суммарной характеристики насосов с характеристикой насосной установки даст рабочую точку A , которая определяет подачу Q и суммарный напор обоих насосов. Проведя через точку A вертикальную прямую получим на пересечении ее с кривыми напоров I и II напоры насосов H_1 и H_2 .

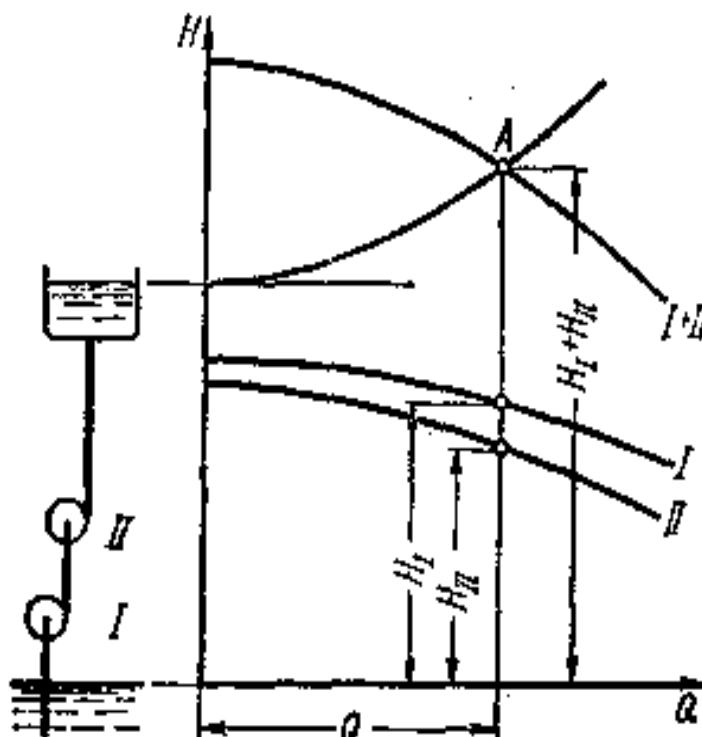


Рисунок 7.10

При последовательном соединении насосов жидкость, подводимая к насосу II, имеет значительное давление. При этом давление в насосе II может превысить величину, допустимую по условиям прочности. В этом случае насос II следует размещать отдельно от насоса I, в такой точке напорного трубопровода, в которой давление жидкости снижается до безопасного для насоса II значения. Эту точку можно определить, построив пьезометрическую линию напорного трубопровода.

Параллельное соединение насосов обычно применяют для увеличения подачи. Насосы, работающие параллельно на один длинный трубопровод, обычно устанавливают близко один от другого, в пределах одного машинного зала. Так как насосы II и I находятся близко один от другого, а трубопровод, на который они работают, длинный, можно пренебречь сопротивлением подводящих и напорных трубопроводов до узловой точки O. Пусть приемные уровни обоих насосов одинаковы. При этом напор насосов одинаков, так как одинаково давление в точке O, создаваемое обоими насосами. Заменим оба насоса одним, имеющим подачу, равную сумме подач обоих насосов, взятых при одинаковом напоре. При такой замене режим работы насосной установки не изменится. Для получения характеристики этого насоса или суммарной характеристики двух насосов, следует сложить абсциссы точек кривых напора $H = f(Q)$ обоих насосов, взятых при одной и той же ординате. Иными словами, следует сложить кривые напоров I и II обоих насосов по горизонтали. Пересечение суммарной характеристики I+II с характеристикой насосной установки дает рабочую точку A. Абсцисса точки A равна суммарной подаче обоих насосов, ордината – напору насосов $H_1 = H_2$. Проведя через точку A

горизонтальную прямую, получим на пересечении с кривыми I и II напоров режимные точки *C* и *B* насосов I и II.

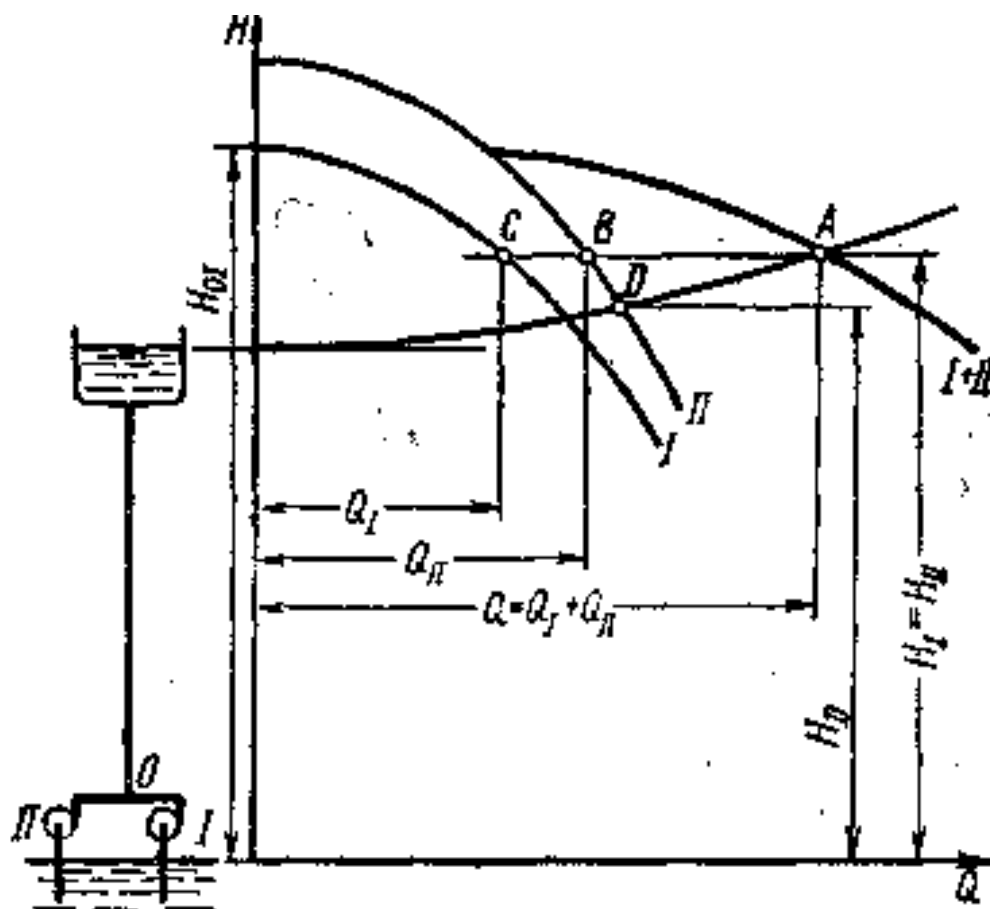


Рисунок 7.11

7.6 Осевые насосы

Классификация осевых насосов

В осевых насосах частицы жидкости движутся через проточную часть вдоль цилиндрических плоскостей, осью которых является ось вращения рабочего колеса. Конструктивно осевые насосы делятся на насосы с жесткозакрепленными и поворотными лопастями, с горизонтальным и вертикальным расположением вала. Отечественная промышленность выпускает осевые насосы типов О и ОП. Это одноступенчатые насосы.

Принятая **маркировка осевых насосов** расшифровывается следующим образом:

- О – с жесткозакрепленными лопастями рабочего колеса;
- ОП – с поворотными лопастями рабочего колеса;
- В – с вертикальным расположением вала;
- Г – с горизонтальным расположением вала;
- К – с подводом камерного типа;
- МК – малогабаритный с камерным подводом;
- МБК – моноблочный с камерным подводом;

Э – с электроприводом разворота лопастей;

ЭГ – с электрогидроприводом разворота лопастей;

КЭ – с подводом камерного типа и электроприводом поворота лопастей;

цифрами 2, 3, 5, 6, 10, 11 и 16 обозначается номер модели типового колеса, а цифрами, стоящими после номера модели, – диаметр рабочего колеса, см.

Горизонтальные осевые насосы имеют рабочие колеса с жестким креплением лопастей с диаметрами, равными 150, 250, 300, 420, 550 и 700 мм.

Вертикальные насосы имеют диаметры рабочих колес 470, 550, 700, 870, 1100, 1450, 1850, 2600 мм, а насосы с поворотными лопастями – 870 мм и более. Подача осевых насосов составляет от 0,072 до 40,5 м³/с, а напор – от 2,5 до 26 м. Они предназначены для подачи воды или других жидкостей, сходных с водой по вязкости и химической активности, с содержанием взвешенных частиц не более 3 г/л (в том числе абразивных частиц не более 2 %) и температурой не более 35 °С. 2.2.

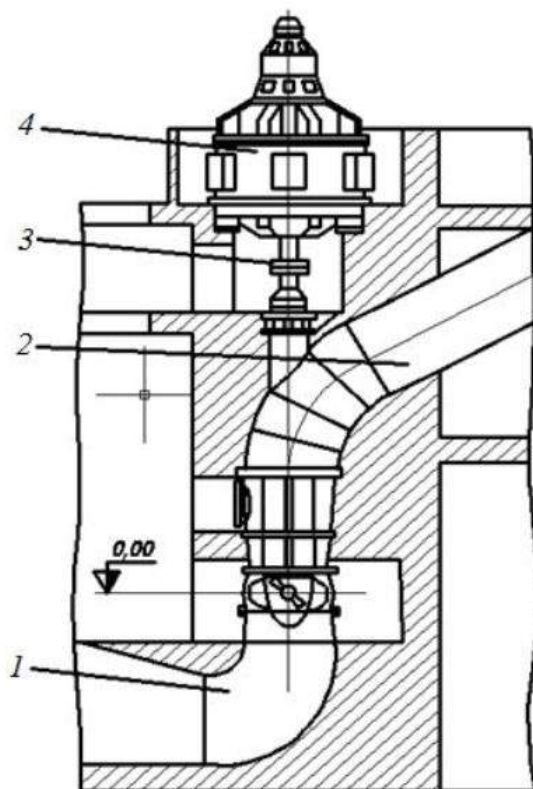
Конструкция и параметры осевых насосов

Осевые насосы типа О служат для подачи пресной, морской и загрязненной воды с температурой до 35 °С. Осевые насосы типа ОП предназначены для подачи технически чистой воды с температурой до 50 °С, а также пресной и морской воды с температурой до 45 °С.

Характерной особенностью средних и крупных осевых насосов является их тесная конструктивная связь со строительной частью здания насосной станции. На рисунке 7.12 оказана схема установки насоса диаметром рабочего колеса 2600 мм. Коленчатый подвод воды к насосу выполнен в бетонной части здания. Этот подвод на входе имеет прямоугольную форму, которая в дальнейшем переходит в круговую.

Насос жестко соединен со строительной частью насосной станции, в которой выполнены проемы для демонтажа съемных частей. Коленчатый подвод и насос соединяются между собой герметично с помощью компенсирующего сальникового уплотнения. Отвод перекачиваемой воды от насоса осуществляется по стальному напорному трубопроводу, жестко соединенному с насосом. Привод насоса осуществляется вертикальным электродвигателем; валы насоса и электродвигателя жестко соединены фланцевой муфтой. Ротор насоса вращается против часовой стрелки (если смотреть сверху, со стороны электродвигателя). В вертикальных насосах осевую нагрузку от реакции воды и массы вращающегося ротора воспринимает подпятник электродвигателя.

Компоновка основных узлов всех вертикальных осевых насосов идентична, их конструктивные отличия зависят от типоразмера.



1 – коленчатый подвод; 2 – напорный трубопровод; 3 – муфта; 4 – электродвигатель
Рисунок 7.12 Схема установки осевого насоса типа ОПВ-260

Характеристики осевых насосов

Работа насоса и насосной установки характеризуется рядом основных параметров: подачей Q , напором H , мощностью N , η , кавитационным запасом Δh и частотой вращения n . Зависимости между основными параметрами насосов для различных режимов работы принято представлять в графической форме – в виде характеристик. Характеристики осевого насоса представляют собой зависимости основных технических параметров от подачи при постоянной частоте вращения рабочего колеса. Эти характеристики для одного угла φ установки лопастей показаны на рисунке 7.13.

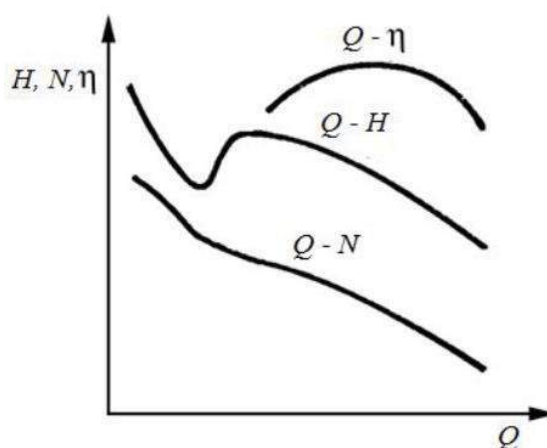


Рисунок 7.13 – Характеристики осевого насоса

Характеристики насосов строят по результатам их испытаний, проводимых в лабораторных условиях на специальных стендах. Кривая $H = f(Q)$, называемая напорной характеристикой, имеет особое значение при эксплуатации насосов. Кривые $H(Q)$, $N(Q)$ и $\eta(Q)$ представляют собой энергетические характеристики насоса. Кривая $\Delta h(Q)$ дает представление о всасывающей способности насоса.

Из зависимости $N = f(Q)$ следует, что для осевого насоса в отличие от центробежного требуется наибольшая мощность при нулевой подаче. С увеличением подачи мощность насоса уменьшается. Ввиду того, что у большинства насосов предусматривается возможность изменять угол установки лопастей, для подбора насосов пользуются совмещенными характеристиками, полученными при различных значениях угла φ . Такие характеристики называются универсальными. На универсальной характеристике насоса ОПВЗ-110 штриховыми линиями показаны области значений кавитационного запаса, жирной выделено поле $Q - H$ данного насоса (см. рисунок 7 .14). Чтобы

точка при подборе насоса не попала в область неустойчивой характеристики показана линия максимального статического заполненного напором трубопроводе во время пуска насоса).

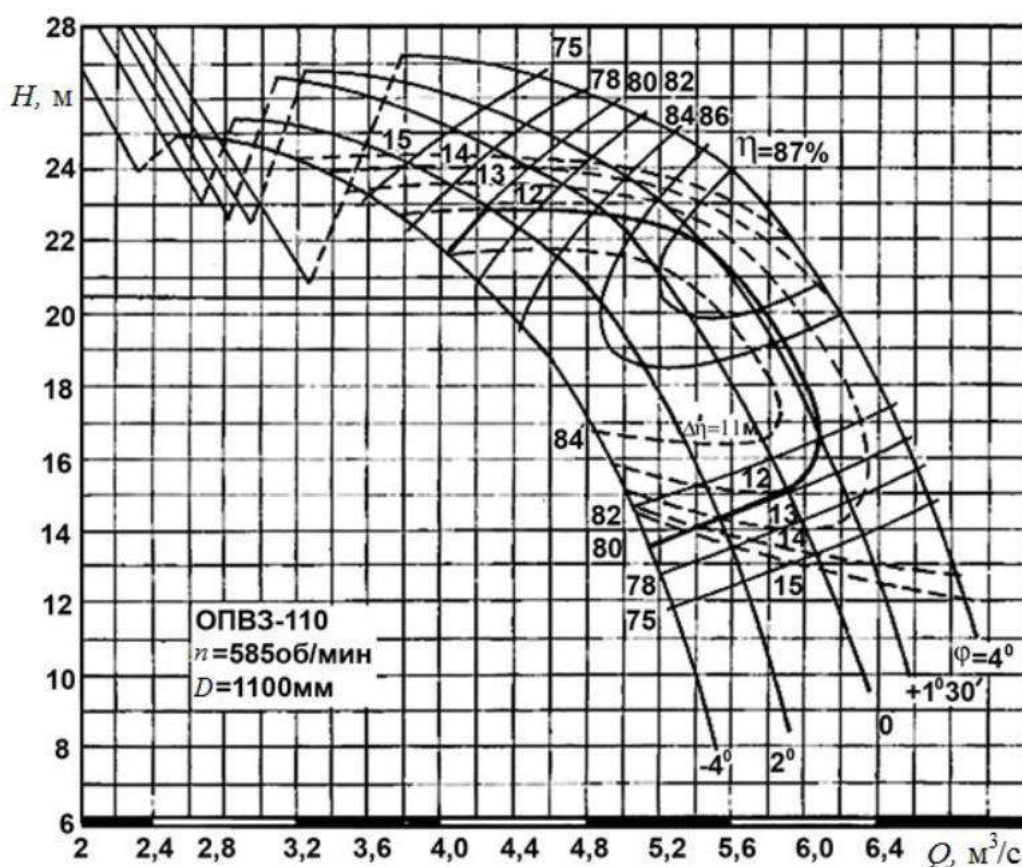


Рисунок 7 .14 – Универсальная характеристика насоса ОПВЗ-110

По характеристике выделяют режимы:

оптимальный — режим работы насоса при наибольшем значении КПД ($\eta = 87\%$);

номинальный – режим, обеспечивающий заданные параметры насоса и находящийся в рабочей части характеристики.

Рабочая часть характеристики – зона характеристики насоса, в пределах которой рекомендуется длительная его эксплуатация (на рисунке ограничена жирными линиями). Рабочая часть характеристики определяется допустимым снижением КПД на 2–3 % максимального его значения.

7.7 Поршневые насосы

Поршневые насосы относятся к классу объемных насосов.

В **объемном насосе** перемещение жидкости осуществляется путем вытеснения ее из рабочих камер вытеснителями. Под вытеснителем понимается рабочий орган насоса, непосредственно совершающий работу вытеснения. Вытеснителями могут быть поршни, плунжеры, шестерни, винты, пластины. В поршневом (плунжерном) насосе жидкость вытесняется из неподвижных камер в результате возвратно-поступательного движения вытеснителей (поршней, плунжеров, диафрагм).

По конструкции вытеснителя поршневые насосы разделяют на собственно *поршневые* и *плунжерные*. В поршневых насосах основным рабочим органом является поршень, снабженный уплотнительными кольцами, пришлифованными к внутренней зеркальной поверхности цилиндра. Плунжер не имеет уплотнительных колец и отличается от поршня значительно большим отношением длины к диаметру.

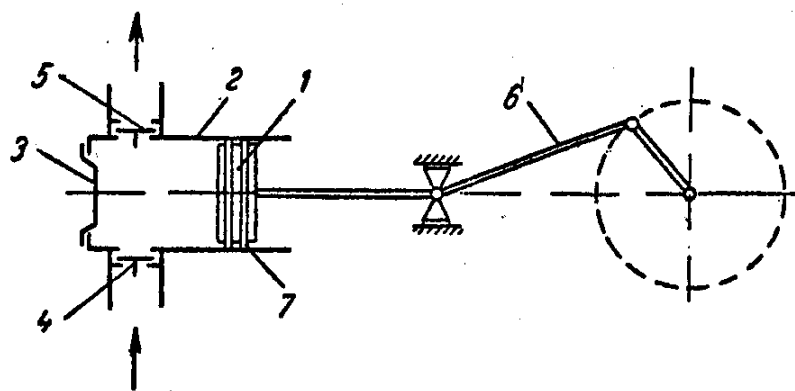
Приводные механизмы поршневых насосов принято разделять на *кривошипные* и *кулачковые*.

По роду привода поршневые насосы делятся на *приводные* (от электродвигателя) и *прямодействующие* (от паровой машины). Прямодействующие паровые насосы имеют привод непосредственно от паровой машины, поршень которой находится на одном штоке с поршнем насоса. Насосы этого типа используют главным образом на установках, где по условиям безопасности применение насосов с электрическим приводом недопустимо (огне- и взрывоопасные производства), а также при наличии дешевого отбросного пара (подача воды в паровые котлы и т. п.).

По числу оборотов кривошипа (числу двойных ходов поршня) различают тихоходные, нормальные (60-120 мин в мин) и быстроходные (120-180 в мин) поршневые насосы. У прямодействующих насосов число двойных ходов составляет 50-120 в минуту.

По числу всасываний или нагнетаний, осуществляемых за один оборот кривошипа или за два хода поршня, поршневые насосы делятся на насосы простого и двойного действия.

На рисунке 7.15 изображена схема горизонтального поршневого насоса простого действия:



1 – поршень; 2 – цилиндр; 3 – крышка цилиндра; 4 – всасывающий клапан;
5 – нагнетательный клапан; 6 – кривошипно-шатунный механизм; 7 – уплотнительные
кольца

Рисунок 7.15 – Горизонтальный поршневой насос

В поршневом насосе всасывание и нагнетание жидкости происходят при возвратно-поступательном движении поршня 1 в цилиндре 2 насоса. При движении поршня вправо в замкнутом пространстве между крышкой 3 цилиндра и поршнем создается разрежение. Под действием разности давлений в приемной емкости и цилиндре жидкость поднимается по всасывающему трубопроводу и поступает в цилиндр через открывающийся при этом всасывающий клапан 4. Нагнетательный клапан 5 при ходе поршня вправо закрыт, так как на него действует сила давления жидкости, находящейся в нагнетательном трубопроводе. При ходе поршня влево в цилиндре возникает давление, под действием которого закрывается клапан 4 и открывается клапан 5. Жидкость через нагнетательный клапан поступает в напорный трубопровод и далее в напорную емкость. Таким образом, всасывание и нагнетание жидкости поршневым насосом простого действия происходит неравномерно: всасывание – при движении поршня слева направо, нагнетание – при обратном направлении движения поршня. В данном случае за два хода поршня жидкость один раз всасывается и один раз нагнетается. Поршень насоса приводится в движение кривошипно-шатунным механизмом 6, преобразующим вращательное движение вала в возвратно-поступательное движение поршня.

В плунжерном горизонтальном насосе простого действия роль поршня играет плунжер 1,двигающийся возвратно-поступательно в цилиндре 2; плунжер уплотняется при помощи сальника 3 (рисунок 7.16). Плунжерные насосы не требуют такой тщательной обработки внутренней поверхности цилиндра, как поршневые, а неплотности легко устраняются подтягиванием или заменой набивки сальника без демонтажа насоса. В связи с тем, что для плунжерных насосов нет необходимости в тщательной пригонке поршня и цилиндра, их применяют для перекачивания загрязненных и вязких жидкостей, а также для создания более высоких давлений. В химической промышленности плунжерные насосы более распространены, чем поршневые.

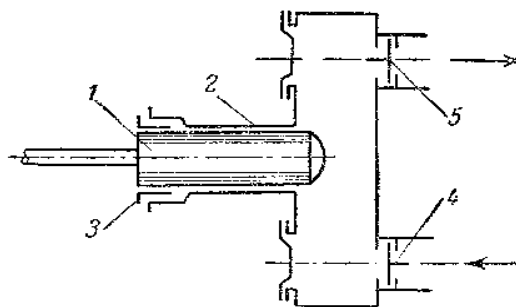


Рисунок 7.16 – Плунжерный горизонтальный насос

Более равномерной подачей, чем насосы простого действия, обладают поршневые и плунжерные насосы двойного действия. Горизонтальный плунжерный насос двойного действия можно рассматривать как совокупность двух насосов простого действия. Он имеет четыре клапана - два всасывающих и два нагнетательных.

При ходе плунжера вправо жидкость всасывается в левую часть цилиндра через всасывающий клапан и одновременно через нагнетательный клапан поступает из правой части цилиндра в напорный трубопровод; при обратном ходе поршня всасывание происходит в правой части цилиндра через всасывающий клапан, а нагнетание - в левой части цилиндра. Таким образом, в насосах двойного действия всасывание и нагнетание происходят при каждом ходе поршня, вследствие чего производительность насосов этого типа больше и подача равномернее, чем у насосов простого действия.

Еще более равномерной является подача насоса тронного действия, или триплекс-насоса. Триплекс-насосы представляют собой строенные насосы простого действия, кривошипы которых расположены под углом 120° друг относительно друга. Общая подача триплекс-насоса складывается из подач насосов простого действия, при этом за один оборот коленчатого вала жидкость три раза всасывается и три раза нагнетается.

Производительность поршневых насосов

В поршневых насосах жидкость при всасывании занимает в цилиндре объем, освобождаемый поршнем. В период нагнетания этот объем жидкости вытесняется поршнем в нагнетательный трубопровод. Следовательно, теоретически (без учета утечек жидкости) производительность поршневого насоса будет определяться объемом, описываемым поршнем в единицу времени.

В поршневом насосе простого действия объем, описываемый поршнем в единицу времени, будет равен произведению площади сечения F поршня, длины хода L поршня и числа оборотов кривошипно-шатунного механизма (или числа двойных ходов поршня, так как в насосе простого действия нагнетание жидкости происходит один раз за два хода поршня).

Таким образом, теоретическая производительность насоса простого действия

$$Q_T = FLn, \text{ м}^3/\text{с}$$

где F – площадь сечения поршня, м^2 ;
 L – длина хода поршня, м ;
 n – число оборотов, мин^{-1} .

В насосе двойного действия за два хода поршня или один оборот кривошипа происходит два раза всасывание и два раза нагнетание. При ходе поршня вправо с левой стороны засасывается объем жидкости, равный $F \cdot L$, а с правой – нагнетается объем $(F-f)L$,

где f – площадь поперечного сечения штока. При ходе поршня влево с левой стороны выталкивается в нагнетательный трубопровод объем $F \cdot L$, а с правой – засасывается из всасывающей линии $(F-f)L \text{ м}^3$ жидкости.

Следовательно, за n оборотов кривошипа или двойных ходов поршня, теоретическая производительность насоса двойного действия составит:

$$Q_T = FLn + (F - f)Ln = Ln(2F - f), \text{ м}^3/\text{с}$$

Т.к. $f \ll F$, то производительность насоса двойного действия вдвое выше производительности насоса простого действия.

Действительная производительность поршневого насоса меньше теоретической на величину потерь в результате утечки жидкости через неплотности в сальниках, клапанах и местах стыковки трубопроводов, а также вследствие выделения из жидкости при давлении ниже атмосферного растворенного в ней воздуха. При неправильной конструкции насоса это может привести к образованию в цилиндре воздушных "мешков", уменьшающих подачу жидкости насосом. Все эти потери учитываются коэффициентом подачи, или объемным к.п.д. %.

Действительная производительность насоса

$$Q = Q_T \eta_V$$

где η_V – коэффициент подачи или объемный к.п.д., учитывающий утечки жидкости через неплотности в сальниках, клапанах, местах стыковки трубопроводов, образование в цилиндре воздушных «мешков».

$\eta_V = 0,97 - 0,99$ для насосов большой производительности,

$\eta_V = 0,9 - 0,95$ для насосов средней производительности ($Q = 20 - 300 \text{ м}^3/\text{ч}$),

$\eta_V = 0,85 - 0,9$ для насосов малой производительности.

Характеристика поршневого насоса

Зависимость между напором H и производительностью Q поршневого насоса имеет вид вертикальной прямой. Характеристика показывает, что *производительность поршневого насоса есть величина постоянная, не зависящая от напора*. Практически, вследствие увеличения утечек жидкости через неплотности, возрастающие с повышением давления, реальная характеристика (изображенная пунктирной линией) не совпадает с теоретической. С увеличением давления действительная производительность поршневого насоса несколько уменьшается.

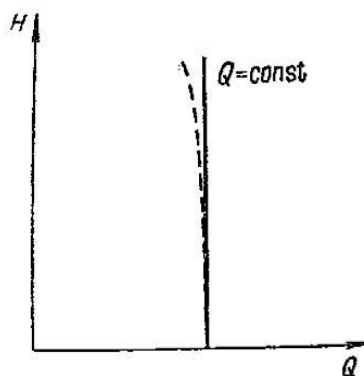


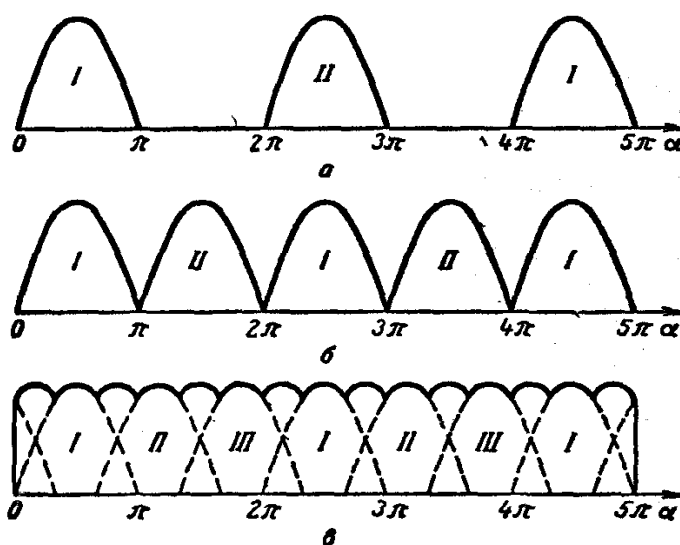
Рисунок 7.17

Неравномерность подачи и способы ее выравнивания

Скорость поршня, приводимого в движение кривошипно-шатунным механизмом, не является постоянной. Она изменяется от нуля (в левом и правом крайних положениях) до некоторого максимального значения (при среднем положении поршня)

Как следует из теории кривошипно-шатунного механизма, поступательная скорость движения поршня изменяется пропорционально синусу угла поворота кривошипа. Жидкость следует за поршнем безотрывно, поэтому подача насоса простого действия будет изменяться в соответствии с законом движения поршня. Таким образом, подача насоса неравномерна по величине и прерывиста во времени.

Насосы двойного и тройного действия (триплекс-насосы) отличаются более равномерной подачей, представляющей собой сумму подач двух или трех насосов простого действия, у которых периоды нагнетания и всасывания сдвинуты во времени. Графически подача этих насосов может быть изображена синусоидами, смещенными по фазе соответственно на 180° у насосов двойного действия и 120° у насосов тройного действия.



a – простого действия; $б$ – двойного действия; $в$ – тройного действия (триплекс-насос)

Рисунок 7.18 – Синусоиды подач поршневых насосов

Неравномерность подачи насоса принято характеризовать коэффициентом:

$$\sigma = \frac{(Q_{max} - Q_{min})}{Q_{и}}$$

где $Q_{и}$ – идеальная подача.

Для насоса простого действия $\sigma = \pi$.

Большинство потребителей не может использовать столь сильно пульсирующую подачу. Быстрое нарастание и уменьшение расхода в трубах, перемежаемое состоянием покоя во время цикла всасывания, вызывает в них и в насосе пульсации давления, что ведет к шуму, вибрациям и усталостным разрушениям в насосной установке.

Для уменьшения неравномерности применяют два способа.

Первый сводится к применению многопоршневых машин с общей приводной частью и общими магистральными трубопроводами.

Для поршневого насоса двойного действия $\sigma = \pi/2$. При этом длительные перерывы подачи устраняются, но мгновенные режимы сохраняются. Следовательно, сохраняются и предельные значения инерционных пульсаций давления.

При трех поршнях циклы вытеснения перекрывают один другой так, что жидкость в трубах никогда не останавливается. В этом случае величина σ резко снижается до 0,14.

Уменьшаются и предельные значения инерционных пульсаций давления вследствие уменьшения максимальных ускорений потока. Выравненность подачи и связанное с этим улучшение качества рабочего процесса увеличиваются с применением нечетных чисел поршней больше трех. Для насосов с разными числами поршней, можно показать, что у насосов с нечетным числом поршней равномерность подачи большая, чем у насосов с четным числом (следующим за данным нечетным) поршней. Поэтому числа поршней как правило выбирают нечетными.

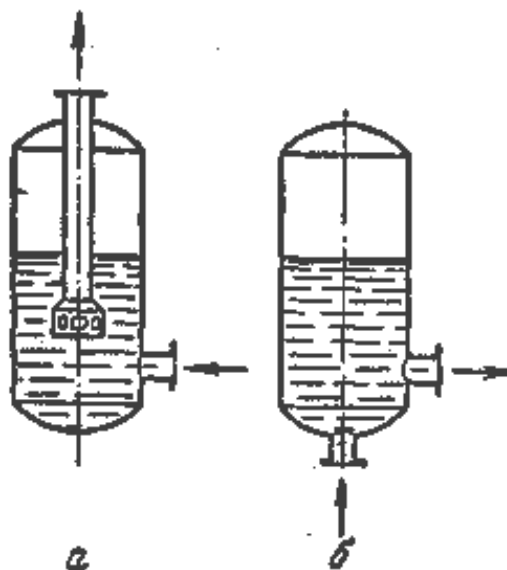
Истинная неравномерность подачи в установках с объемными насосами может значительно превышать идеальную неравномерность из-за запаздывания клапанов и сжимаемости жидкости.

Вторым способом выравнивания подачи является применение гидропневматических аккумуляторов (воздушных колпаков).

Воздушные колпаки

Воздушный колпак представляет собой буферный промежуточный сосуд, в котором примерно 50% объема занимает воздух (рисунок 7.19).

Воздушные колпаки устанавливают на подводящей и отводящей линиях непосредственно перед и после рабочей камеры, так, чтобы путь от нее до колпаков был минимален. Применяют колпаки, как правило, с одно- и двухцилиндровыми насосами.



a – на всасывающей линии; *б* – на нагнетательной линии

Рисунок 7 .19 – Воздушные колпаки:

Работа колпаков основана на стремлении длинных столбов жидкости в трубах сохранять из-за инерции среднюю скорость, соответствующую средней подаче насоса $Q = Q_{и}$. При цикле вытеснения избыток подачи сверх $Q_{и}$ задерживается в колпаке, сжимает газовую подушку. Давление газа становится больше среднего значения. Когда подача насоса меньше $Q_{и}$ газ в колпаке расширяется и колпак отдает накопленный избыточный объем в отводящую линию. При разрядке давление в колпаке падает ниже среднего значения. Таким образом, в трубах поддерживается непрерывное движение жидкости, и величина инерционных пульсаций давления снижается до пренебрежимо малых величин, обусловленных малой длиной патрубков от цилиндра до колпака. Из-за растворения газа в жидкости объем газовой подушки в напорном колпаке уменьшается во времени тем быстрее, чем больше среднее давление. Поэтому колпаки необходимо пополнять газом или разделять жидкостную и газовую полости поршнем или мембраной.

При ускорении движения поршня, т.е. когда в воздушный колпак поступает наибольшее количество жидкости, воздух, находящийся в последнем, сжимается. Избыток жидкости поступает в колпак и удаляется из него, когда подача становится ниже средней. При этом давление воздуха, находящегося в колпаке, изменяется незначительно (поскольку его объем гораздо больше объема поступающей жидкости) и движение жидкости в нагнетательном (или всасывающем) трубопроводе становится близким к равномерному.

Поршневые насосы отличаются большим разнообразием конструкций и широтой применения. Действие поршневых насосов состоит из чередующихся процессов всасывания и нагнетания, которые осуществляются в цилиндре насоса при соответствующем направлении движения рабочего органа – поршня или плунжера. Эти процессы происходят в одном и том же объеме, но в различные моменты времени.

«+» – сравнительно высокий КПД (0,9)

– независимостью (в принципе) подачи от напора, что позволяет использовать их в качестве дозирующих.

Поршневые насосы могут создавать при нагнетании жидкости давления порядка 100 МН/м^2 (1000 кгс/см^2) и более.

«-» – по сравнению с центробежными насосами имеют более сложную конструкцию

- отличаются тихоходностью
- большими габаритами
- массой на единицу совершаемой работы
- неравномерность подачи

Поршневые насосы целесообразно применять при сравнительно небольших подачах и высоких давлениях (в диапазоне 50–1000 атм. и выше), для перекачивания высоковязких, огне- и взрывоопасных жидкостей (паровые насосы), а также при дозировании жидких сред.

Роторные насосы применяются главным образом для осуществления небольших подач жидкости. По особенностям конструкции рабочих органов роторные насосы можно подразделить на зубчатые – *шестерённые, винтовые, шиберные, коловратные, аксиально- и радиально-поршневые, лабиринтные*. Каждый из них имеет свои разновидности, но объединяющий их признак – общность принципа действия, в основном аналогичного действию поршневых насосов. Зубчатые насосы используют для подачи нефтепродуктов и др. жидкостей без абразивных примесей.

«+» Роторные насосы отличаются отсутствием всасывающего и нагнетательного клапанов, что является их большим преимуществом и упрощает конструкцию.

Вывод: Особенности конструкции и принцип действия различных насосов определяют диапазоны подачи и напора, в пределах которых целесообразно применять насосы того или иного типа. Наибольшее распространение в промышленности получили центробежные насосы из-за ряда преимуществ, которые были указаны выше. Поршневые насосы рекомендуется применять лишь при сравнительно небольших подачах и высоких давлениях, для перекачивания высоковязких, огне- и взрывоопасных жидкостей (паровые насосы), а также при дозировании жидких сред. В области больших подач (до $1500 \text{ м}^3/\text{мин}$) при небольших напорах применяют пропеллерные насосы.

Центробежные и роторные насосы применяются в качестве генераторов гидравлической энергии в гидравлических передачах и системах гидропривода машин, в которых наряду с гидравлическими двигателями они являются основным элементом.

Использование трёх основных типов насосов характеризуется данными, указанными в табл.

Параметры	Поршневой	Центробежный	Осевой
Подача Q , $\text{м}^3/\text{ч}$	1–200	1–100000	100–100000
Напор H , м	10–10000	1–4500	1–20

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

2 ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

2.1 ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ

СОДЕРЖАНИЕ

Практическое занятие №1. Гидростатическое давление, его свойства	3
Практическое занятие №2. Сила давления жидкости на плоские и криволинейные стенки	12
Практическое занятие №3. Гидравлические сопротивления	42
Практическое занятие №4. Гидравлический расчет трубопроводов	47
Практическое занятие №5. Истечение жидкости через отверстия и насадки ...	70

Практическое занятие №1. Гидростатическое давление, его свойства

Задача 1.1

Определить давление p_0 воздуха в напорном баке по показанию ртутного манометра (рисунок 1.1). Какой высоты H должен быть пьезометр, заполненный водой, для измерения того же давления p_0 ? Высоты $h = 2,6$ м, $h_1 = 1,8$ м, $h_2 = 0,6$ м. Плотность ртути $\rho_{рт} = 13600$ кг/м³, воды $\rho_в = 1000$ кг/м³.

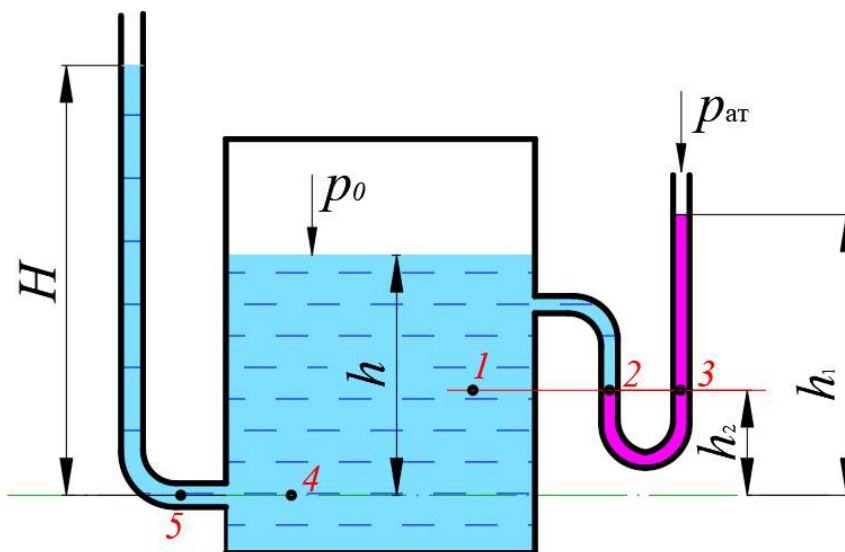


Рисунок 1.1

Решение

Используя основное уравнение гидростатики:

$$p = p_0 + \rho g h$$

определим абсолютное давление в баке на высоте h_2 (в точке 1), которое будет равно по закону о сообщающихся сосудах абсолютному давлению в ртутном манометре на той же высоте (в точках 2, 3):

$$p_1^{abc} = p_0 + \rho_в \cdot g \cdot (h - h_2)$$

$$p_2^{abc} = p_3^{abc} = p_{ат} + \rho_{рт} \cdot g \cdot (h_1 - h_2)$$

Так как

$$p_1 = p_2 = p_3,$$

то

$$p_0 + \rho_в \cdot g \cdot (h - h_2) = p_{ат} + \rho_{рт} \cdot g \cdot (h_1 - h_2)$$

Откуда

$$\begin{aligned} p_0 &= p_{\text{ат}} + \rho_{\text{рт}} \cdot g \cdot (h_1 - h_2) - \rho_{\text{в}} \cdot g \cdot (h - h_2) = \\ &= 100000 + 13600 \cdot 9,81 \cdot (1,8 - 0,6) - 1000 \cdot 9,81(2,6 - 0,6) = \\ &= 240479,2 \text{ Па} = 240,5 \text{ кПа} \end{aligned}$$

Для определения высоты H запишем уравнение равновесия для напорного бака, заполненного водой (рисунок 1.1), используя также закон о сообщающихся сосудах:

$$p_4 = p_5$$

Абсолютное давление в точке 4 со стороны бака:

$$p_4 = p_{\text{ат}} + \rho_{\text{в}} \cdot g \cdot H$$

Абсолютное давление в точке 5 со стороны пьезометра:

$$p_5 = p_0 + \rho_{\text{в}} \cdot g \cdot h$$

$$p_{\text{ат}} + \rho_{\text{в}} \cdot g \cdot H = p_0 + \rho_{\text{в}} \cdot g \cdot h$$

Откуда

$$H = \frac{p_0 + \rho_{\text{в}} \cdot g \cdot h - p_{\text{ат}}}{\rho_{\text{в}} \cdot g} = \frac{240479,2 + 1000 \cdot 9,81 \cdot 2,6 - 100000}{1000 \cdot 9,81} = 16,92 \text{ м}$$

Задача 1.2

Определить манометрическое давление в точке А трубопровода, если высота столба ртути по пьезометру $h_2 = 25$ см (рисунок 1.2). Центр трубопровода расположен на высоте $h_1 = 40$ см ниже линии раздела между водой и ртутью.

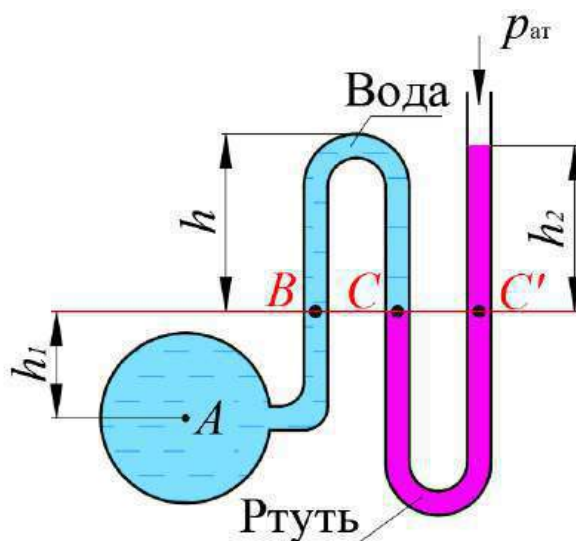


Рисунок 1.2

Решение

Используя закон о сообщающихся сосудах, **запишем условие равновесия** относительно линии сравнения (в плоскости чертежа), проходящей через точки *B* и *C* (рисунок 1.2):

$$p_C = p_B$$

где p_C – давление в точке *C*;
 p_B – давление в точке *B*.

Найдем абсолютное давление в точке *B*. Точка *B* расположена выше точки *A* на высоту h_1 , следовательно, давление в точке *B* будет меньше, чем в точке *A*, поэтому:

$$p_{абс}^B = p_{абс}^A - \rho_v g h_1$$

Определим абсолютное давление в точке *C* по показанию ртутного пьезометра:

$$p_{абс}^C = p_{абс}^{C'} = p_{ат} + \rho_{рт} g h_2$$

Приравнивая оба уравнения, получим:

$$p_{абс}^A - \rho_v g h_1 = p_{ат} + \rho_{рт} g h_2$$

Отсюда **манометрическое давление в точке A** будет равно:

$$p_{ман}^A = p_{абс}^A - p_{ат}$$

или

$$p_{ман}^A = p_{абс}^A - p_{ат} = \rho_{рт} g h_2 + \rho_v g h_1$$

$$p_{ман}^A = 13600 \cdot 9,81 \cdot 0,25 + 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,4 = 37278 \text{ Па} = 37,3 \text{ кПа}$$

Задача 1.3

Используя показания дифференциального ртутного манометра определить разность давлений в точках *B* и *A* двух трубопроводов, заполненных водой (рисунок 1.3). Высота столба ртути в дифференциальном манометре равна $h_1 - h_2 = h = 20$ см.

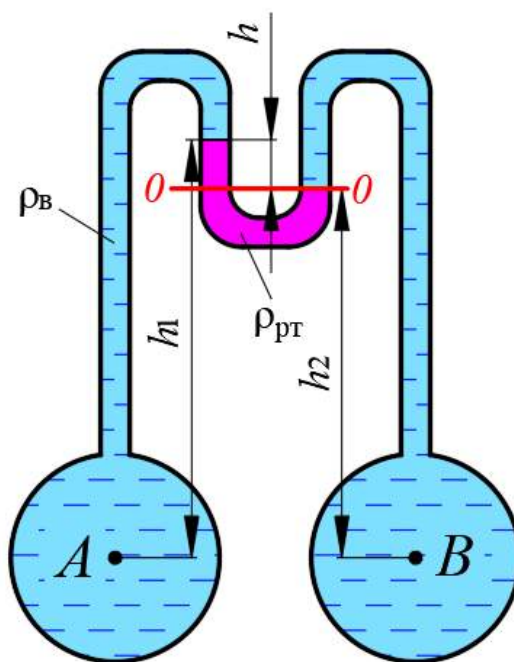


Рисунок 1.3

Решение.

Используя закон о сообщающихся сосудах, **составим уравнение равновесия** относительно линии раздела между ртутью и водой в правом пьезометре (плоскость сравнения 0–0).

Давление справа:

$$p_{0-0} = p_B - \rho g h_2$$

Давление слева:

$$p_{0-0} = p_A - \rho g h_1 + \rho_{рт} g h$$

Приравнявая оба выражения, получаем:

$$p_B - \rho g h_2 = p_A - \rho g h_1 + \rho_{рт} g h$$

Разность давления:

$$\begin{aligned} p_B - p_A &= \rho g h_2 - \rho g h_1 + \rho_{рт} g h = \rho g (h_2 - h_1) + \rho_{рт} g h = \\ &= -\rho g (h_1 - h_2) + \rho_{рт} g h = g h (\rho_{рт} - \rho) \end{aligned}$$

$$p_B - p_A = 9,81 \cdot 0,2(13600 - 1000) = 24721 \text{ Па}$$

Задача 1.4

Определить высоту, на которую поднимется вода в вакуумметре, если абсолютное давление воздуха внутри баллона $p_{\text{возд}}^{\text{абс}} = 0,95 \text{ ат}$ (рисунок 1.4). Сформулировать, какое давление измеряет вакуумметр.

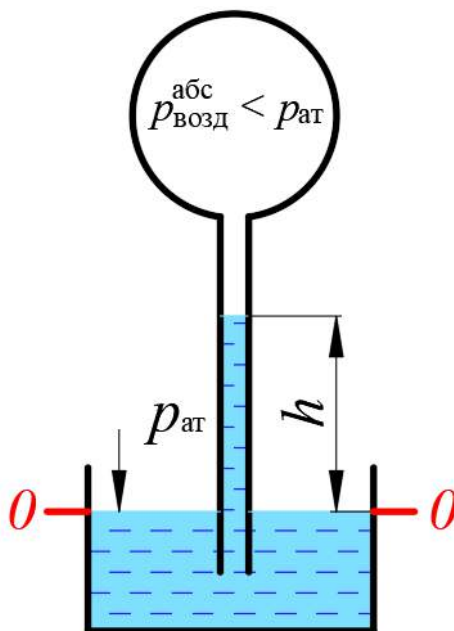


Рисунок 1.4

Решение

Используя закон о сообщающихся сосудах, составим уравнение равновесия относительно горизонтальной плоскости 0-0 (см. рисунок 1.4).

Абсолютное гидростатическое давление, действующее внутри пьезометрической трубки, будет равно:

$$p_{0-0}^{\text{абс}} = p_{\text{возд}}^{\text{абс}} + \rho g h$$

Абсолютное гидростатическое давление в плоскости 0-0, действующее с внешней стороны пьезометрической трубки на поверхности жидкости определяется из равенства:

$$p_{0-0}^{\text{абс}} = p_{\text{ат}}$$

Тогда уравнение равновесия относительно плоскости 0-0 примет следующий вид:

$$p_{\text{ат}} = p_{\text{возд}}^{\text{абс}} + \rho g h$$

откуда **высота поднятия воды в вакуумметре** будет равна

$$h = \frac{p_{\text{ат}} - p_{\text{возд}}^{\text{абс}}}{\rho g} = \frac{p_{\text{вак}}}{\rho g}$$

Анализ, полученной формулы, позволяет сделать вывод о том, что вакуумметр измеряет недостаток давления до атмосферного, который называется вакуумом и выражается столбом жидкости:

$$h = \frac{10^5 - 93195}{1000 \cdot 9,81} = 0,69 \text{ м}$$

Задача 1.5

Определить давление в резервуаре p_0 и высоту подъема уровня воды h_1 в трубке 1 (рисунок 1.5), если показание ртутного манометра равно $h_2 = 0,15 \text{ м}$, а высота $h_3 = 0,8 \text{ м}$.

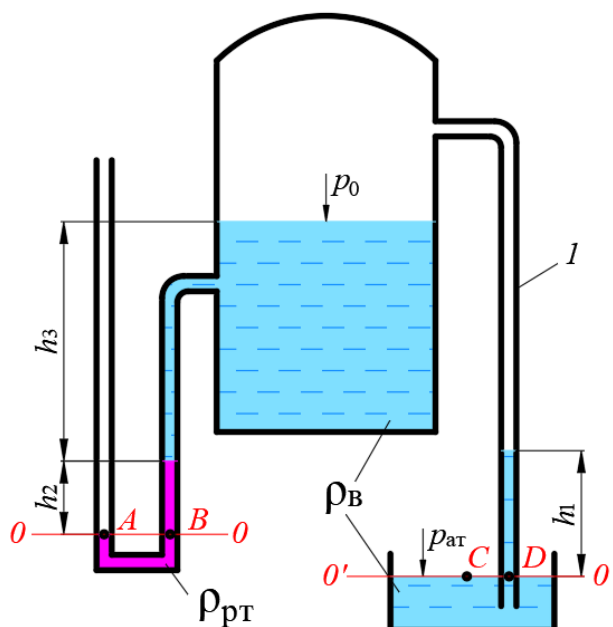


Рисунок 1.5

Решение

Условие равновесия ртути в точках A и B относительно плоскости 0–0 по закону о сообщающихся сосудах (рисунок 1.5) с использованием основного уравнения гидростатики можно записать в виде: $p_A = p_B$

В свою очередь абсолютные давления в точках A и B будут равны:

$$p_A = p_{\text{ат}}$$

$$p_B = p_0 + \rho_{\text{рт}} g h_2 + \rho_{\text{в}} g h_3$$

и в результате

$$p_{\text{ат}} = p_0 + \rho_{\text{рт}} g h_2 + \rho_{\text{в}} g h_3$$

Откуда давление p_0 будет равно:

$$p_0 = p_{\text{ат}} - g(\rho_{\text{рт}} h_2 + \rho_{\text{в}} h_3) = 10^5 - 9,81(13600 \cdot 0,15 + 1000 \cdot 0,8) = 72140 \text{ Па} < p_{\text{ат}} = 10^5 \text{ Па}$$

Таким образом абсолютное давление в резервуаре $p_0 < p_{\text{ат}}$, т.е. имеет место **вакуум**, величина которого равна:

$$p_{\text{вак}} = p_{\text{ат}} - p_0 = 10^5 - 72140 = 27860 \text{ Па}$$

Высоту подъема воды в пьезометрической трубке h_1 определим из условия равновесия воды относительно плоскости $0'-0'$ (рисунок 1.5), т.е. $p_C = p_D$.

В свою очередь абсолютные давления в точках C и D будут равны:

$$p_C = p_{\text{ат}}$$

$$p_D = p_0^{\text{абс}} + \rho_{\text{в}} g h_1$$

и в результате

$$p_{\text{ат}} = p_0 + \rho_{\text{в}} g h_1$$

откуда

$$h_1 = \frac{p_{\text{ат}} - p_0}{\rho_{\text{в}} g} = \frac{10^5 - 72140}{10^3 \cdot 9,81} = 2,84 \text{ м}$$

Задача 1.6

К резервуару, заполненному бензином плотностью $\rho_{\text{бенз}} = 700 \text{ кг/м}^3$, присоединен U -образный манометр, показание которого равно $h_{\text{рт}} = 0,1 \text{ м}$; уровень масла над ртутью $h_{\text{м}} = 0,2 \text{ м}$ (рисунок 1.6).

Определить абсолютное давление $p_{\text{абс}}$ паров на поверхности бензина и показание пружинного манометра, установленного на крышке резервуара, а также возможную высоту уровня бензина в пьезометре h_p при условии, что $h = 0,75 \text{ м}$; $a = 0,15 \text{ м}$; $H = 1,1 \text{ м}$; плотность масла $\rho_{\text{мас}} = 820 \text{ кг/м}^3$.

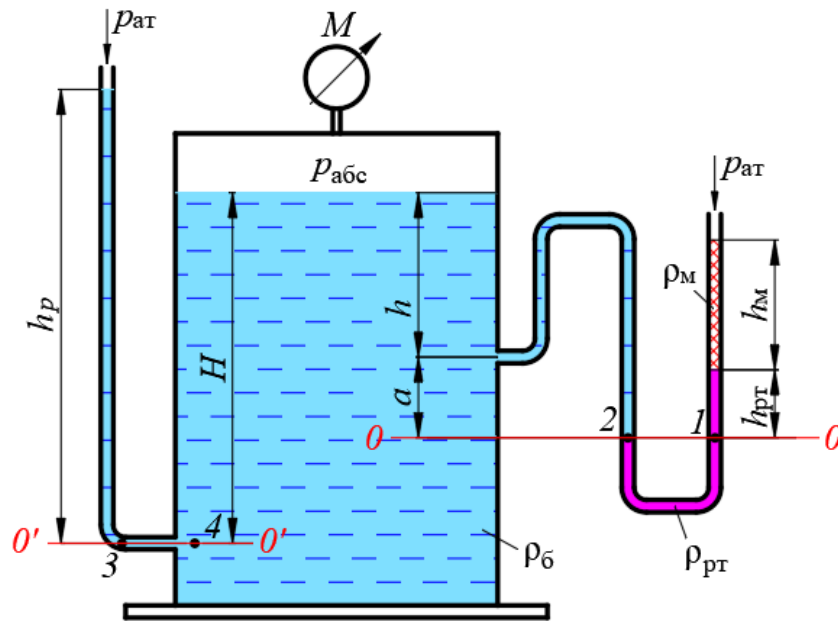


Рисунок 1.6

Решение

Решение проведем с учетом атмосферного давления, так как по условию задачи требуется определить абсолютное давление паров бензина.

Для решения задачи воспользуемся плоскостью уровня, т.е. плоскостью равного давления 0–0. По закону сообщающихся сосудов выберем плоскость уровня 0–0 на разделе жидкостей бензина-ртуть (рисунок 1.6) и **составим условие равенства давления**, приравняв давления в правом (p_1) и левом колене (p_2) U-образного манометра:

$$p_1 = p_2$$

$$p_1 = p_{\text{ат}} + \rho_{\text{мас}} g h_{\text{мас}} + \rho_{\text{рт}} g h_{\text{рт}}$$

$$p_2 = p_{\text{абс}} + \rho_{\text{бенз}} g (h + a)$$

Приравняем давление в правом и левом колене U-образного манометра:

$$p_{\text{ат}} + \rho_{\text{мас}} g h_{\text{мас}} + \rho_{\text{рт}} g h_{\text{рт}} = p_{\text{абс}} + \rho_{\text{бенз}} g (h + a)$$

отсюда **абсолютное давление паров бензина**:

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{ат}} + \rho_{\text{мас}} g h_{\text{мас}} + \rho_{\text{рт}} g h_{\text{рт}} - \rho_{\text{бенз}} g (h + a)$$

$$\begin{aligned} p_{\text{абс}} &= 10^5 + 820 \cdot 9,81 \cdot 0,2 + 13600 \cdot 9,81 \cdot 0,1 - 700 \cdot 9,81 \cdot (0,75 + 0,15) = \\ &= 108770 \text{ Па} = 108,8 \text{ кПа} \end{aligned}$$

Показание манометра, установившего на крышке бака, можно определить как разность абсолютного и атмосферного давления:

$$p_{\text{ман}} = p_{\text{абс}} - p_{\text{ат}} = \rho_{\text{мас}} g h_{\text{мас}} + \rho_{\text{рт}} g h_{\text{рт}} - \rho_{\text{бенз}} g (h + a)$$

$$p_{\text{ман}} = 820 \cdot 9,81 \cdot 0,2 + 13600 \cdot 9,81 \cdot 0,1 - 700 \cdot 9,81 \cdot (0,75 + 0,15) = \\ = 8770 \text{ Па} = 8,77 \text{ кПа}$$

Для определения возможной **высоты бензина в пьезометрической трубке** h_p , составим условие равновесия жидкости относительно плоскости уровня $0'-0'$ (рисунок 1.6):

$$p_3 = p_4$$

$$p_3 = p_{\text{ат}} + \rho_{\text{бенз}} g h_p$$

$$p_4 = p_{\text{ат}} + p_{\text{ман}} + \rho g H$$

Приравняв, получим

$$p_{\text{ат}} + \rho_{\text{бенз}} g h_p = p_{\text{ат}} + p_{\text{ман}} + \rho_{\text{бенз}} g H$$

$$h_p = \frac{p_{\text{ман}}}{\rho_{\text{бенз}} g} + H = \frac{8770}{700 \cdot 9,81} + 1,1 = 2,38 \text{ м}$$

Практическое занятие №2.

Сила давления жидкости на плоские и криволинейные стенки

Задача 2.1

Определить силу давления воды на 1 м ширины подпорной стенки на участке AB (рисунок 2.1), если $h = 3$ м, $a = 2,2$ м, угол $\alpha = 60^\circ$.

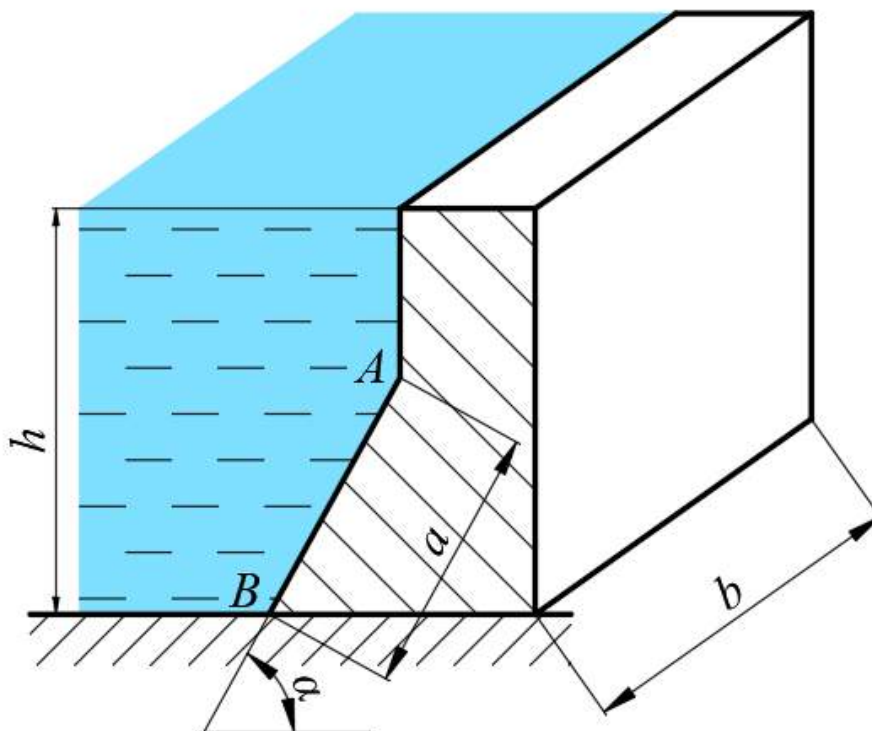


Рисунок 2.1

Решение

Силу гидростатического давления на плоскую поверхность определим по формуле:

$$P = p_c \omega = (p_0 + \rho g h_c) \omega$$

Т.к. давление на свободной поверхности воды равно атмосферному ($p_0 = p_{\text{ат}}$), то

$$P = \rho g h_c \omega$$

где p_c – давление в центре тяжести (т. C) стенки AB (рисунок 2.2);
 h_c – глубина погружения точки C (рисунок 2.2);
 ω – площадь поверхности участка AB .

Определим все величины, входящие в расчетную формулу

$$h_c = h - \frac{a}{2} \sin \alpha = 3 - \frac{2,2}{2} \sin 60 = 2,05 \text{ м}$$

$$\omega = ab = 2,2 \cdot 1 = 2,2 \text{ м}^2$$

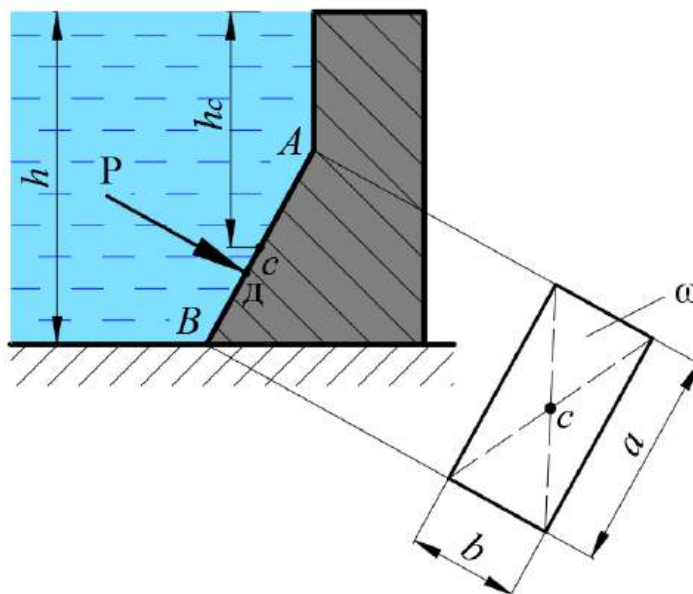


Рисунок 2.2

Тогда **сила гидростатического давления Р** будет равна:

$$P = \rho g h_c \omega = 1000 \cdot 9,81 \cdot 2,05 \cdot 2,2 = 44243 \text{ Н} = 44,2 \text{ кН}$$

Задача 2.2

Определить силу гидростатического давления на плоскую поверхность диаметром $D = 1 \text{ м}$ (рисунок 2.3) и вертикальную координату точки ее приложения. Показание манометра в закрытом резервуаре, заполненном водой, $p_m = 5 \text{ кПа}$; $H = 4 \text{ м}$.

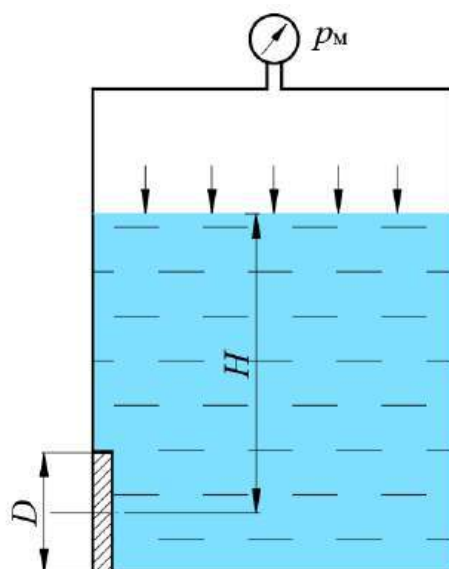


Рисунок 2.3

Решение

Силу гидростатического давления на плоскую поверхность определим согласно уравнению

$$P = p_c \omega = (p_0 + \rho g h_c) \omega$$

или

$$P = \rho g h'_c \omega$$

где ω – площадь смоченной стенки (см. рисунок 2.4)

$$\omega = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} = 0,785 \text{ м}^2$$

h'_c – глубина центра тяжести вертикальной стенки с учетом показания манометра p_m , т.е. относительно пьезометрической плоскости П–П (см. рисунок 2.4)

$$h'_c = H + \frac{p_m}{\rho g} = 4 + \frac{5 \cdot 10^3}{1000 \cdot 9,81} = 4,51 \text{ м}$$

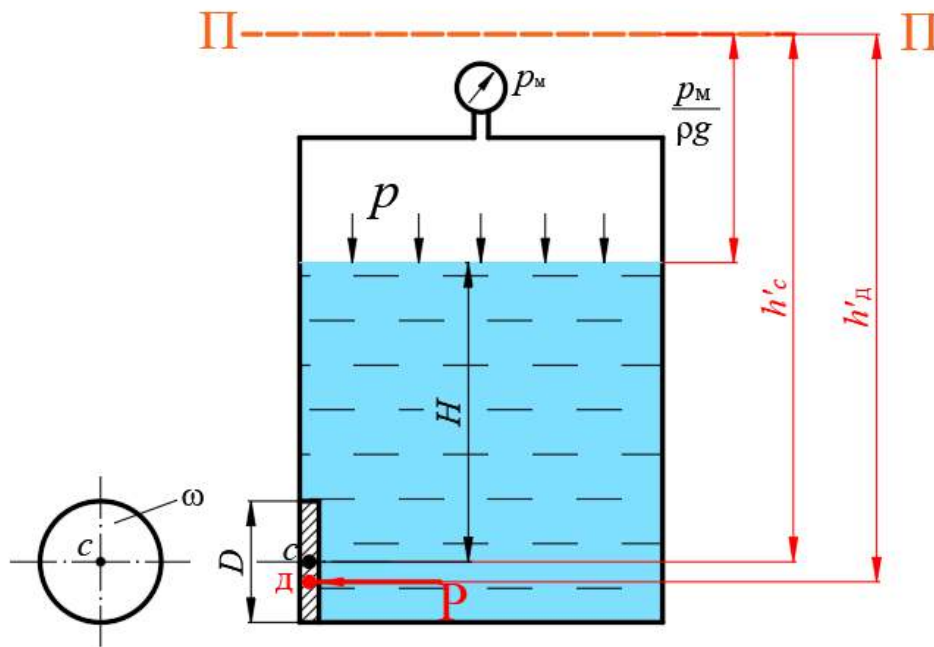


Рисунок 2.4

Отсюда

$$P = 1000 \cdot 9,81 \cdot 4,51 \cdot 0,785 = 34731 \text{ Н}$$

Координату центра давления или точки приложения силы гидростатического давления (см. рисунок 2.4) можно определить следующим образом:

$$h'_d = h'_c + e$$

где $h'_c = 4,51$ м – координата центра тяжести люка с учетом показания манометра p_m .

e – эксцентриситет, расстояние между центром тяжести плоской поверхности точкой C и центром давления, в котором приложена сила гидростатического давления P точкой D .

$$e = \frac{I_0}{\omega \cdot h'_c}$$

$I_0 = \frac{\pi r^4}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,5^4}{4} = 0,0491$ м⁴ – центральный момент инерции поверхности A в виде круга;

ω – площадь смоченной стенки, $\omega = 0,785$ м².

Следовательно,

$$e = \frac{0,0491}{0,785 \cdot 4,51} = 0,0139$$
 м

Откуда

$$h'_d = h'_c + e = 4,51 + 0,0139 = 4,52$$
 м

Задача 2.3

Определить силу F , необходимую для удержания вертикального панно (стенки) шириной $b = 4$ м и высотой $H = 5,5$ м при глубине воды слева $h_1 = 5$ м, справа $h_2 = 2$ м (рисунок 2.5).

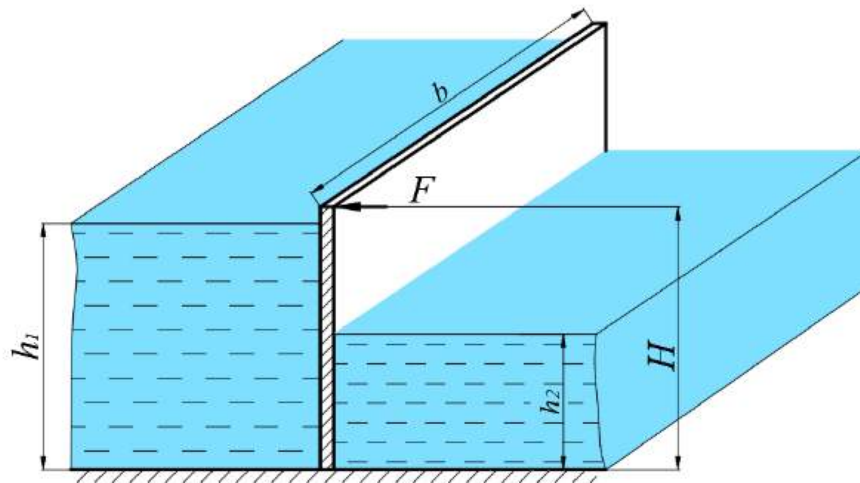


Рисунок 2.5

Решение

Для **определения силы F** , запишем уравнение моментов сил, действующих на стенку относительно точки A (см. рисунок 2.6):

$$\sum M_A = 0$$

$$FH + P_2(h_2 - h_{д2}) = P_1(h_1 - h_{д1})$$

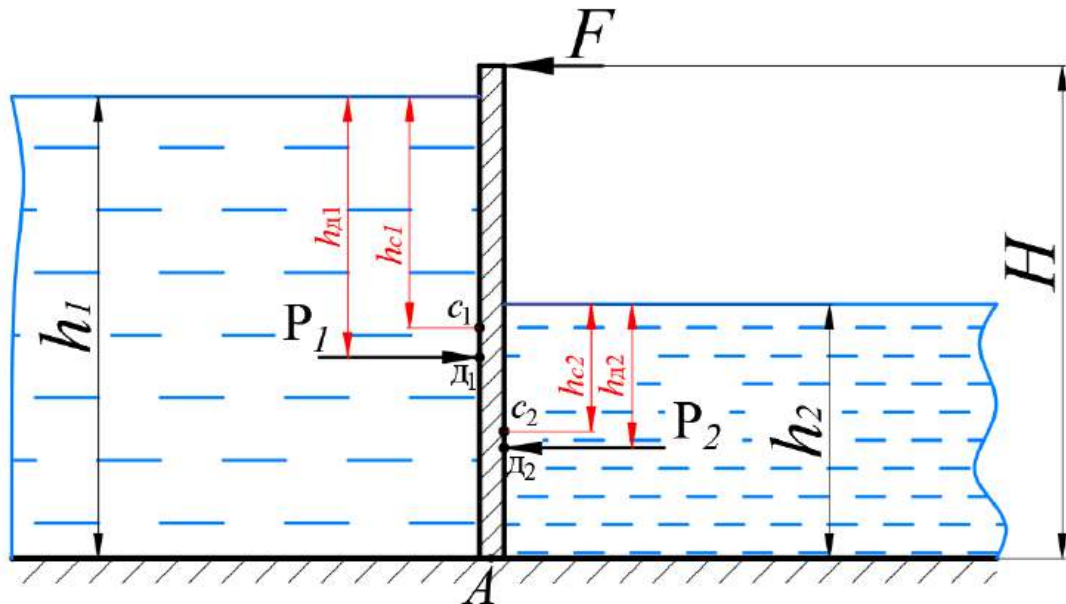


Рисунок 2.6

где $h_{д1}, h_{д2}$ – вертикальные координаты центров давления (сил P_1 и P_2). Для вертикальной прямоугольной стенки они равны:

$$h_{д1} = \frac{2}{3}h_1 = 3,33 \text{ м}; \quad h_{д2} = \frac{2}{3}h_2 = 1,33 \text{ м}$$

H – плечо силы F ;

$h_2 - h_{д2}$ – плечо силы гидростатического давления P_2 ;

$h_1 - h_{д1}$ – плечо силы гидростатического давления P_1 .

Определим **силы гидростатического давления плоское панно слева и справа**:

$$P_1 = \rho g h_{c1} \omega_1$$

$$P_2 = \rho g h_{c2} \omega_2$$

где h_{c1}, h_{c2} – глубина погружения центров тяжести вертикальной стенки слева и справа, на которую действует вода с глубиной h_1 и h_2 (см. рисунок 2.6).

$$h_{c1} = \frac{h_1}{2} = \frac{5}{2} = 2,5 \text{ м}; \quad h_{c2} = \frac{h_2}{2} = \frac{2}{2} = 1 \text{ м}$$

ω_1, ω_2 – площадь смоченной поверхности стенки прямоугольной формы

$$\omega_1 = h_1 b = 5 \cdot 4 = 20 \text{ м}^2; \quad \omega_2 = h_2 b = 2 \cdot 4 = 8 \text{ м}^2$$

Отсюда

$$P_1 = \rho g h_{c1} \omega_1 = 1000 \cdot 9,81 \cdot 2,5 \cdot 20 = 490500 \text{ Н}$$

$$P_2 = \rho g h_{c2} \omega_2 = 1000 \cdot 9,81 \cdot 1 \cdot 8 = 78480 \text{ Н}$$

Тогда

$$F = \frac{P_1(h_1 - h_{д1}) - P_2(h_2 - h_{д2})}{H}$$

$$F = \frac{490500(5 - 3,33) - 78480(2 - 1,33)}{5,5} = 139373 \text{ Н} = 1,39 \cdot 10^5 \text{ Н}$$

Задача 2.4

Квадратный затвор AB со стороной $a = 1,2$ м, перекрывающий выход воды из зумпфа, укреплен шарнирно и может поворачиваться относительно оси, проходящей через центр затвора (рисунок 2.7). Определить силу F , которую нужно приложить на расстоянии $0,1a$ от нижнего края затвора, чтобы удерживать затвор в закрытом положении при глубине воды перед затвором $h = 1,5$ м.

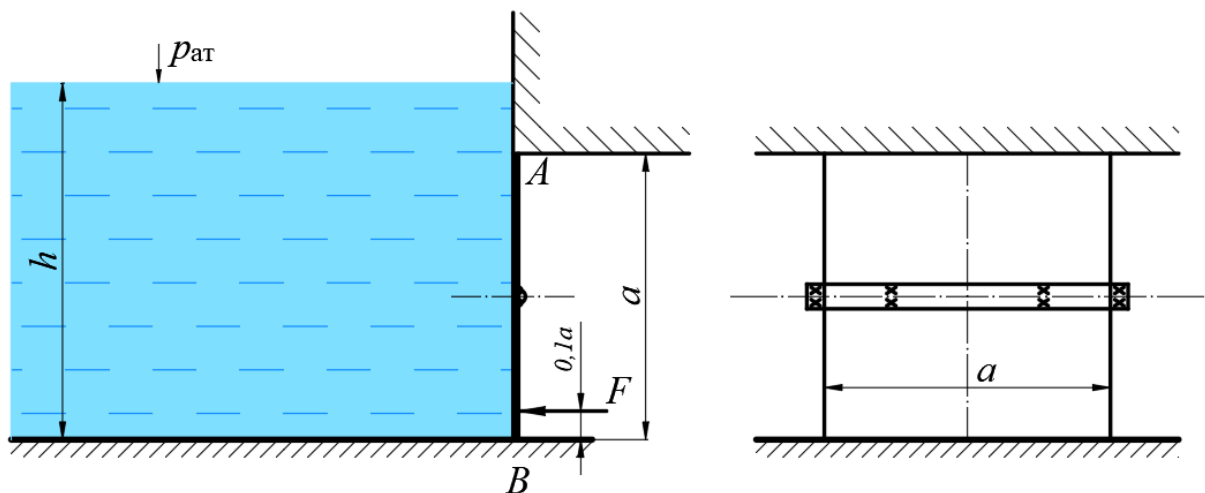


Рисунок 2.7

Решение

Решение задачи проведем *аналитически и графо-аналитическими методами.*

1. Аналитический метод расчета.

Определим силу F для удержания затвора в закрытом положении, составив уравнение моментов: сумма моментов всех действующих на затвор сил относительно шарнира C равно нулю (см. рисунок 2.8):

$$\sum M_C = 0 \quad P \cdot e - F \cdot 0,4a = 0$$

где e – плечо силы гидростатического давления P на квадратный затвор;
 a – плечо силы F , удерживающая затвор в закрытом положении.

$$F = \frac{P \cdot e}{0,4a}$$

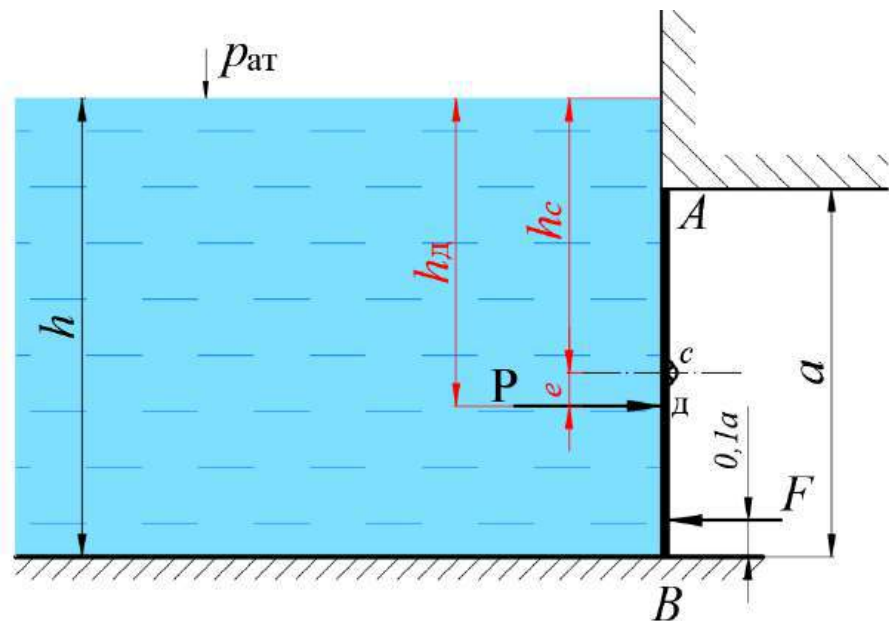


Рисунок 2.8

Рассчитываем силу гидростатического давления воды:

$$P = \rho g h_c \omega$$

где h_c – глубина погружения центра тяжести квадратного затвора, на который действует вода (см. рисунок 2.8)

$$h_c = h - \frac{a}{2} = 1,5 - \frac{1,2}{2} = 0,9 \text{ м}$$

ω – площадь смоченной стенки квадратной формы

$$\omega = a^2 = 1,2^2 = 1,44 \text{ м}^2$$

Отсюда

$$P = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,9 \cdot 1,44 = 12714 \text{ Н}$$

Определим глубину погружения центра давления h_d , т.е. точки приложения силы гидростатического давления P по формуле:

$$h_d = h_c + e$$

$$e = \frac{I_0}{\omega \cdot z_c}$$

где $I_0 = \frac{a^4}{12}$ – центральный момент инерции квадратного затвора;

$z_c = \frac{h_c}{\sin \alpha}$ – координата центра тяжести этого затвора;

$\alpha = 90^\circ$; $\sin 90^\circ = 1$

ω – площадь смоченной стенки квадратной формы, $\omega = a^2$.

$$e = \frac{a^4}{12 \cdot a^2 \cdot h_c} = \frac{a^2}{12 \cdot h_c} = \frac{1,2^2}{12 \cdot 0,9} = 0,133 \text{ м}$$

$$h_d = 0,9 + 0,133 = 1,03 \text{ м}$$

Покажем на чертеже h_d , e и силу P , приложенную в центре давления (т.Д.).

Определим силу F для удержания затвора в закрытом положении:

$$F = \frac{P \cdot e}{0,4a} = \frac{12714 \cdot 0,133}{0,4 \cdot 1,2} = 3523 \text{ Н} = 3,5 \text{ кН}$$

2. Графо-аналитический метод расчета силы давления воды P и глубины погружения центра давления воды h_d

В начале определим избыточное давление воды в точках A и B , используя основное уравнение гидростатики

$$p_A = \rho g(h - a) = 1000 \cdot 9,81(1,5 - 1,2) = 2943 \text{ Па}$$

$$p_B = \rho g h = 1000 \cdot 9,81 \cdot 1,5 = 14715 \text{ Па}$$

Далее строим **эпюру гидростатического давления воды**: в любом выбранном масштабе по нормали к стенке откладываем величину давления p_A и p_B , соединяем полученные значения наклонной прямой, так как закон изменения давления по глубине линейный, и заштриховываем горизонтальными штриховыми линиями, стрелками обозначив направление давления (рисунок 2.9). Получим эпюру давления воды в виде трапеции в вертикальной плоскости.

Рассчитаем **силу давления воды Р**:

$$P = W_{\text{эп}} = \omega_{\text{эп}} a$$

где $W_{\text{эп}}$ – объем эпюры гидростатического давления;
 $\omega_{\text{эп}}$ – площадь эпюры избыточного гидростатического давления.

$$\omega_{\text{эп}} = \omega_{\text{трап}} = \frac{p_A + p_B}{2} a = \frac{\rho g(h - a) + \rho g h}{2} a = 10595 \text{ Па} \cdot \text{м}$$

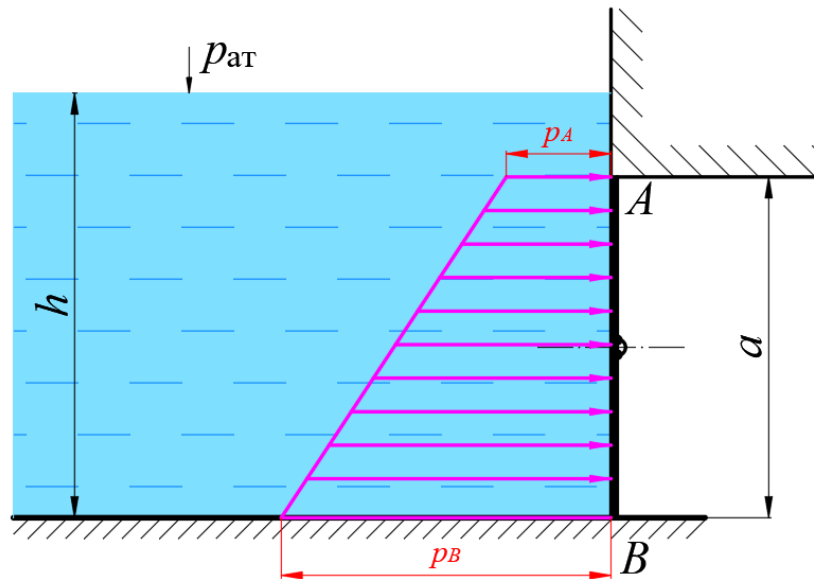


Рисунок 2.9

Сила давления вода Р

$$P = \omega_{\text{эп}} \cdot a = 10595 \cdot 1,2 = 12714 \text{ Н}$$

Определим положение центра давления. Согласно графо-аналитическому методу сила давления жидкости проходит через центр тяжести эпюры гидростатического давления: $h_d = h_{\text{ц.т.эп}}$. Положение центра тяжести эпюры в виде трапеции определяется по формуле (см. справочную литературу):

$$z_{\text{ц.т.эп}} = \frac{a(p_B + 2p_A)}{3(p_A + p_B)} = \frac{1,2(14715 + 2 \cdot 2943)}{3(2943 + 14715)} = 0,47 \text{ м}$$

Согласно чертежу, глубина погружения центра давления h_d (см. рисунок 2.10)

$$h_d = h - z_{\text{ц.т.эп}} = 1,5 - 0,47 = 1,03 \text{ м}$$

Таким образом, аналитический и графо-аналитический методы расчета силы давления P и глубины погружения центра давления h_d дают одинаковые значения.

В свою очередь искомая сила F будет равна:

$$F = \frac{P \cdot e}{0,4a} = \frac{12714 \cdot 0,133}{0,4 \cdot 1,2} = 3523 \text{ Н} = 3,5 \text{ кН}$$

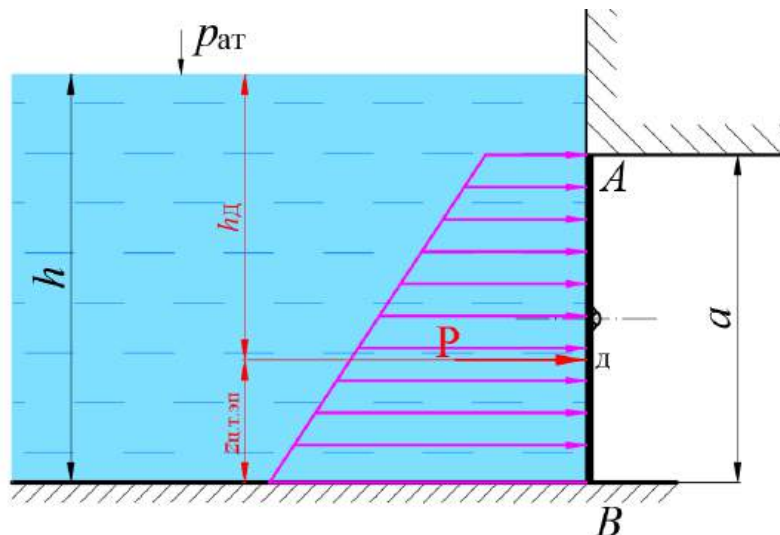


Рисунок 2.10

Задача 2.5

Определить силу давления масла на плоскую круглую крышку диаметром $d = 600$ мм закрытого резервуара и положение центра давления, если показания манометра, установленного на расстоянии $a = 200$ мм от нижней кромки $p_{\text{ман}} = 0,11$ ат, плотность масла $\rho_{\text{масл}} = 900$ кг/м³ (рисунок 2.11).

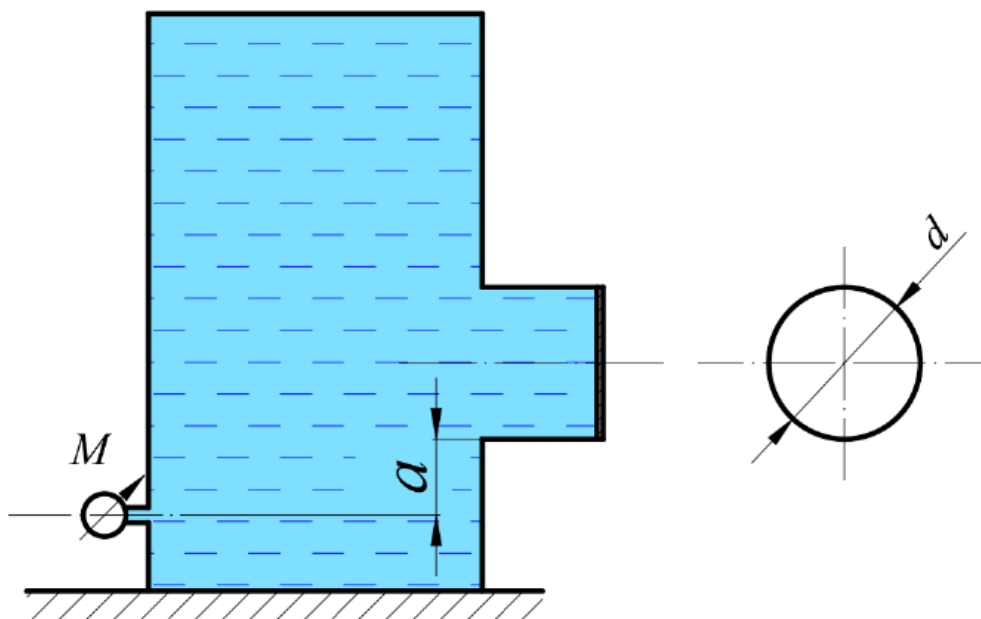


Рисунок 2.11

Решение

Силу гидростатического давления жидкости определяем по формуле:

$$P = \rho g h'_c \omega$$

где h'_c – глубина погружения центра тяжести крышки относительно пьезометрической плоскости, в пределах которой давление равно атмосферному $p_{ат}$ (см. рисунок 2.12)

$$h'_c = \frac{p_{ман}}{\rho g} - a - \frac{d}{2} = \frac{0,11 \cdot 98100}{900 \cdot 9,81} - 0,2 - \frac{0,6}{2} = 0,72 \text{ м}$$

ω – площадь крышки

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4} = 0,2826 \text{ м}^2$$

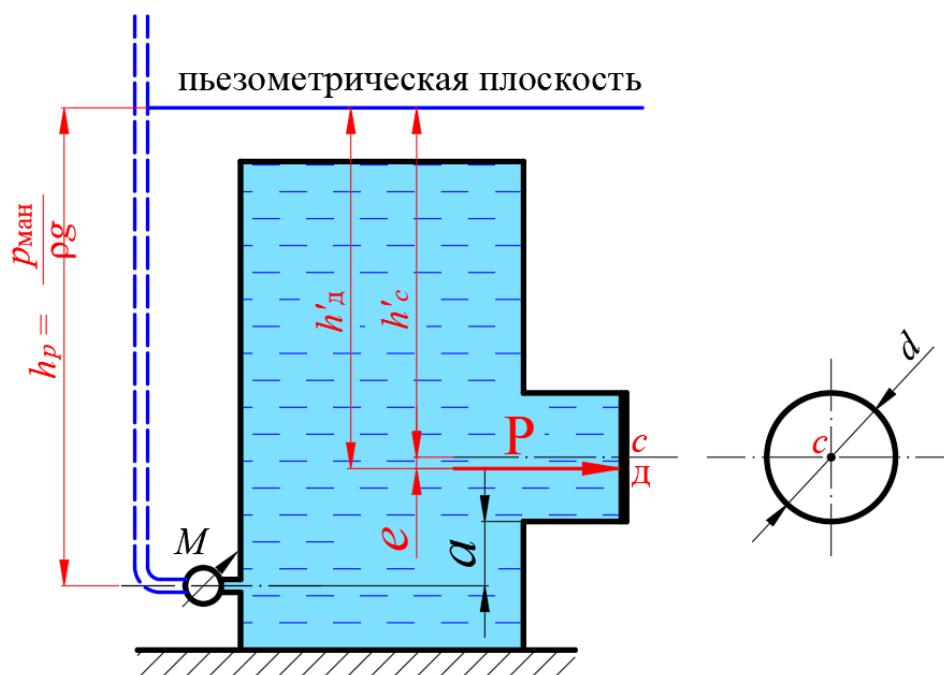


Рисунок 2.12

Подставив все цифровые значения получим

$$P = 900 \cdot 9,81 \cdot 0,72 \cdot 0,2826 = 1796 \text{ Н}$$

Определим точку приложения силы гидростатического давления P по формуле (см. рисунок 2.12):

$$h'_d = h'_c + e$$

где $h'_д$ – глубина погружения центра давления с учетом $p_{ман}$;
 e – эксцентриситет, т.е. расстояние между центром давления (т. Д) и центром тяжести (т. С), см. рисунок 2.12.

Находим эксцентриситет:

$$e = \frac{I_0}{\omega \cdot h'_c}$$

где $I_0 = \frac{\pi r^4}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,3^4}{4} = 0,0064 \text{ м}^4$ – центральный момент инерции круглой крышки;

$h'_c = 0,72 \text{ м}$ – глубина центра тяжести круглой крышки.

Откуда

$$e = \frac{0,0064}{0,2826 \cdot 0,72} = 0,031 \text{ м}$$

и глубина погружения центра давления с учетом $p_{ман}$

$$h'_д = h'_c + e = 0,72 + 0,031 = 0,751 \text{ м}$$

Задача 2.6

Щит, перекрывающий канал, расположен под углом $\alpha = 45^\circ$ к горизонту и закреплен шарнирно к опоре над водой (рисунок 2.13). Определить усилие T , которое необходимо приложить к тросу для открытия щита, если ширина щита $b = 2 \text{ м}$, глубина воды перед щитом $H_1 = 2,5 \text{ м}$, после щита $H_2 = 1,5 \text{ м}$. Шарнир расположен над высоким уровнем воды на расстоянии $H_3 = 1 \text{ м}$. Весом щита и трением в шарнире можно пренебречь.

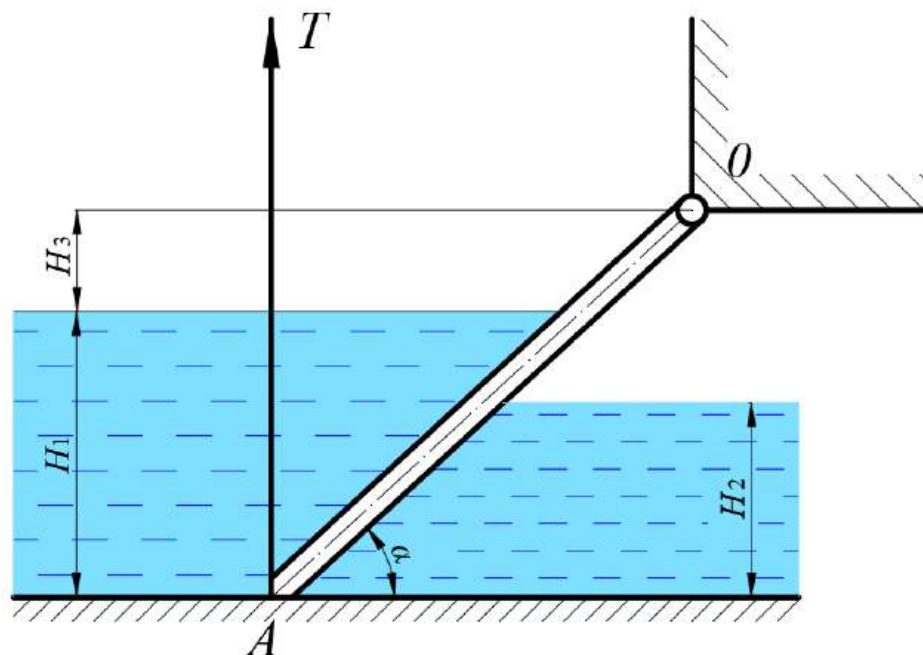


Рисунок 2.13

Решение

Для **определения усилия T** (см. рисунок 2.14), составим уравнение моментов всех сил, действующих на щит, относительно шарнира O :

$$\sum M_O = -P_1 l_1 + P_2 l_2 + T l_3 = 0$$

Силы P_2 и T действуют по часовой стрелке относительно шарнира O , поэтому они входят в уравнение со знаком плюс (+). Сила P_1 – против часовой стрелки, поэтому со знаком минус (-).

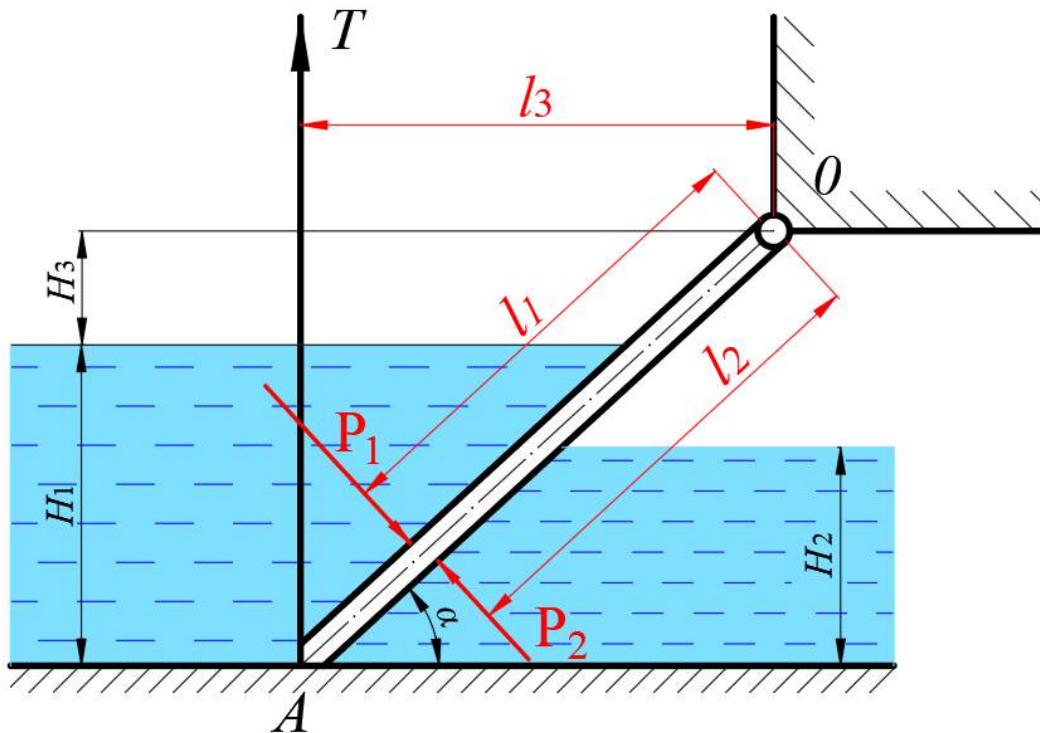


Рисунок 2.14

Силы суммарного гидростатического давления воды на щит с двух сторон будут равны:
слева

$$P_1 = \rho g h_{c1} \omega_1 = \rho g \frac{H_1}{2} b \frac{H_1}{\sin \alpha} = \frac{\rho g H_1^2 b}{2 \sin \alpha} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 2,5^2 \cdot 2}{2 \cdot \sin 45^\circ} = 86,7 \text{ кН}$$

где $h_{c1} = \frac{H_1}{2}$ – глубина погружения центра тяжести щита слева (рисунок 2.15);

$\omega_1 = \frac{H_1}{\sin \alpha} b$ – площадь смоченной поверхности щита слева.

справа

$$P_2 = \rho g h_{c2} \omega_2 = \rho g \frac{H_2}{2} b \frac{H_2}{\sin \alpha} = \frac{\rho g H_2^2 b}{2 \sin \alpha} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 1,5^2 \cdot 2}{2 \cdot \sin 45^\circ} = 31,25 \text{ кН}$$

где $h_{c2} = \frac{H_2}{2}$ – глубина погружения центра тяжести щита справа (рисунок 2.15);

$\omega_2 = \frac{H_2}{\sin \alpha} b$ – площадь смоченной поверхности щита справа.

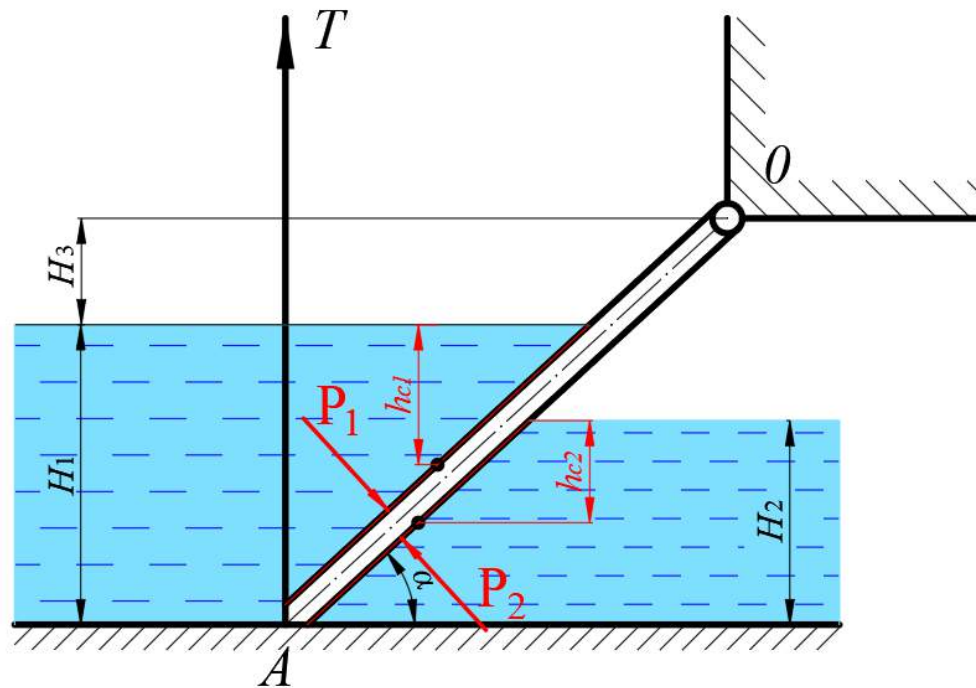


Рисунок 2.15

Рассчитаем **расстояния от шарнира до центров давления** слева и справа (см. рисунок 2.14):

$$l_1 = \frac{H_3}{\sin \alpha} + \frac{2H_1}{3 \sin \alpha} = \frac{1}{\sin 45^\circ} + \frac{2 \cdot 2,5}{3 \cdot \sin 45^\circ} = 3,77 \text{ кН}$$

$$l_2 = \frac{H_1 + H_3 - H_2}{\sin \alpha} + \frac{2H_2}{3 \sin \alpha} = \frac{2,5 + 1 - 1,5}{\sin 45^\circ} + \frac{2 \cdot 1,5}{3 \cdot \sin 45^\circ} = 4,23 \text{ кН}$$

Так как $\alpha = 45^\circ$, то $l_3 = H_1 + H_3$

Определив значение l_1 , l_2 , l_3 , найдем значения силы T :

$$T = \frac{P_1 l_1 - P_2 l_2}{l_3} = \frac{86,7 \cdot 3,77 - 31,25 \cdot 4,23}{2,5 + 1} = 58,5 \text{ кН}$$

Задача 2.7

Щит, расположенный под углом $\alpha = 30^\circ$ к горизонту и закрепленный шарнирно, перекрывает прямоугольное отверстие в резервуаре с водой (рисунок 2.16). Определить усилие T , которое необходимо приложить к тросу для открытия щита, если высота отверстия $a = 0,8$ м, ширина $b = 0,5$ м. Глубина воды перед щитом $H = 1,0$ м, показание манометра $p_m = 5$ кПа. Давление за щитом – атмосферное. Весом щита и трением в шарнире и блоке пренебречь.

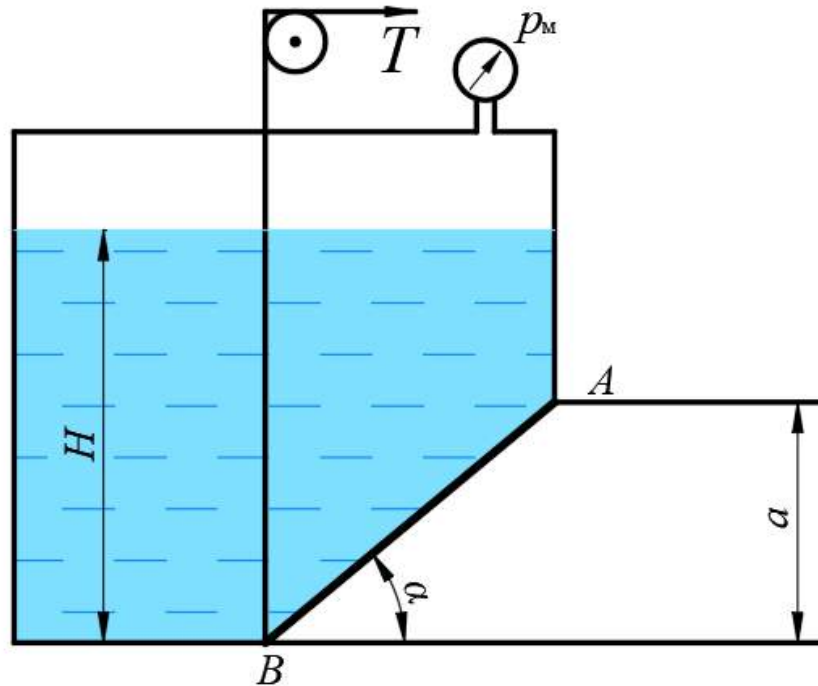


Рисунок 2.16

Решение

Усилие в тросе T найдем из уравнения моментов сил, действующих на щит, относительно оси вращения щита A . Действующими силами будут сила гидростатического давления воды на щит P и усилие в тросе T , поскольку по условию задачи весом щита и трением следует пренебречь. Уравнение моментов сил относительно точки A запишем в виде (см. рисунок 2.17):

$$Pz - Tl = 0$$

где P и z – сила гидростатического давления воды на щит и плечо этой силы;

T и l – усилие в тросе и плечо этого усилия.

Отсюда

$$T = \frac{Pz}{l}$$

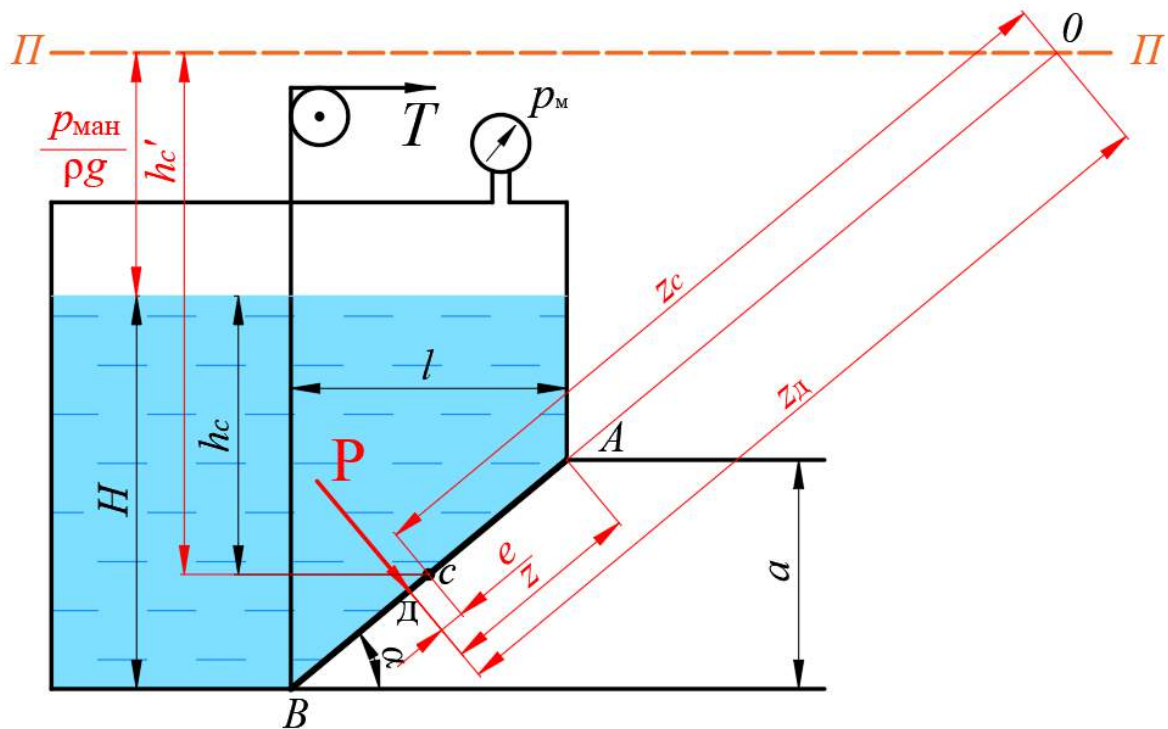


Рисунок 2.17

Силу гидростатического давления воды определим из уравнения:

$$P = \rho g h'_c \omega$$

где h'_c – глубина от центра тяжести площади ω до пьезометрической плоскости (линии) II–II, т.е. с учетом избыточного давления (см. рисунок 2.17)

$$h'_c = h_c + \frac{p_m}{\rho g}; \quad h_c = H - \frac{a}{2}$$

$$h'_c = \frac{p_m}{\rho g} + H - \frac{a}{2} = \frac{5 \cdot 10^3}{1000 \cdot 9,81} + 1 - \frac{0,8}{2} = 1,11 \text{ м}$$

ω – площадь смоченной поверхности щита

$$\omega = \frac{a}{\sin \alpha} b = \frac{0,8}{\sin 30} 0,5 = 0,8 \text{ м}^2$$

Отсюда

$$P = 1000 \cdot 9,81 \cdot 1,11 \cdot 0,8 = 8711,3 \text{ Н}$$

Координату центра давления найдем из формулы:

$$z_d = z_c + e$$

где e – эксцентриситет, т.е. расстояние между центром давления (т. Д) и центром тяжести (т. С)

$$e = \frac{I_0}{\omega z_c}$$

$I_0 = \frac{b \left(\frac{a}{\sin \alpha} \right)^3}{12} = \frac{0,5 \left(\frac{0,8}{\sin 30} \right)^3}{12} = 0,171 \text{ м}^4$ – центральный момент инерции прямоугольного лотка;

$$z_c = \frac{h'_c}{\sin \alpha} = \frac{1,11}{\sin 30} = 2,22 \text{ м} – \text{координата центра тяжести люка.}$$

Отсюда

$$e = \frac{0,171}{0,8 \cdot 2,22} = 0,096 \text{ м}$$

Плечо силы Р, рассчитаем по формуле (см. рисунок 2.17)

$$z = \frac{a}{2 \cdot \sin \alpha} + e = \frac{0,8}{2 \cdot \sin 30} + 0,096 = 0,896 \text{ м}$$

Плечо силы Т, рассчитаем по формуле (см. расчетную схему)

$$l = \frac{a}{\sin \alpha} \cos \alpha = \frac{0,8}{\sin 30} \cos \alpha = 1,39 \text{ м}$$

В результате искомое **усилие Т** будет равно:

$$T = \frac{Pz}{l} = \frac{8711,3 \cdot 0,896}{1,39} = 5615 \text{ Н}$$

Задача 2.8

Определить результирующую силу гидростатического давления жидкости (вода) на криволинейную поверхность, имеющую форму четверти цилиндра радиусом $R = 2 \text{ м}$ и укрепленную на болтах (рисунок 2.18). Определить точку приложения результирующей силы гидростатического давления, если напор в жидкости равен $H = 6 \text{ м}$, длина поверхности вдоль образующей равна $b = 3 \text{ м}$?

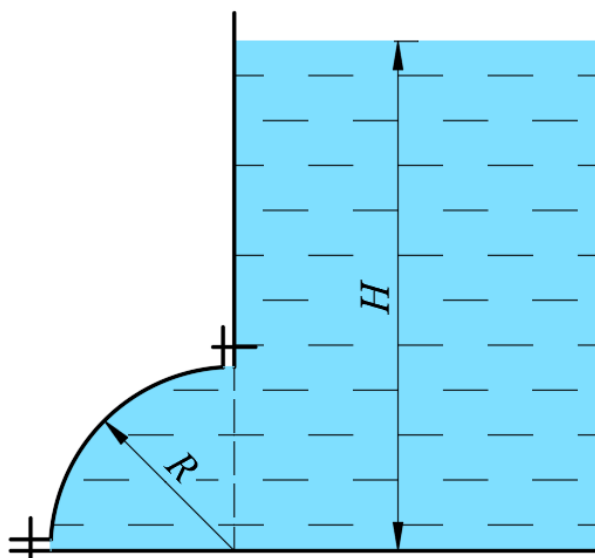


Рисунок 2.18

Решение

Суммарная сила гидростатического давления на криволинейную поверхность равна:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2}$$

где P_x – горизонтальная составляющая силы P

$$P_x = \rho g h_c \omega_z$$

ω_z – площадь проекции криволинейной поверхности на вертикальную плоскость (рисунок 2.19)

$$\omega_z = Rb = 2 \cdot 3 = 6 \text{ м}^2$$

h_c – глубина погружения центра тяжести этой проекции (рисунок 2.19), которая определяется как:

$$h_c = H - \frac{R}{2} = 6 - \frac{2}{2} = 5 \text{ м}$$

Таким образом,

$$P_x = 1000 \cdot 9,81 \cdot 5 \cdot 6 = 294300 \text{ Н} = 294,3 \text{ кН}$$

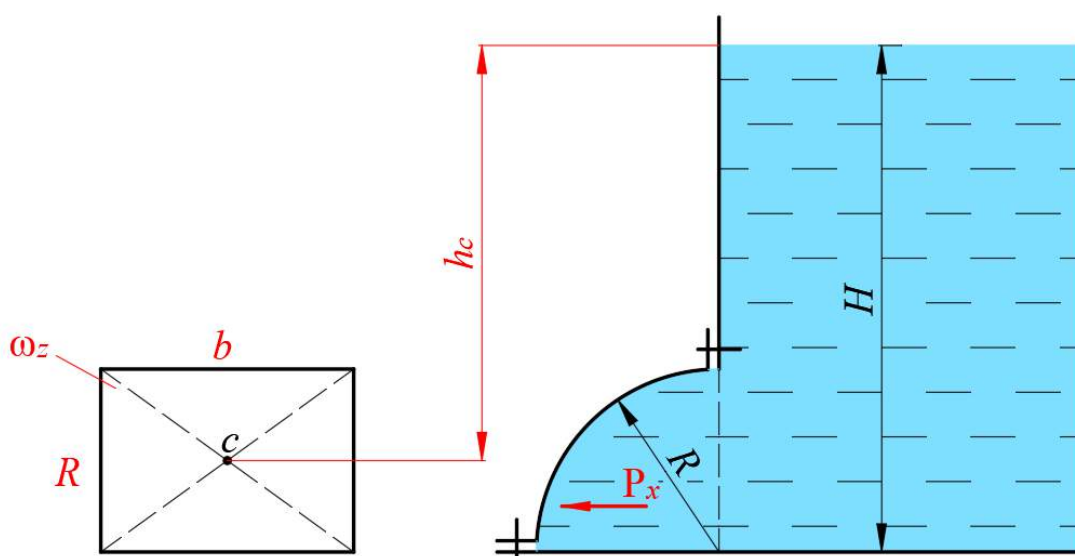


Рисунок 2.19

P_z – вертикальная составляющая силы P

$$P_z = \rho g W$$

где W – объем тела давления (заштрихован на рисунке 2.20).

W – не заполнен водой (т.е. он «пустой»), поэтому он мнимый или отрицательный

$$W = W_{\text{парал.}} - \frac{1}{4} W_{\text{ц}} = H \cdot R \cdot b - \frac{1}{4} \pi R^2 \cdot b$$

$$W = 6 \cdot 2 \cdot 3 - \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 2^2 \cdot 3 = 26,58 \text{ м}^3$$

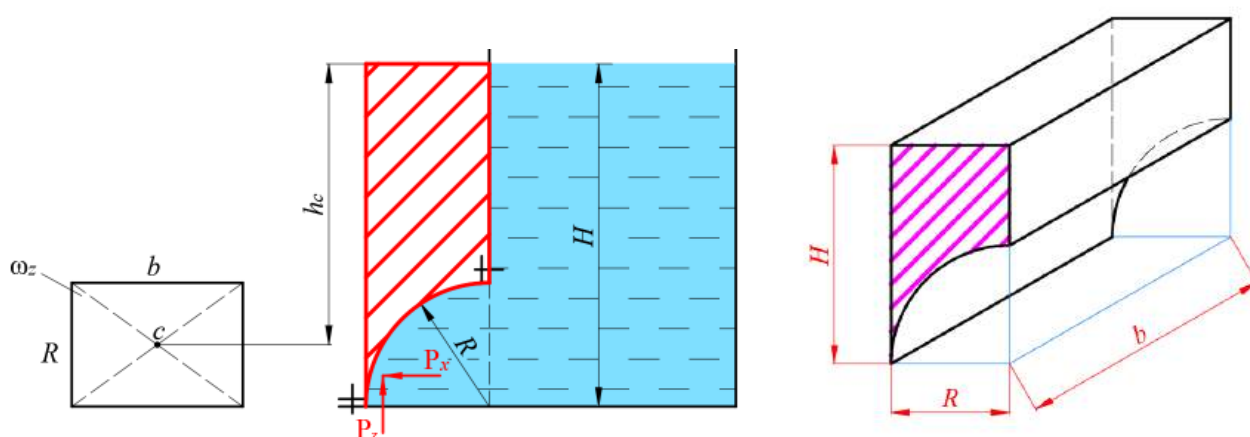


Рисунок 2.20

Таким образом,

$$P_z = \rho g W = 1000 \cdot 9,81 \cdot 26,58 = 260,7 \text{ кН}$$

Т.к. объем W отрицателен, то сила P_z будет направлена вверх (рисунок 2.20)

Суммарная сила:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2} = \sqrt{294,3^2 + 260,7^2} = 393,2 \text{ кН}$$

Результирующая сила P направлена вверх и линия действия ее пройдет через центр тяжести криволинейной поверхности.

Точка приложения силы P определяется с помощью угла β (рисунок 2.21), который равен из силового векторного многоугольника:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{P_z}{P_x}$$

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{P_z}{P_x} = \operatorname{arctg} \frac{260,7}{294,3} = 41,5^\circ$$

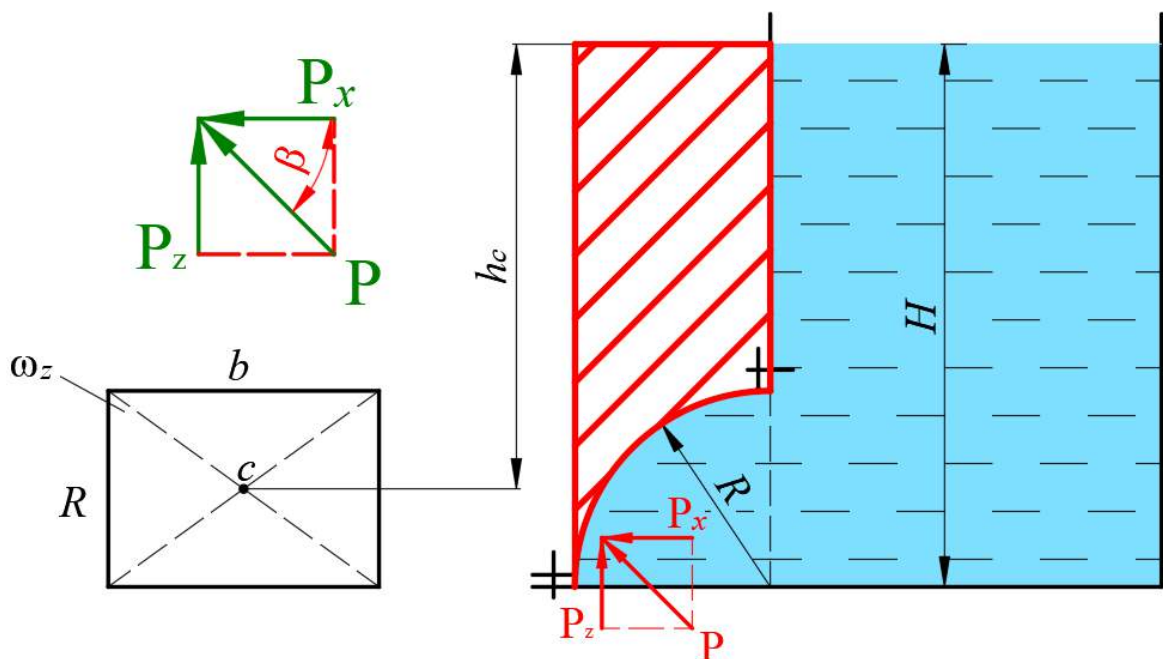


Рисунок 2.21

Задача 2.9

Определить суммарную силу гидростатического давления воды на цилиндрическую часть стенки радиусом $R = 1,7$ м, шириной $b = 2$ м, если $H = 3R$, а $p_m = 16,92$ кПа (рисунок 2.22). Найти точку приложения силы.

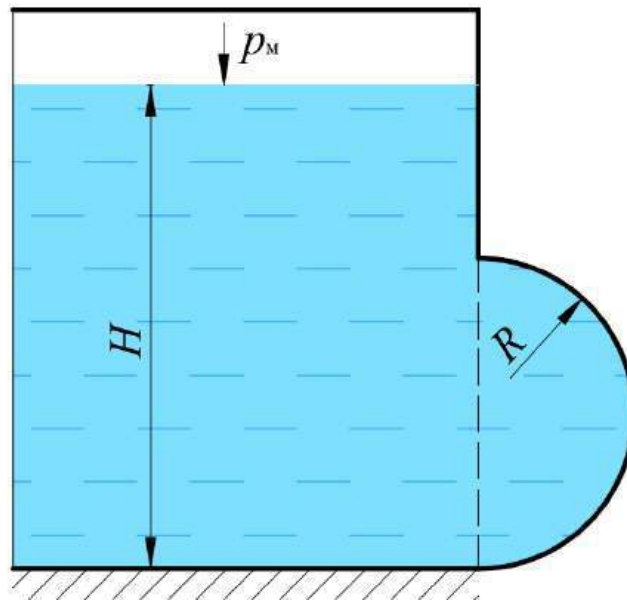


Рисунок 2.22

Решение

Суммарная сила гидростатического давления на криволинейную поверхность равна:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2}$$

где P_x – горизонтальная составляющая силы P определяется как сила гидростатического давления на плоскую поверхность

$$P_x = \rho g h'_c \omega_z$$

где ω_z – площадь проекции криволинейной цилиндрической поверхности на вертикальную плоскость (см. рисунок 2.23)

$$\omega_z = 2Rb = 2 \cdot 1,7 \cdot 2 = 6,8 \text{ м}^2$$

h'_c – глубина погружения центра тяжести этой проекции (см. рисунок 2.23), которая с учетом избыточного давления на свободной поверхности воды определяется как

$$h'_c = h_c + \frac{p_m}{\rho g}, \quad h_c = H - R$$

$$h'_c = \frac{p_m}{\rho g} + H - R = \frac{16,92 \cdot 10^3}{1000 \cdot 9,81} + 3 \cdot 1,7 - 1,7 = 5,12 \text{ м}$$

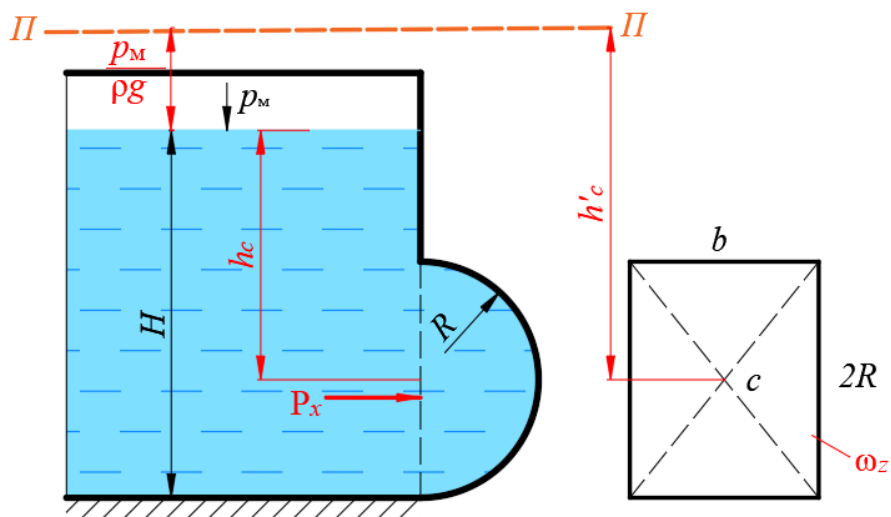


Рисунок 2.23

Таким образом,

$$P_x = 1000 \cdot 9,81 \cdot 5,12 \cdot 6,8 = 341545 \text{ Н} = 342 \text{ кН}$$

P_z – вертикальная составляющая силы P

$$P_z = \rho g W$$

где W – объем тела давления (заштрихован на рисунке 2.24).

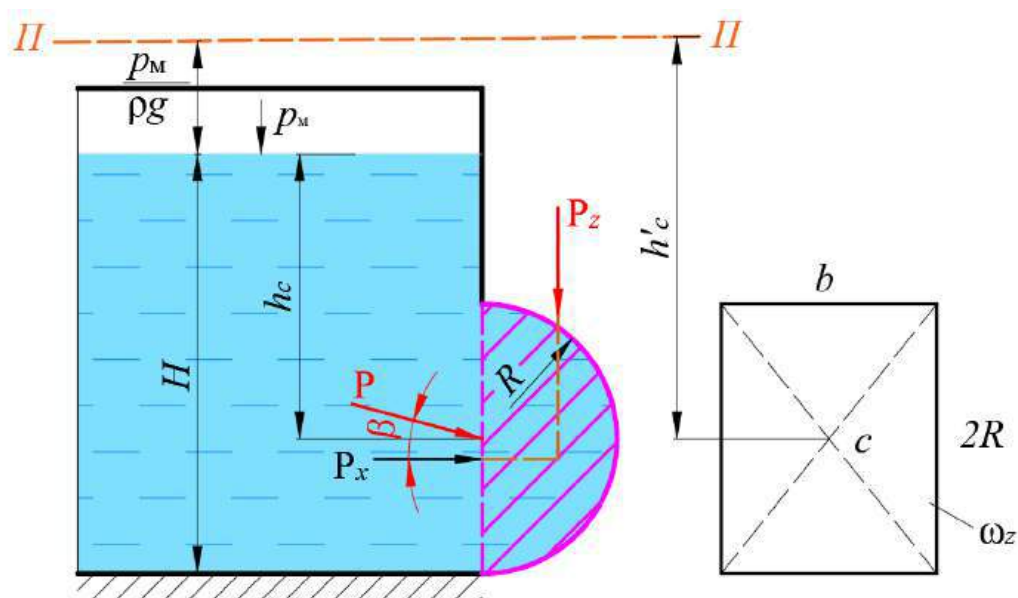


Рисунок 2.24

В нашем случае это – действительный объем, т.к. он заполнен водой, равный объему полуцилиндра:

$$W = \frac{1}{2} \pi R^2 b = \frac{1}{2} \cdot 3,14 \cdot 1,7^2 \cdot 2 = 9,07 \text{ м}^3$$

Так как объем W действительный (положительный), вертикальная составляющая P_z направлена вниз.

$$P_z = \rho g W = 1000 \cdot 9,81 \cdot 9,07 = 88977 \text{ Н} = 89 \text{ кН}$$

Суммарная сила:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2} = \sqrt{342^2 + 89^2} = \sqrt{124885} = 353 \text{ кН}$$

Точка приложения силы P определяется с помощью угла β (см. рисунок 2.24), который равен:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{P_z}{P_x}$$

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{P_z}{P_x} = \operatorname{arctg} \frac{89}{342} = \operatorname{arctg} 0,26 = 14,6^\circ$$

Результирующая сила P направлена вниз, и линия действия ее проходит через центр тяжести цилиндра, совпадающим с центром симметрии круга.

Задача 2.10

Определить величину и точку приложения силы гидростатического давления бензина на полусферическую крышку закрытого резервуара, если радиус полусферы $r = 0,2$ м, показание пьезометра, выведенного на уровне нижней кромки крышки $H = 0,8$ м, плотность бензина $\rho_{\text{бенз}} = 800 \text{ кг/м}^3$ (рисунок 2.25).

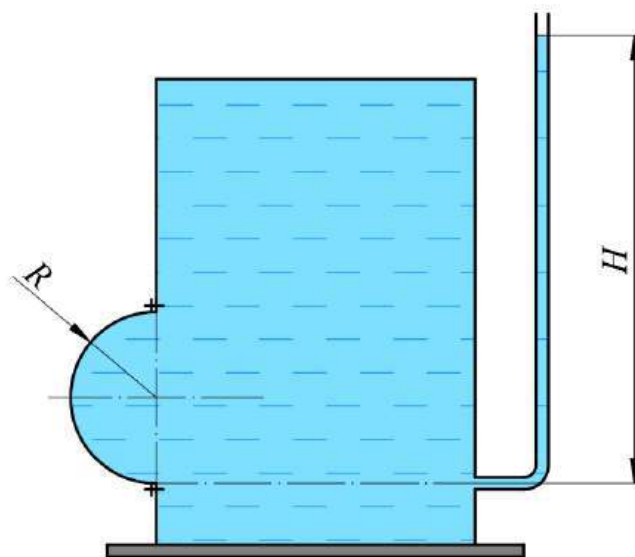


Рисунок 2.25

Решение

Суммарная сила гидростатического давления на криволинейную поверхность равна:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2}$$

где P_x – горизонтальная составляющая силы P

$$P_x = \rho g h_c \omega_z$$

где ω_z – площадь проекции криволинейной полусферической поверхности на вертикальную плоскость;

$$\omega_z = \pi r^2 = 3,14 \cdot 0,2^2 = 0,1256 \text{ м}^2$$

h_c – глубина погружения центра тяжести этой проекции определяется как:

$$h_c = H - r = 0,8 - 0,2 = 0,6 \text{ м}$$

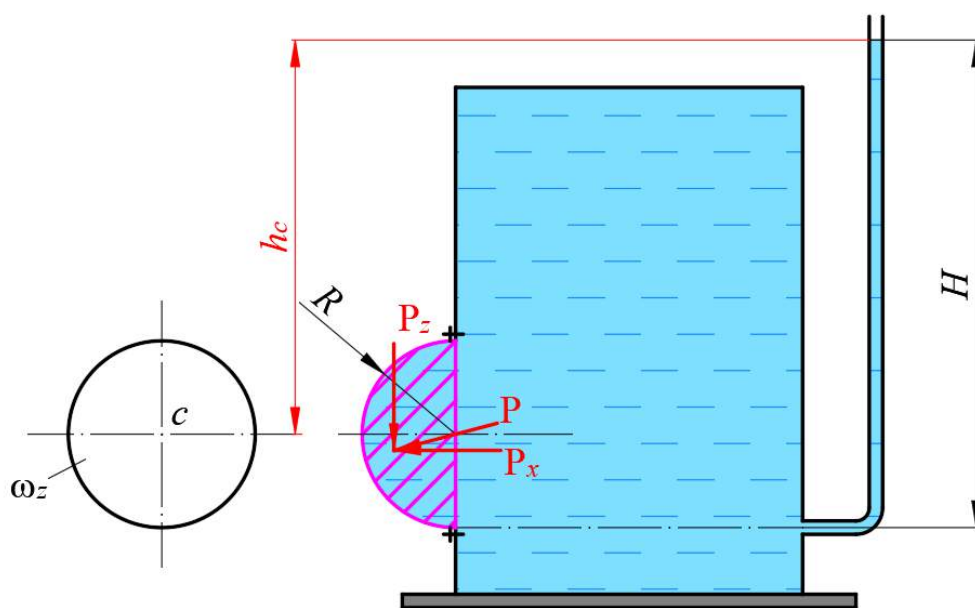


Рисунок 2.26

Таким образом,

$$P_x = 800 \cdot 9,81 \cdot 0,1256 \cdot 0,6 = 591 \text{ Н}$$

P_z – вертикальная составляющая силы P

$$P_z = \rho g W$$

где W – объем тела давления (заштрихован на рисунке 2.26).

В нашем случае это – действительный объем (вертикальная составляющая P_z направлена вниз), равный объему полусферы:

$$W = \frac{1}{2} \cdot \frac{4}{3} \pi r^3 = \frac{2}{3} \cdot 3,14 \cdot 0,2^3 = 0,017 \text{ м}^3$$

$$P_z = \rho g W = 800 \cdot 9,81 \cdot 0,017 = 133 \text{ Н}$$

Суммарная сила:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2} = \sqrt{591^2 + 133^2} = \sqrt{366970} = 606 \text{ Н}$$

Точка приложения P определяется с помощью угла β , который равен:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{P_z}{P_x}$$

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{P_z}{P_x} = \operatorname{arctg} \frac{133}{591} = \operatorname{arctg} 0,225 = 12,7^\circ$$

Результирующая сила P направлена вниз и проходят через центр симметрии этой поверхности.

Задача 2.11

Определить силу давления бензина на полусферическое дно цилиндрического резервуара радиусом $R = 0,4$ м, если показание манометра, установленного на расстоянии $h = 0,8$ м от дна резервуара, $p_{\text{ман}} = 0,12$ ат (рисунок 2.27). Принять плотность бензина $\rho_{\text{бенз}} = 720 \text{ кг/м}^3$.

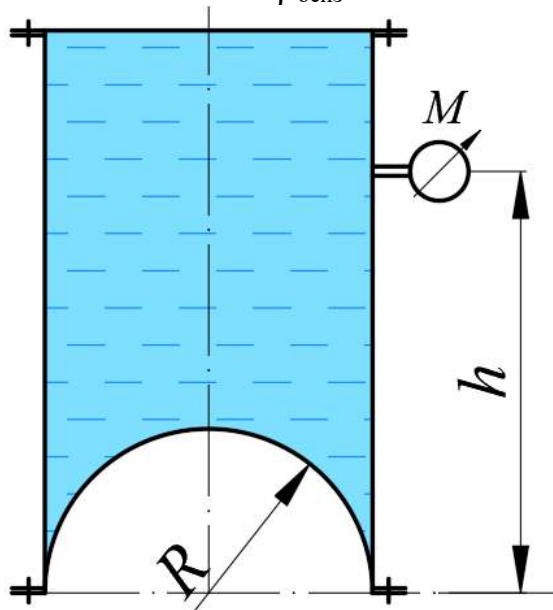


Рисунок 2.27

Решение

Суммарная сила давления на криволинейную поверхность равна:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2}$$

Криволинейная поверхность располагается симметрично относительно вертикальной оси, совпадающей с направлением действия вертикальных сил. Поэтому силы, действующие в перпендикулярной плоскости, взаимно уравниваются.

Следовательно, $P_x = 0$, и полная сила давления будет равна вертикальной составляющей

$$P = P_z = \rho g W$$

где W – объем тела давления (заштрихован на рисунке 2.28).

$$W = \left(\frac{p_M}{\rho g} + h \right) \pi r^2 - \frac{1}{2} \frac{4}{3} \pi r^3 = \left(\frac{0,12 \cdot 98100}{720 \cdot 9,81} + 0,8 \right) 3,14 \cdot 0,4^2 - \frac{2}{3} \cdot 3,14 \cdot 0,4^3 = 1,1 \text{ м}^3$$

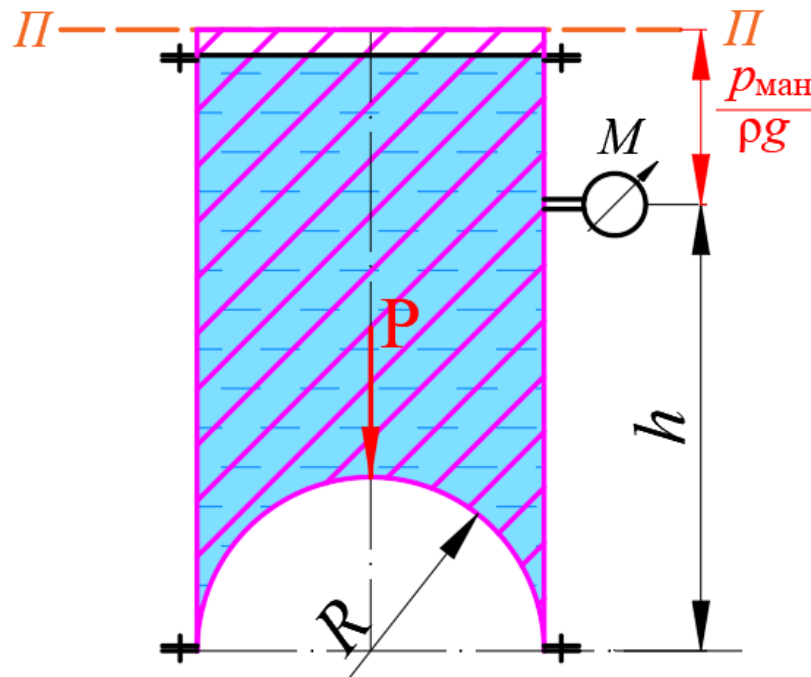


Рисунок 2.28

Результирующая сила гидростатического давления в этом случае будет равна:

$$P = P_z = \rho g W = 720 \cdot 9,81 \cdot 1,1 = 7770 \text{ Н} = 7,8 \text{ кН}$$

Задача 2.12

Определить величину и направление силы давления на цилиндрический затвор радиусом $R = 4$ м и шириной $b = 2$ м (рисунок 2.29).

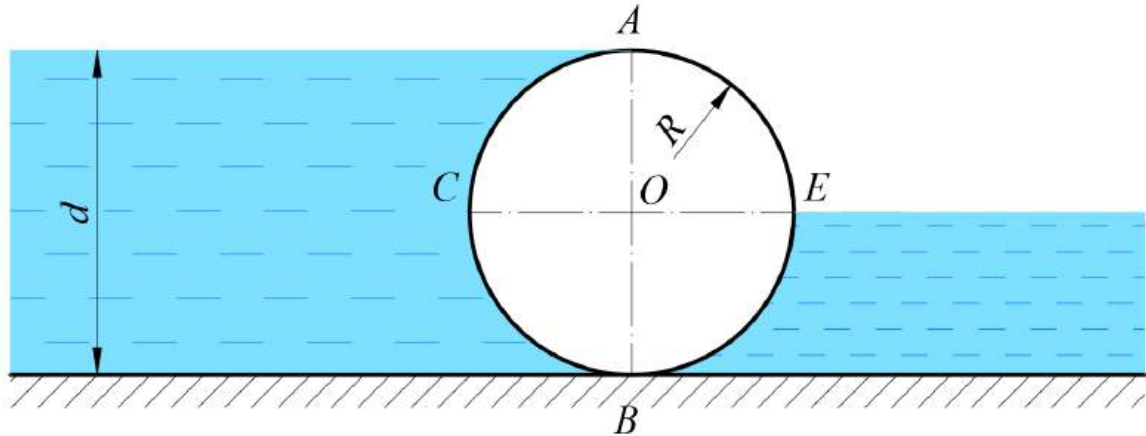


Рисунок 2.29

Решение

Определим **горизонтальные составляющие сил давления воды** на затвор:

$$P_{x1} = \rho g h_{c1} \omega_{z1}$$

$$P_{x2} = \rho g h_{c2} \omega_{z2}$$

где h_{c1}, h_{c2} – глубина центра тяжести вертикальной проекции стенки. Глубина центра тяжести слева от затвора (см. рисунок 2.30):

$$h_{c1} = R = 4 \text{ м}$$

Глубина центра тяжести справа от затвора (см. рисунок 2.30):

$$h_{c2} = \frac{R}{2} = \frac{4}{2} = 2 \text{ м}$$

ω_{z1}, ω_{z2} – площадь проекции криволинейной поверхности на вертикальную плоскость.

Площадь проекции криволинейной поверхности на вертикальную плоскость слева (см. рисунок 2.30):

$$\omega_{z1} = 2Rb = 2 \cdot 4 \cdot 2 = 16 \text{ м}^2$$

Площадь проекции криволинейной поверхности на вертикальную плоскость справа (см. рисунок 2.30):

$$\omega_{z2} = Rb = 4 \cdot 2 = 8 \text{ м}^2$$

Определим **горизонтальную составляющую сил давления на затвор слева:**

$$P_{x1} = \rho g h_{c1} \omega_{z1} = 1000 \cdot 9,81 \cdot 4 \cdot 16 = 627840 \text{ Н} = 627,8 \text{ кН}$$

Определим **горизонтальную составляющую сил давления на затвор справа:**

$$P_{x2} = \rho g h_{c2} \omega_{z2} = 1000 \cdot 9,81 \cdot 2 \cdot 8 = 156960 \text{ Н} = 157,0 \text{ кН}$$

Вертикальные силы определим отдельно для левой и правой сторон затвора.

В **левой части затвора** (см. рисунок 2.31):

$$P_{z1} = \rho g W_{ABC}$$

где W_{ABC} – объем тела давления (объем $\frac{1}{2}$ цилиндра).

$$W_{ABC} = \frac{1}{2} \pi R^2 b = \frac{1}{2} \cdot 3,14 \cdot 4^2 \cdot 2 = 50,24 \text{ м}^3$$

$$P_{z1} = \rho g W_{ABC} = 1000 \cdot 9,81 \cdot 50,24 = 492854 \text{ Н} = 492,9 \text{ кН}$$

В **правой части затвора** (см. рисунок 2.32):

$$P_{z2} = \rho g W_{BOE}$$

где W_{BOE} – объем тела давления (объем $\frac{1}{4}$ цилиндра).

$$W_{BOE} = \frac{1}{4} \pi R^2 b = \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 4^2 \cdot 2 = 25,12 \text{ м}^3$$

$$P_{z2} = \rho g W_{BOE} = 1000 \cdot 9,81 \cdot 25,12 = 246427 \text{ Н} = 246,4 \text{ кН}$$

Определим **равнодействующую силу давления слева от затвора:**

$$P_1 = \sqrt{P_{x1}^2 + P_{z1}^2} = \sqrt{627,8^2 + 492,9^2} = 798 \text{ кН}$$

Определим **равнодействующую силу давления справа от затвора:**

$$P_2 = \sqrt{P_{x2}^2 + P_{z2}^2} = \sqrt{157^2 + 246,4^2} = 292,2 \text{ кН}$$

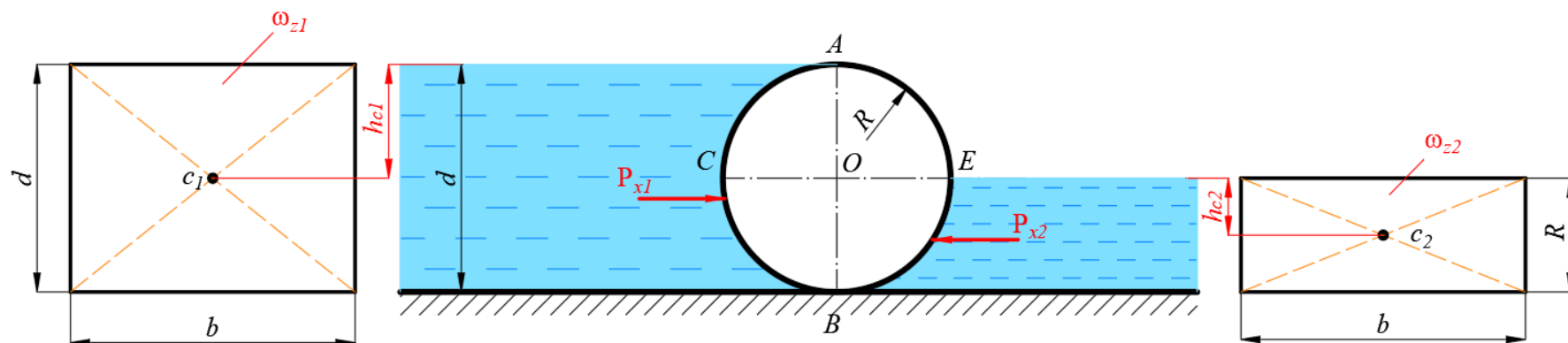


Рисунок 2.30

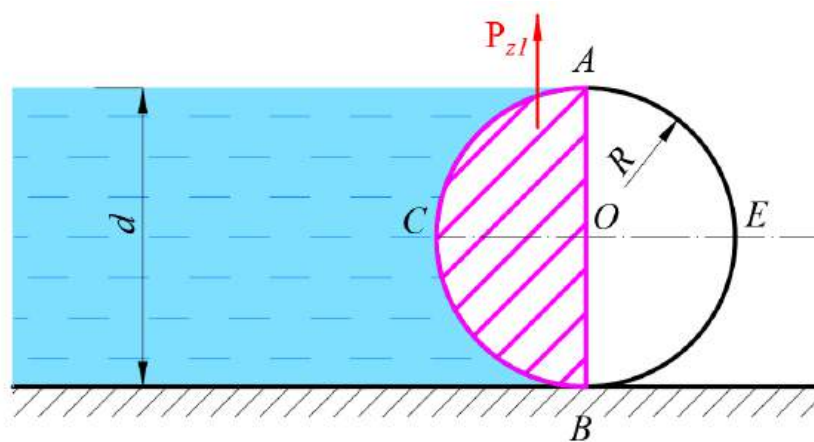


Рисунок 2.31

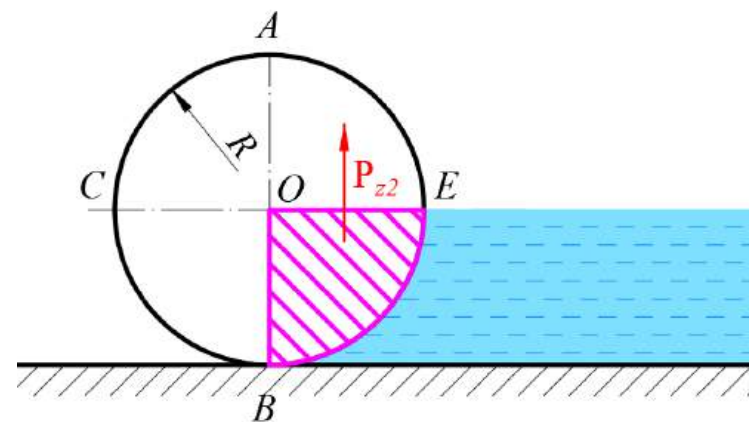


Рисунок 2.32

Точка приложения $\mathbf{P}$ определяется с помощью угла β (рисунок 2.33), который равен:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{P_z}{P_x}$$

Определим точку приложения силы $\mathbf{P}_1$:

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{P_{z1}}{P_{x1}} = \operatorname{arctg} \frac{492,9}{627,8} = 38,1^\circ$$

Определим точку приложения силы $\mathbf{P}_2$:

$$\beta_2 = \operatorname{arctg} \frac{P_{z2}}{P_{x2}} = \operatorname{arctg} \frac{246,4}{157} = 57,5^\circ$$

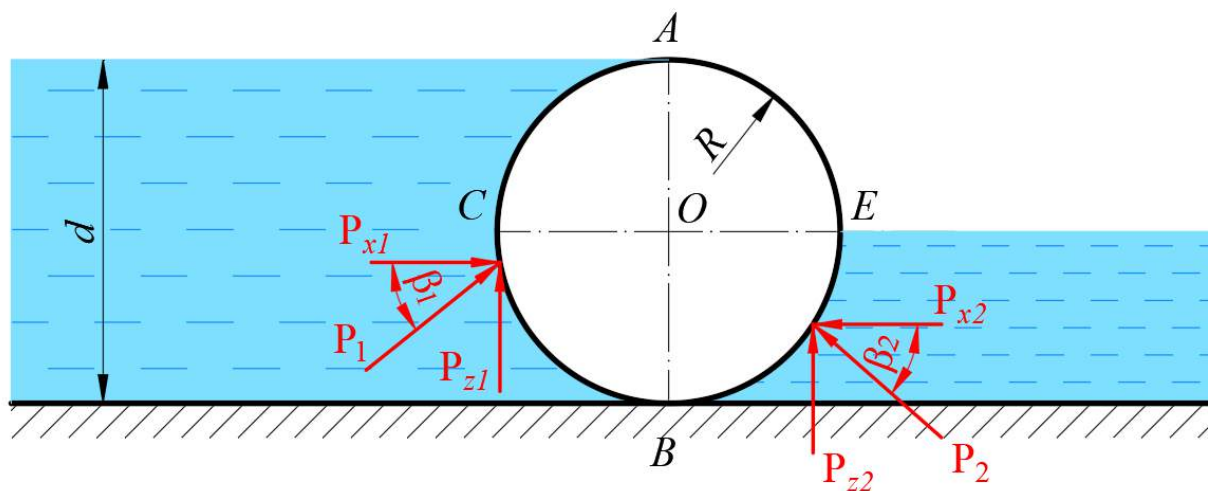


Рисунок 2.33

Практическое занятие №3. Гидравлические сопротивления

Задача 3.1

Определить потери напора на трение по длине в трубопроводе диаметром $d = 250$ мм, длиной $l = 1000$ м, с абсолютной шероховатостью стен $\Delta = 0,15$ мм, служащего для транспортирования нефти весовым расходом $G = 2 \cdot 10^6$ Н/ч, плотностью $\rho = 880$ кг/м³ и коэффициентом кинематической вязкости $\nu = 0,3$ см²/с.

Решение

Потери напора на трение по длине определим по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}$$

Определяем **среднюю скорость V движения нефти в трубе:**

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

где Q – объемный расход, равный отношению весового расхода нефти G к ее удельному весу ρg

$$Q = \frac{G}{\rho g} = \frac{2 \cdot 10^6}{880 \cdot 9,81 \cdot 3600} = 0,064 \text{ м}^3/\text{с}$$

тогда:

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,064}{3,14 \cdot 0,25^2} = 1,3 \text{ м/с}$$

Определим режим движения нефти в трубопроводе:

$$Re = \frac{Vd}{\nu} = \frac{1,3 \cdot 0,25}{0,3 \cdot 10^{-4}} = 10833 > Re_{\text{кр}} - \text{режим турбулентный.}$$

Сопоставляя расчетное число Рейнольдса с предельными числами $Re_{\text{кр}} = 2300$, $Re^I = 20d/\Delta$, **определяем область сопротивления при турбулентном режиме:**

$$Re_{\text{кр}} = 2300 \leq Re < Re^I = 20 \frac{d}{\Delta}; \quad 2300 \leq Re < 20 \frac{250}{0,15};$$

$$2300 \leq Re < 33\,333$$

в результате получим, что **трубопровод гидравлически гладкий**.

Определим коэффициент гидравлического трения по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} = \frac{0,3164}{10833^{0,25}} = 0,031$$

Потери напора на трение по длине:

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} = 0,031 \frac{1000}{0,25} \cdot \frac{1,3^2}{2 \cdot 9,81} = 10,7 \text{ м}$$

Задача 3.2

Найти диаметр трубопровода для транспортирования водорода при массовом его расходе $M = 120$ кг/ч. Длина трубопровода 1000 м, допускаемое падение давления $\Delta p = 1080$ Па. Плотность водорода $\rho = 0,0825$ кг/м³. Коэффициент трения $\lambda = 0,03$.

Решение

При движении водорода по трубе длиной $l = 1000$ м и диаметром d возникают потери напора на трение по длине. Поэтому **диаметр трубопровода найдем из формулы Дарси-Вейсбаха**, которую запишем в единицах давления:

$$\Delta p = \rho g h_{\text{дл}} = \rho \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2}$$

Выразим **скорость движения** водорода через объемный расход:

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

Объемный секундный расход водорода найдем через массовый, учитывая, что 1 ч = 3600 с:

$$Q = \frac{M}{3600 \cdot \rho} = \frac{120}{3600 \cdot 0,0825} = 0,40 \text{ м}^3/\text{с}$$

С учетом найденных величин **формула Дарси-Вейсбаха относительно диаметра** примет вид:

$$\Delta p = \rho \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2} = \rho \lambda \frac{l}{d^2} \left(\frac{4Q}{\pi d^2} \right)^2 = \rho \lambda \frac{l}{d^2} \cdot \frac{Q^2 16}{\pi^2 d^4} = \rho \lambda \frac{l \cdot Q^2 \cdot 8}{\pi^2 \cdot d^5}$$

$$d = \sqrt[5]{\frac{8\lambda\rho l Q^2}{\pi^2 \Delta p}} = \sqrt[5]{\frac{8 \cdot 0,03 \cdot 0,0825 \cdot 1000 \cdot 0,4^2}{3,14^2 \cdot 1080}} = \sqrt[5]{0,0003} = 0,2 \text{ м}$$

Задача 3.3

Определить потери напора (и давления) по длине в новой стальной трубе ($\Delta_3 = 0,2 \text{ мм}$) диаметром $d = 150 \text{ мм}$ и длиной $l = 120 \text{ м}$ при расходе воды 20 л/с . Кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0,0101 \text{ см}^2/\text{с}$.

Решение

Потери напора на трение определим по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}$$

Тогда **потери давления** будут равны (определим из основного уравнения гидростатики):

$$\Delta p = \rho g h_{\text{дл}}$$

Определим **среднюю скорость воды в трубопроводе** из уравнения расхода:

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,15^2} = 1,13 \text{ м/с}$$

Найдем **число Рейнольдса**:

$$\text{Re} = \frac{Vd}{\nu} = \frac{1,13 \cdot 0,15}{0,0101 \cdot 10^{-4}} = 167\,822$$

Сопоставляя расчетное число Рейнольдса с предельными числами $\text{Re}^I = 20d/\Delta_3$, $\text{Re}^{II} = 500d/\Delta_3$ **определяем область сопротивления при турбулентном режиме**:

$$20 \frac{d}{\Delta_3} \leq \text{Re} < 500 \frac{d}{\Delta_3}; \quad 20 \frac{150}{0,2} \leq \text{Re} < 20 \frac{150}{0,2};$$

$$15\,000 \leq \text{Re} < 375\,000$$

следовательно **зона доквадратичного сопротивления**.

Определим коэффициент трения по формуле А.Д. Альтшуля для доквадратичной зоны сопротивления:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta_{\text{э}}}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{167822} + \frac{0,2}{150} \right)^{0,25} = 0,0225$$

Потери напора на трение:

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} = 0,0225 \frac{120}{0,15} \cdot \frac{1,13^2}{2 \cdot 9,81} = 1,17 \text{ м}$$

Тогда потери давления:

$$\Delta p = \rho g h_{\text{дл}} = 1000 \cdot 9,81 \cdot 1,17 = 11478 \text{ Па}$$

Задача 3.4

Определить коэффициент сопротивления вентиля, установленного в конце трубопровода диаметром $d = 50$ мм, если показание манометра перед вентилем $p_{\text{ман}} = 3,7$ кПа, а расход воды $Q = 2,5$ л/с.

Решение

Коэффициент сопротивления вентиля найдем из формулы Вейсбаха, которую запишем в единицах давления:

$$\Delta p = \rho g h_{\text{м}} = \zeta \frac{\rho V^2}{2}$$

$$\zeta = \frac{2\Delta p}{\rho V^2}$$

Потеря давления при прохождении жидкости через вентиль $\Delta p = p_{\text{ман}}$, так как давление после вентиля равно атмосферному.

Скорость движения воды в трубопроводе:

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,0025}{3,14 \cdot 0,05^2} = 1,27 \text{ м/с}$$

$$\zeta = \frac{2\Delta p}{\rho V^2} = \frac{2 \cdot 3700}{1000 \cdot 1,27^2} = 4,59$$

Задача 3.5

Через трубу, внутренний диаметр которой $d = 6$ мм, резко изогнутую под углом 90° течет жидкость АМГ-10 ($\rho = 850$ кг/м³). Манометры показывают $p_1 = 9,16$ кг/м³ и $p_2 = 9,1$ кг/м³ (рисунок 3.1). Определить расход жидкости через трубу. Коэффициент местных потерь при повороте $\zeta_{\text{п}} = 1,1$.

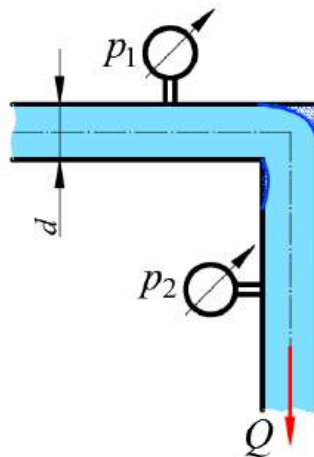


Рисунок 3.1

Решение

При резком повороте трубы **потери давления** определим из основного уравнения гидростатики:

$$\Delta p = \rho g h_m$$

где $\Delta p = p_1 - p_2$ – потери давления на повороте трубопровода определяем как разность показаний манометров;

$h_m = h_{\text{пов}} = \zeta_{\text{п}} \frac{V^2}{2g}$ – потери напора на повороте, определяемые из формулы Вейсбаха.

Скорость движения воды в трубопроводе:

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

С учетом вышеизложенного можно записать:

$$p_1 - p_2 = \rho \zeta_{\text{п}} \frac{V^2}{2g}$$

Откуда выразим **скорость движения жидкости** и определим ее величину:

$$V = \sqrt{\frac{(p_1 - p_2)2}{\rho \zeta_{\text{п}}}} = \sqrt{\frac{(9,16 - 9,1) \cdot 98100 \cdot 2}{850 \cdot 1,1}} = 3,55 \text{ м/с}$$

Далее **расход жидкости** определим из уравнения расхода:

$$Q = V \cdot \omega = V \frac{\pi d^2}{4} = 3,55 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,006^2}{4} = 0,0001 \text{ м}^3/\text{с} = 0,1 \text{ л/с}$$

Практическое занятие №4. Гидравлический расчет трубопроводов

Задача 4.1

Определить высоту напорной башни для обеспечения работы системы водоснабжения, имеющей следующие характеристики: расход воды $Q = 7,5$ л/с при температуре $t = 15^\circ\text{C}$, $d_1 = 5$ м, $d_2 = 100$ мм, $d_3 = 50$ мм, $l_2 = 150$ м, $l_3 = 50$ м (рисунок 4.1). Трубы новые стальные цельнотянутые – высота выступов шероховатости их внутренней поверхности $\Delta = 0,05$ мм. Установленная на выходе задвижка имеет степень открытия $a_{от}/d_3 = 0,5$. Построить пьезометрическую и напорную линии.

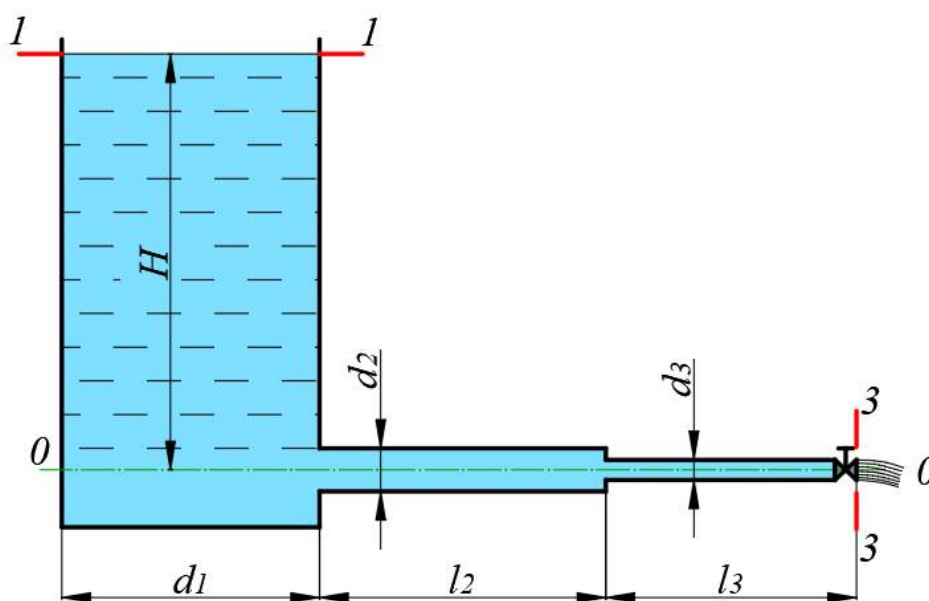


Рисунок 4.1

Решение

1. **Высоту напорной башни** будет определять напор воды в этой башне H , необходимый для нормального функционирования всей системы водоснабжения. Этот напор можно рассчитать, решив уравнение Бернулли для потока вязкой жидкости для сечений 1–1 и 3–3 относительно плоскости сравнения 0–0, проведенной через ось трубы (см. расчетную схему):

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_3 + \frac{p_3}{\rho g} + \frac{\alpha_3 V_3^2}{2g} + h_{тр}$$

где $z_1 = H$; $z_3 = 0$;

$p_1 = p_3 = 0$ (т.е. давление берется в избыточной системе, в которой принимается $p_{ат} = 0$);

$V_1 = 0$; $V_3 = Q/\omega_3$;

$\alpha_1 = \alpha_3 = 1$;

$h_{тр} = h_{дл} + h_{м}$

$h_{м} = h_{вх} + h_{в.с} + h_3$;

$h_{дл} = h_{дл2} + h_{дл3}$

$h_{\text{дл}2}, h_{\text{дл}3}$ – потери напора на трение по длине участков с диаметрами d_2 и d_3 ;
 $h_{\text{вх}}$ – местная потеря энергии на входе в трубу из напорной башни;
 $h_{\text{в.с}}$ – местная потеря на резкое сужение при смене диаметров с d_2 на d_3 ;
 h_3 – местная потеря напора на задвижке.

С учетом вышеизложенного уравнение Бернулли примет следующий вид

$$H = \frac{\alpha_3 V_3^2}{2g} + h_{\text{тр}} = \frac{\alpha_3 V_3^2}{2g} + h_{\text{дл}2} + h_{\text{дл}3} + h_{\text{вх}} + h_{\text{в.с}} + h_3$$

2. **Определим режимы движения в трубах для определения коэффициентов гидравлических сопротивлений.** Для этого в начале найдем значения средних скоростей и чисел Рейнольдса.

$$\begin{aligned} V_2 &= \frac{Q}{\omega_2} = \frac{4Q}{\pi d_2^2} = \frac{4 \cdot 7,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,1^2} = 0,96 \text{ м/с} \\ V_3 &= \frac{Q}{\omega_3} = \frac{4Q}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 7,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,05^2} = 3,82 \text{ м/с} \\ \text{Re}_2 &= \frac{V_2 d_2}{\nu} = \frac{0,96 \cdot 0,1}{0,0114 \cdot 10^{-4}} = 84211 > \text{Re}_{\text{кр}} = 2300 \\ \text{Re}_3 &= \frac{V_3 d_3}{\nu} = \frac{3,82 \cdot 0,05}{0,0114 \cdot 10^{-4}} = 167544 > \text{Re}_{\text{кр}} = 2300 \end{aligned}$$

где ν – кинематическая вязкость воды $\nu = 0,0114 \text{ см}^2/\text{с}$ при $t = 15^\circ\text{C}$.

Полученные значения чисел Рейнольдса больше критического $\text{Re}_{\text{кр}} = 2300$, следовательно, режим движения воды – турбулентный.

Сопоставляя эти же числа Рейнольдса с предельными $\text{Re}^I = 20d/\Delta_3$ и $\text{Re}^{II} = 500d/\Delta_3$, **определим область сопротивления при турбулентном режиме:**

$$20 \frac{d}{\Delta_3} \leq \text{Re} < 500 \frac{d}{\Delta_3}$$

На участке трубы с диаметром d_2 число Рейнольдса находится в интервале

$$20 \frac{100}{0,05} \leq \text{Re}_2 < 500 \frac{100}{0,05}$$

$$40\,000 \leq 84211 < 1\,000\,000$$

Труба на этом участке работает в переходной области сопротивления – между гидравлически гладкими и гидравлически шероховатыми поверхностями. **Коэффициент Дарси** для нее можно определить по универсальной формуле А.Д. Альтшуля:

$$\lambda_2 = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}_2} + \frac{\Delta_3}{d_2} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{84211} + \frac{0,05}{100} \right)^{0,25} = 0,021$$

Потерю энергии на трение вдоль участка l_2 рассчитываем по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_{\text{дл}2} = \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \frac{V_2^2}{2g} = 0,021 \frac{150}{0,1} \frac{0,96^2}{2 \cdot 9,81} = 1,48 \text{ м}$$

На участке трубы с диаметром d_3 число Рейнольдса находится в интервале

$$20 \frac{50}{0,05} \leq \text{Re}_3 < 500 \frac{50}{0,05}$$

$$20\,000 \leq 167544 < 500\,000$$

Труба на этом участке также работает в переходной области сопротивления – между гидравлически гладкими и гидравлически шероховатыми поверхностями. **Коэффициент Дарси** для нее также можно определить по универсальной формуле А.Д. Альтшуля:

$$\lambda_3 = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}_3} + \frac{\Delta_3}{d_3} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{167544} + \frac{0,05}{50} \right)^{0,25} = 0,022$$

Потеря энергии на трение вдоль участка l_3 равна:

$$h_{\text{дл}3} = \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} \frac{V_3^2}{2g} = 0,022 \frac{50}{0,05} \frac{3,82^2}{2 \cdot 9,81} = 16,4 \text{ м}$$

Для расчета **местных сопротивлений** используем формулу Вейсбаха:

$$h_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}} \frac{V_2^2}{2g} = 0,5 \frac{0,96^2}{2 \cdot 9,81} = 0,02 \text{ м}$$

$$h_{\text{в.с}} = \zeta_{\text{в.с}} \frac{V_3^2}{2g} = 0,375 \frac{3,82^2}{2 \cdot 9,81} = 0,28 \text{ м}$$

$$h_3 = \zeta_3 \frac{V_3^2}{2g} = 2,06 \frac{3,82^2}{2 \cdot 9,81} = 1,53 \text{ м}$$

Где коэффициенты местных сопротивлений для турбулентного режима движения определяются по данным технической литературы (ТКП или справочных пособий):

- на входе с острыми краями $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$;
- на резкое сужение $\zeta_{\text{в.с}} = 0,375$ при $\omega_3/\omega_2 = d_3/d_2 = 0,25$;
- на задвижку $\zeta_3 = 2,06$ при ее открытии $a_{\text{от}}/d_3 = 0,5$.

Окончательно **находим напор по зависимости**, полученной в п.1 решения:

$$H = \frac{\alpha_3 V_3^2}{2g} + h_{\text{тр}} = \frac{\alpha_3 V_3^2}{2g} + h_{\text{дл2}} + h_{\text{дл3}} + h_{\text{вх}} + h_{\text{в.с}} + h_3$$

$$H = \frac{1 \cdot 3,82^2}{2 \cdot 9,81} + 1,48 + 16,4 + 0,02 + 0,28 + 1,53 = 20,45 \text{ м}$$

Далее **строим напорную и пьезометрическую линии** (рисунок 4.2).

Для построения пьезометрической линии находим зависимость, по которой можно **определить величину пьезометрического напора** в любом сечении трубопроводов. Для этого составим уравнение Бернулли для сечения 1–1 и любого сечения трубопровода x–x относительно плоскости сравнения 0–0:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_x + \frac{p_x}{\rho g} + \frac{\alpha_x V_x^2}{2g} + h_{\text{тр } 1-x}$$

$$\text{где } z_1 = H; \quad z_x = 0; \quad V_1 = 0; \quad \alpha_1 = \alpha_x = 1; \quad h_{\text{тр}} = h_m$$

Так как величина пьезометрического напора зависит от манометрического давления, то в дальнейшем во всех сечениях будем рассматривать только манометрическое давление. В связи с этим $p_1 = 0$ и уравнение примет следующий вид:

$$H = \frac{p_x}{\rho g} + \frac{\alpha_x V_x^2}{2g} + h_{\text{тр } 1-x}$$

$$\frac{p_x}{\rho g} = H - \frac{\alpha_x V_x^2}{2g} - h_{\text{тр } 1-x}$$

Одновременно для построения пьезометрической и напорной линии **подсчитываем скоростные напоры**, полагая коэффициенты Кориолиса равными $\alpha_1 = \alpha_3 = 1$, что соответствует закону распределения скоростей по круглой трубе при равномерном движении турбулентного потока. Тогда

$$\frac{V_2^2}{2g} = \frac{0,96^2}{2 \cdot 9,81} = 0,047 \text{ м}$$

$$\frac{V_3^2}{2g} = \frac{3,82^2}{2 \cdot 9,81} = 0,74 \text{ м}$$

Определим величину пьезометрического напора в сечении 1–1:

$$\frac{p_1}{\rho g} = H = 20,45 \text{ м}$$

Величина пьезометрического напора в сечении a–a:

$$\frac{p_a}{\rho g} = H - \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} - h_{\text{вх}} = 20,45 - 0,047 - 0,02 = 20,38 \text{ м}$$

Величина пьезометрического напора в сечении b–b:

$$\frac{p_b}{\rho g} = H - \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} - (h_{\text{вх}} + h_{\text{дл2}}) = 20,45 - 0,047 - (0,02 + 1,48) = 18,9 \text{ м}$$

Величина пьезометрического напора в сечении c–c:

$$\begin{aligned} \frac{p_c}{\rho g} &= H - \frac{\alpha_3 V_3^2}{2g} - (h_{\text{вх}} + h_{\text{дл2}} + h_{\text{в.с}}) = 20,45 - 0,047 - (0,02 + 1,48 + 0,28) = \\ &= 18,62 \text{ м} \end{aligned}$$

Величина пьезометрического напора в сечении d–d:

$$\begin{aligned} \frac{p_d}{\rho g} &= H - \frac{\alpha_3 V_3^2}{2g} - (h_{\text{вх}} + h_{\text{дл2}} + h_{\text{в.с}} + h_{\text{дл3}}) = \\ &= 20,45 - 0,047 - (0,02 + 1,48 + 0,28 + 16,4) = 2,22 \text{ м} \end{aligned}$$

Величина пьезометрического напора в сечении 3–3:

$$\frac{p_3}{\rho g} = 0$$

Далее отложив значения $\frac{p_1}{\rho g}, \frac{p_a}{\rho g}, \dots, \frac{p_3}{\rho g}$ строим пьезометрическую линию или линию изменения давления (нижняя линия), после чего отложив над этой линией значения $\frac{V_2^2}{2g}$ и $\frac{V_3^2}{2g}$ построим напорную линию или линию изменения полного напора (верхняя линия) (рисунок 4.2).

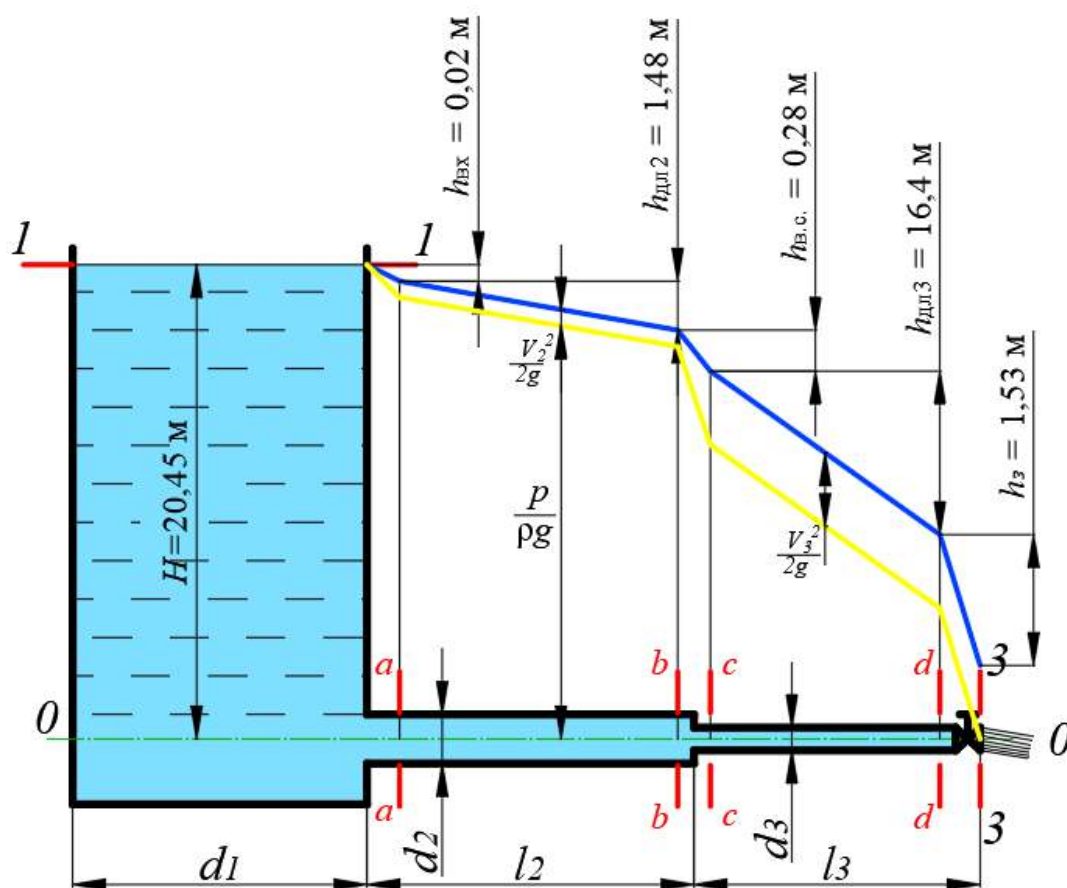


Рисунок 4.2

Задача 4.2

По сифону диаметром $d = 10$ см, длина которого $l = 20$ м, вода переливается из резервуара A в резервуар B . Разность горизонтов воды в резервуарах $H = 1$ м, а расстояние от уровня воды в резервуаре A до наивысшей точки сифона $h = 3$ м. Определить расход воды Q и величину наибольшего вакуума в сифоне.

Трубы старые стальные ($\Delta_s = 0,2$ мм); коэффициент кинематической вязкости $\nu = 0,01$ см²/с.

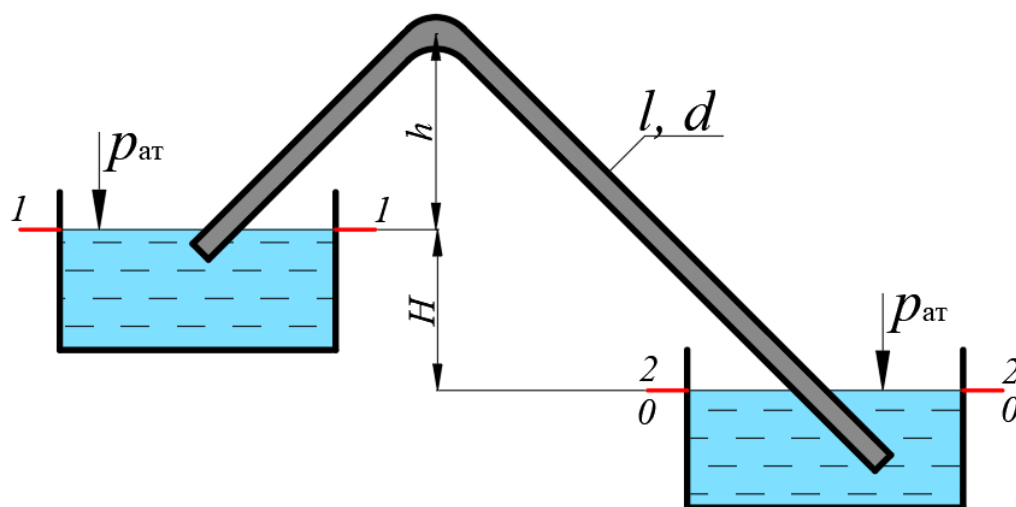


Рисунок 4.3

Решение

Для **определения расхода** необходимо решить уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2, относительно плоскости сравнения, проходящей через сечение 2–2:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{\text{тр}}$$

где $z_1 = H; z_2 = 0; \quad p_1 = p_2 = p_{\text{ат}};$

$V_1 = V_2 = 0$ – т.к. уровни воды в баках постоянные.

$h_{\text{тр}} = h_{\text{дл}} + h_{\text{м}}$ – суммарные потери напора при движении воды в трубе сифоне, определяемые по формулам Дарси и Вейсбаха:

$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}$ – потери напора по длине (формула Дарси-Вейсбаха);

$h_{\text{м}} = \sum \zeta \frac{V^2}{2g}$ – потери напора местные (формула Вейсбаха).

Тогда

$$h_{\text{тр}} = \left(\sum \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{V^2}{2g}$$

где $V = \frac{4Q}{\pi d^2}$ – средняя скорость движения воды в трубе сифона

В результате из уравнения Бернулли получим, что

$$H = h_{\text{тр}} = \left(\sum \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{V^2}{2g} \quad (1)$$

Далее **определим сумму коэффициентов местных сопротивлений**

$$\sum \zeta = \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{пов}} + \zeta_{\text{вых}}$$

Значение каждого коэффициента местного сопротивления найдем в справочной литературе, считая режим движения турбулентным

$$\zeta_{\text{вх}} = 0,5; \zeta_{\text{пов}} = 0,15; \zeta_{\text{вых}} = 1,0$$

В связи с тем, что число Рейнольдса рассчитать невозможно (нет расхода Q), **предполагаем, режим движения турбулентный, а труба сифона гидравлически шероховатая** (зона сопротивления квадратичная). Коэффициент гидравлического трения λ в этом случае можно определить по формуле Шифринсона:

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

где эквивалентная шероховатость для старых стальных труб $\Delta_{\text{ЭКВ}} = 0,2$ мм.

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{0,2}{100} \right)^{0,25} = 0,023$$

Из выражения (1) выражаем и находим **среднюю скорость движения воды** в трубе сифона

$$V = \sqrt{\frac{2gH}{\zeta_{\text{ВХ}} + \zeta_{\text{ПОВ}} + \zeta_{\text{ВЫХ}} + \lambda \frac{l}{d}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1}{0,5 + 0,15 + 1,0 + 0,023 \frac{20}{0,1}}} = 1,77 \text{ м/с}$$

Проверяем сделанное выше предположение о режиме движения, т.е. определяем число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{Vd}{\nu} = \frac{1,77 \cdot 0,1}{0,01 \cdot 10^{-4}} = 177000$$

Т.к. $\text{Re} = 177000 > \text{Re}_{\text{кр}} = 2300$ режим движения турбулентный, предпосылка верна.

Проверяем зону сопротивления рассчитав предварительно $\text{Re}^I = 20d/\Delta$, и $\text{Re}^{II} = 500d/\Delta$,

$$20 \frac{d}{\Delta_{\text{ЭКВ}}} = 20 \frac{10}{0,02} = 10000$$

$$500 \frac{d}{\Delta_{\text{ЭКВ}}} = 500 \frac{10}{0,02} = 250000$$

$$20 \frac{d}{\Delta_{\text{ЭКВ}}} = 10000 < \text{Re} = 177000 < 500 \frac{d}{\Delta_{\text{ЭКВ}}} = 250000$$

Следовательно, **второе предположение неверно**, т.е. труба сифона не вполне шероховатая и **коэффициент гидравлического трения уточним по формуле А.Д. Альтшуля**:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{177000} + \frac{0,2}{100} \right)^{0,25} = 0,024$$

Тогда

$$V = \sqrt{\frac{2gH}{\zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{пов}90^\circ} + \zeta_{\text{вых}} + \lambda \frac{l}{d}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1}{0,5 + 0,15 + 1,0 + 0,024 \frac{20}{0,1}}} = 1,74 \text{ м/с}$$

$$\text{Re} = \frac{Vd}{\nu} = \frac{1,74 \cdot 0,1}{0,01 \cdot 10^{-4}} = 174000$$

Очевидно, что в этом случае коэффициент гидравлического трения λ определен верно.

Расход, проходящий по сифону, будет равен:

$$Q = V \cdot \omega = V \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 1,74 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} = 0,0137 \text{ м}^3/\text{с}$$

Для определения величины наибольшего вакуума в сифоне уравнение Бернулли решается для сечений 1–1 и 3–3, плоскость сравнения 0'–0' совмещается с сечением 1–1 (см. рисунок 4.4):

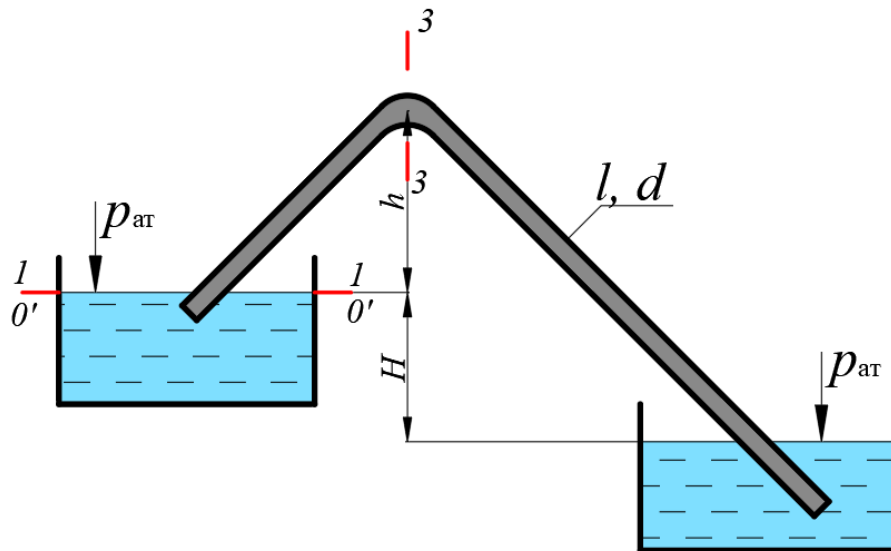


Рисунок 4.4

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_3 + \frac{p_3}{\rho g} + \frac{\alpha_3 V_3^2}{2g} + h_{\text{тр}}$$

где $z_1 = 0$; $z_3 = h$;
 $p_1 = p_{\text{ат}}$; $p_3 = p_{\text{абс}}$;
 $V_1 = 0$; $V_3 = V = 1,74 \text{ м/с}$;
 $h_{\text{тр}} = \left(\zeta_{\text{вх}} + \lambda \frac{l_1}{d} \right) \frac{V^2}{2g}.$

где $l_1 = 10$ м – длина трубы сифона между сечениями 1–1 и 3–3.

После преобразования этого уравнения получаем:

$$\frac{p_{\text{ат}}}{\rho g} = h + \frac{p_{\text{абс}}}{\rho g} + \left(1 + \zeta_{\text{вх}} + \lambda \frac{l_1}{d}\right) \frac{V^2}{2g}$$

$$\frac{p_{\text{ат}} - p_{\text{абс}}}{\rho g} = \frac{p_{\text{вак}}}{\rho g} = h_{\text{вак}} = h + \left(1 + \zeta_{\text{вх}} + \lambda \frac{l_1}{d}\right) \frac{V^2}{2g} = 3 + \left(1 + 0,5 + 0,024 \frac{10}{0,1}\right) \frac{1,74^2}{2 \cdot 9,81} = 3,6 \text{ м вод. ст.}$$

Величина вакуума в сифоне:

$$p_{\text{вак}} = \rho g h_{\text{вак}} = 1000 \cdot 9,81 \cdot 3,6 = 35316 \text{ Па}$$

Задача 4.3

Горизонтальная труба диаметром $d = 5$ см соединяет резервуары с водой, в которых поддерживаются постоянные уровни $H_1 = 4,5$ м, $H_2 = 2,5$ м (рисунок 4.5). Для регулирования расхода на трубопроводе установлен вентиль. Определить коэффициент сопротивления вентиля и потерю напора в нем, если расход воды $Q = 12,5$ л/с, а избыточное давление на поверхности воды в напорном баке $p_{\text{изб}} = 25$ кПа. Другими потерями напора пренебречь.

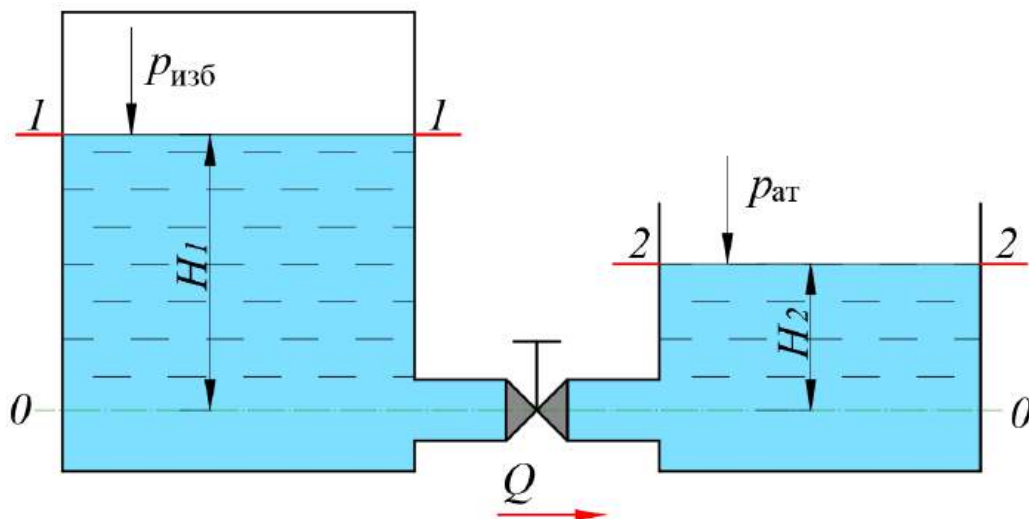


Рисунок 4.5

Решение

Составим уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2 относительно горизонтальной плоскости сравнения 0–0 (см. рисунок 4.5). Плоскость сравнения целесообразно совместить с осью трубопровода. Сечение 1–1 назначаем по уровню в напорном баке, а сечение 2–2 по уровню в сливном баке. Задачу решим, используя понятие абсолютного давления $p_{\text{абс}} = p_{\text{ат}} + p_{\text{изб}}$. Тогда

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{\text{тр}}$$

где $z_1 = H_1$; $z_2 = H_2$;
 $p_1 = p_{\text{ат}} + p_{\text{изб}}$; $p_2 = p_{\text{ат}}$;
 $V_1 = V_2 = 0$, т.к. в сечениях 1–1 и 2–2 они малы (поперечные сечения резервуаров значительно больше поперечного сечения трубопровода);
 $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ (для турбулентного режима движения);
 $h_{\text{тр}} = h_{\text{м}} = h_{\text{в}}$ – потери напора на вентиле.

После подстановки уравнение Бернулли примет вид:

$$H_1 + \frac{p_{\text{ат}} + p_{\text{изб}}}{\rho g} = H_2 + \frac{p_{\text{ат}}}{\rho g} + h_{\text{м}}$$

Тогда **потери напора в вентиле** будут равны:

$$h_{\text{в}} = H_1 - H_2 + \frac{p_{\text{изб}}}{\rho g}$$

После подстановки численных значений

$$h_{\text{в}} = 4,5 - 2,5 + \frac{25 \cdot 10^3}{1000 \cdot 9,81} = 4,55 \text{ м}$$

В то же время **потери напора в вентиле** можно определить по формуле Вейсбаха (формуле местных потерь):

$$h_{\text{в}} = \zeta_{\text{в}} \frac{V^2}{2g}$$

где $\zeta_{\text{в}}$ – коэффициент сопротивления вентиле;
 V – средняя по живому сечению скорость в трубопроводе.

Из уравнения расхода выразим значение **средней скорости**:

$$V = \frac{Q}{\omega} = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 12,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,05^2} = 6,4 \text{ м/с}$$

Далее из формулы Вейсбаха выразим **коэффициент сопротивления вентиле** и рассчитаем его величину:

$$\zeta_{\text{в}} = \frac{h_{\text{в}} \cdot 2g}{V^2} = \frac{4,55 \cdot 2 \cdot 9,81}{6,4^2} = 2,18$$

Задача 4.4

С помощью насоса по трубе диаметром $d = 50$ мм и длиной $l = 70$ м нефть подается в закрытый резервуар на высоту $H = 15$ м (рисунок 4.6). Считать $H = \text{const}$. Определить показания мановакуумметра ($p_{\text{МВ}}$), установленного на поверхности нефти в закрытом резервуаре, если показание манометра после насоса $p_{\text{ман}} = 1,3$ ат. Расход нефти $Q = 1,2$ л/с, плотность нефти $\rho_n = 900$ кг/м³, относительная вязкость по Энглеру $^\circ E = 4,0$. В системе установлен пробковый кран с углом закрытия $\alpha = 40^\circ$ и два колена с коэффициентом сопротивления $\zeta_{\text{кол}} = 0,8$.

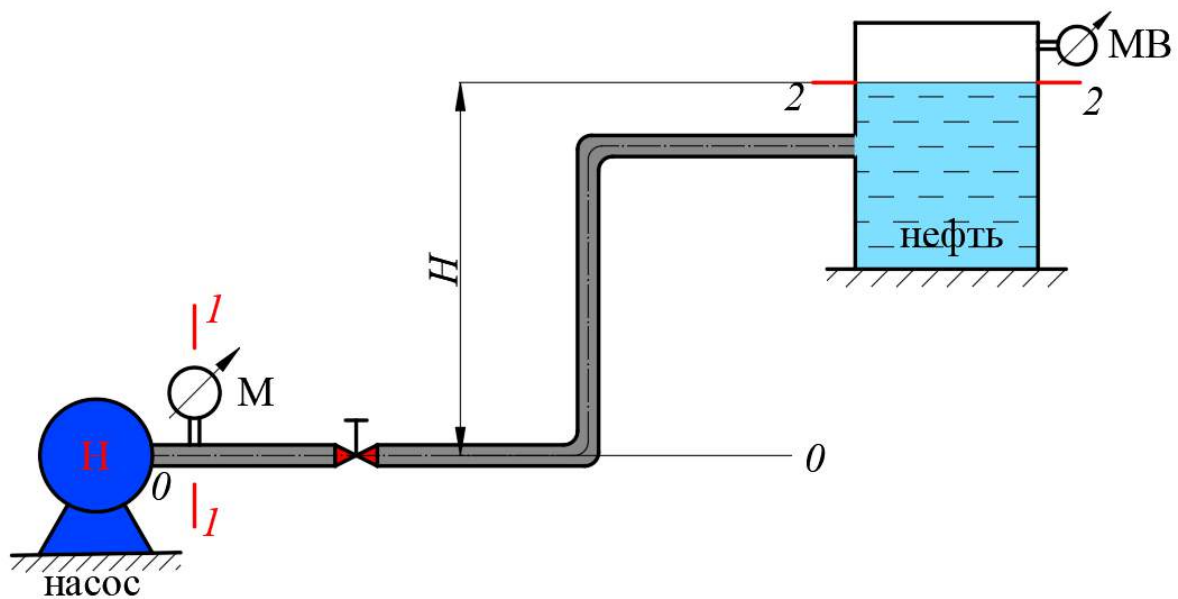


Рисунок 4.6

Решение

Мановакуумметр – это прибор, который может измерять, как манометрическое (избыточное) давление, так и вакуум. При решении задачи давление на поверхности нефти будем обозначать $p_{\text{МВ}}$. Если при решении задачи значение давления получится положительным, значит, мановакуумметр работает, как манометр; отрицательное значение давления означает, что мановакуумметр работает, как вакуумметр.

Для **определения показания мановакуумметра** воспользуемся уравнением Бернулли.

Запишем уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2 относительно плоскости сравнения 0–0 в абсолютных давлениях:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{\text{тр}}$$

где $z_1 = 0$;

$p_1 = p_{\text{ат}} + p_{\text{ман}}$;

$V_1 = V$;

$z_2 = H$;

$p_2 = p_{\text{ат}} + p_{\text{МВ}}$

$V_2 = 0$;

$h_{\text{тр}} = h_{\text{дл}} + h_{\text{м}}$ – общие потери напора в нефтепроводе.
Подставляем все параметры в уравнение Бернулли:

$$\frac{p_{\text{ат}}}{\rho g} + \frac{p_{\text{ман}}}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g} = H + \frac{p_{\text{ат}}}{\rho g} + \frac{p_{\text{мв}}}{\rho g} + h_{\text{тр}}$$

После сокращений и преобразования уравнения Бернулли получим:

$$\frac{p_{\text{мв}}}{\rho g} = \frac{p_{\text{ман}}}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g} - H - h_{\text{тр}}$$

Рассчитаем все слагаемые в уравнении:

$$\frac{p_{\text{ман}}}{\rho g} = \frac{1,3 \cdot 98100}{900 \cdot 9,81} = 14,44 \text{ м}$$

Скорость движения нефти в трубе рассчитаем через расход Q :

$$V = \frac{Q}{\omega} = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 1,2 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,05^2} = 0,61 \text{ м/с}$$

Рассчитаем **потери напора** в нефтепроводе:

$$h_{\text{тр}} = h_{\text{м}} + h_{\text{дл}} = \sum \zeta \frac{V^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} = \left(\sum \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{V^2}{2g}$$

где $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений.
Учитываем потери напора в двух коленах и в пробковом кране:

$$\sum \zeta = 2\zeta_{\text{кол}} + \zeta_{\text{кр}} + \zeta_{\text{вых}}$$

$\zeta_{\text{кр}} = 17,3$ при угле закрытия $\alpha = 40^\circ$;
 $\zeta_{\text{вых}} = 1$.

$$\sum \zeta = 2 \cdot 0,8 + 17,3 + 1 = 19,9$$

Для выбора расчетной формулы коэффициента гидравлического сопротивления λ **определим режим движения жидкости** по критерию Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{Vd}{\nu}$$

В формулу входит коэффициент кинематической вязкости ν . Для расчета этого коэффициента воспользуемся значением относительной вязкости в градусах Энглера по формуле Уббелюде:

$$\nu = \left(0,0731 \cdot {}^0E - \frac{0,0631}{{}^0E} \right) \cdot 10^{-4}$$

$$\nu = \left(0,0731 \cdot 4 - \frac{0,0631}{4} \right) \cdot 10^{-4} = 0,277 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$$

С учетом значения рассчитанной кинематической вязкости нефти число Рейнольдса будет равно:

$$\text{Re} = \frac{Vd}{\nu} = \frac{0,61 \cdot 0,05}{0,277 \cdot 10^{-4}} = 1101 < \text{Re}_{\text{кр}} = 2300$$

Так как число Re меньше критического значения, то **имеет место ламинарный режим движения нефти**. Значение коэффициента Кориолиса равно $\alpha_1 = \alpha_2 = 2$.

Для ламинарного режима коэффициент гидравлического сопротивления λ рассчитывается по формуле:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64}{1101} = 0,058$$

Потери напора в гидравлических сопротивлениях:

$$h_{\text{тр}} = \left(\sum \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{V^2}{2g} = \left(19,9 + 0,058 \frac{70}{0,05} \right) \frac{0,61^2}{2 \cdot 9,81} = 1,92 \text{ м}$$

Подставляем значения всех слагаемых в преобразованное уравнение Бернулли:

$$\frac{p_{\text{мв}}}{\rho g} = \frac{p_{\text{ман}}}{\rho g} + \frac{2V^2}{2g} - H - h_{\text{тр}} = 14,44 + \frac{2 \cdot 0,61^2}{2 \cdot 9,81} - 15 - 1,92 = -2,48 \text{ м}$$

В результате решения получили отрицательное значение давления на поверхности нефти, значит, мановакуумметр работает как вакуумметр. **Величина вакуумметрического давления** будет равно:

$$p_{\text{мв}} = p_{\text{вак}} = 2,48 \cdot \rho \cdot g = 2,48 \cdot 900 \cdot 9,81 = 21896 \text{ Па} \approx 22 \text{ кПа}$$

Задача 4.5

Определить высоту установки центробежного насоса ($h_{\text{нас}}$), который отсасывает воду из зумпфа больших размеров, если диаметр всасывающего трубопровода $d = 100$ мм, длина $l = 25$ м; вакуумметрическое давление на входе в насос $p_{\text{вак}} = 0,6$ ат (рисунок 4.7). Труба водопроводная несколько загрязненная имеет водозаборную сетку с обратным клапаном и одно колено с углом поворота $\alpha = 90^\circ$. Насос должен обеспечить постоянную подачу воды $Q = 9$ л/с.

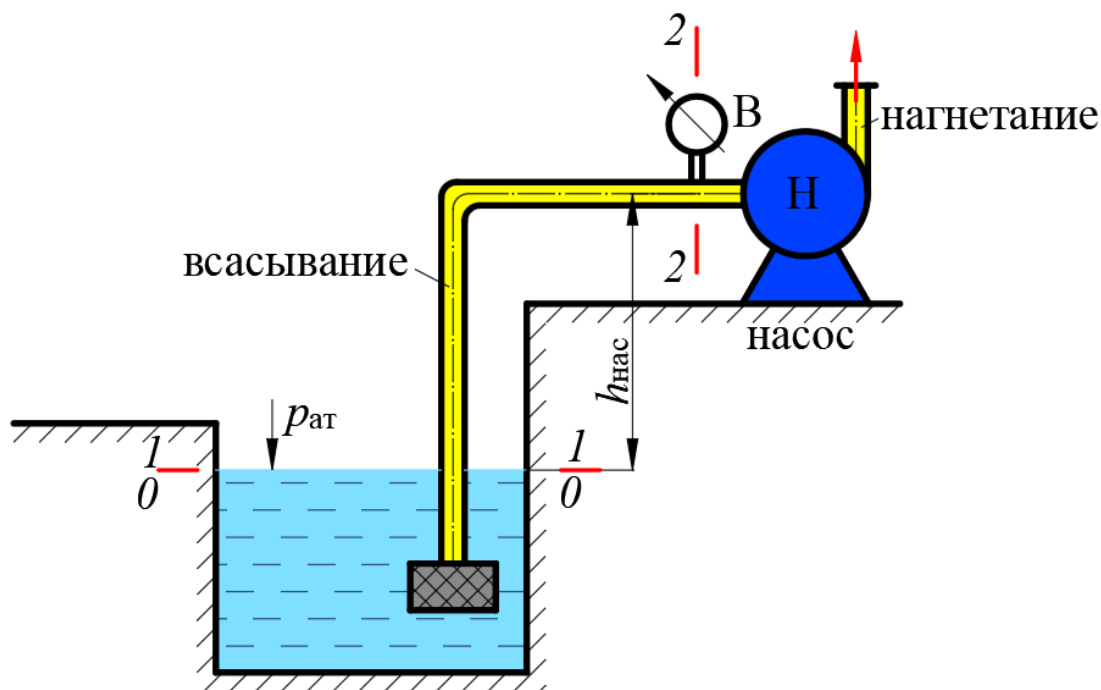


Рисунок 4.7

Решение

Для определения $h_{\text{нас}}$ воспользуемся уравнением Бернулли:

1. Выберем **два сечения**: **одно** по свободной поверхности в зумпфе, **другое** — на входе в насос, где установлен вакуумметр, причем нормально к направлению движения потока воды.
2. Сечения пронумеруем по направлению движения жидкости: **1–1** — по свободной поверхности воды в зумпфе, **2–2** — в месте установки вакуумметра.
3. **Плоскость сравнения 0–0** совместим с сечением 1–1.
4. В выбранных сечениях учтем абсолютное давление.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{\text{тр}}$$

где	$z_1 = 0;$	$p_1 = p_{\text{ат}};$	$V_1 = 0;$	$\alpha_1 = \alpha_2 = 1;$
	$z_2 = h_{\text{нас}};$	$p_2 = p_{\text{абс}};$	$V_2 = V_{\text{вс}};$	$h_{\text{тр}} = h_{\text{дл}} + h_{\text{м}}$

Подставляем все параметры в уравнение Бернулли:

$$\frac{p_{ат}}{\rho g} = H_{нас} + \frac{p_{абс}}{\rho g} + \frac{V_{вс}^2}{2g} + h_{тр}$$

После сокращений и преобразования уравнения Бернулли получим:

$$h_{нас} = \frac{p_{ат}}{\rho g} - \frac{p_{абс}}{\rho g} - \frac{V_{вс}^2}{2g} - h_{тр} = \frac{p_{вак}}{\rho g} - \frac{V_{вс}^2}{2g} - h_{тр}$$

Рассчитаем **скорость всасывания**:

$$V_{вс} = \frac{Q}{\omega} = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 9 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,1^2} = 1,15 \text{ м/с}$$

Определим **потери напора во всасывающей трубе насоса**:

$$h_{тр} = h_m + h_{дл} = \sum \zeta \frac{V^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} = \left(\sum \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{V^2}{2g}$$

где $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений, в поворотном колене и пробковом кране:

$$\sum \zeta = \zeta_{сетк} + \zeta_{кол}$$

$\zeta_{кол} = 1,1$ (для $d = 100$ мм);

$\zeta_{сетк} = 8$ (при наличии обратного клапана).

$$\sum \zeta = 8 + 1,1 = 9,1$$

Чтобы рассчитать потери напора по длине $h_{дл}$, необходимо выбрать расчетную формулу коэффициента гидравлического сопротивления (λ).

Для выбора расчетной формулы коэффициента гидравлического сопротивления λ **определим режим движения жидкости по критерию Рейнольдса**:

$$Re = \frac{Vd}{\nu} = \frac{1,15 \cdot 0,1}{0,01 \cdot 10^{-4}} = 115000$$

полученное значение чисел Рейнольдса выше критического $Re_{кр} = 2300$, следовательно, **режим движения воды – турбулентный**.

Сопоставляя число Рейнольдса с предельными $Re^I = 20d/\Delta_3$ и $Re^{II} = 500d/\Delta_3$, определяем область сопротивления при турбулентном режиме:

$$20 \frac{d}{\Delta_3} \leq Re < 500 \frac{d}{\Delta_3}$$

$$20 \frac{100}{0,15} \leq 115000 < 500 \frac{100}{0,15}$$

$$13\,333 \leq 115000 < 333\,333$$

Труба работает в переходной области гидравлического сопротивления – между гидравлически гладкими и абсолютно шероховатыми поверхностями. Коэффициент Дарси для нее можно определить по универсальной формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_3}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{68}{115000} + \frac{0,15}{100} \right)^{0,25} = 0,024$$

Общие потери напора во всасывающей трубе будут равны:

$$h_{тр} = \left(\sum \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{V^2}{2g} = \left(9,1 + 0,024 \frac{25}{0,1} \right) \frac{1,15^2}{2 \cdot 9,81} = 1,02 \text{ м}$$

Подставляя все данные в формулу для определения высоты установки насоса $h_{нас}$, получим:

$$h_{нас} = \frac{0,6 \cdot 98100}{1000 \cdot 9,81} - \frac{1,15^2}{2 \cdot 9,81} - 1,01 = 4,92 \text{ м}$$

Анализ проведенного решения показывает, что высота установки центробежного насоса зависит от величины вакуума на входе в насос. Обычно вакуум перед рабочим колесом насоса для его устойчивой работы без срыва вакуума, должен быть в пределах $h_{вак} \leq 4,0 \div 7,0 \text{ м. вод. ст.}$

Задача 4.6

Определить расход воды в трубе переменного сечения (рисунок 4.8), давление в сечении x–x (перед входом в трубу меньшего диаметра), если известны давления на поверхности воды в резервуарах $p_1 = p_{изб} = 2,6 \text{ ат}$ и $p_2 = p_{вак} = 0,6 \text{ ат}$, коэффициенты Дарси $\lambda = 0,025$ и геометрические характеристики: $H_1 = 3 \text{ м}$, $H_2 = 2 \text{ м}$, $d_1 = d_2 = 3000 \text{ мм}$, $d_3 = 100 \text{ мм}$, $d_4 = 50 \text{ мм}$, $l_3 = 100 \text{ м}$, $l_4 = 50 \text{ м}$, $\alpha = 10^\circ$.

Построить пьезометрическую линию и линию полного напора.

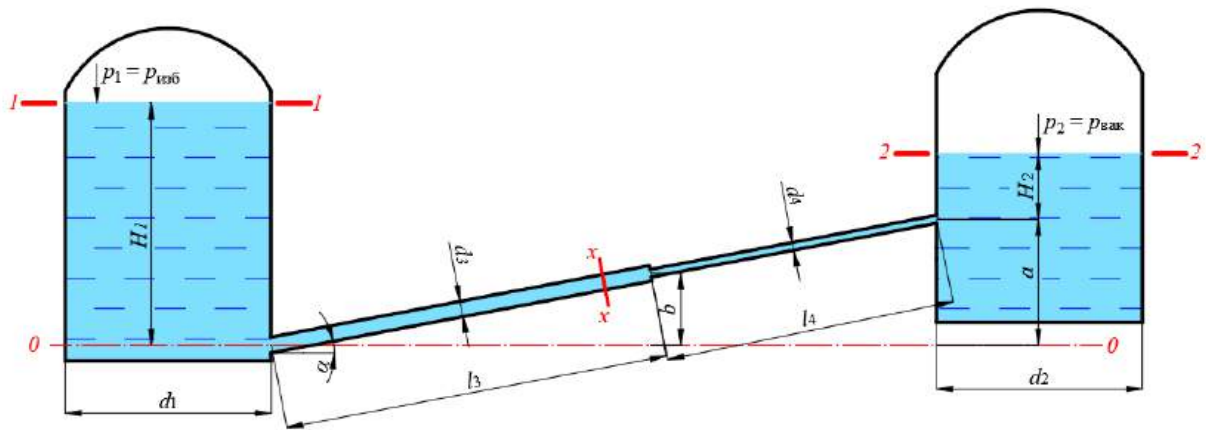


Рисунок 4.8

*Решение***1. Определение расхода воды в трубе**

Для решения задачи необходимо установить направление движения жидкости (из резервуара *A* в резервуар *B* или наоборот). Для этого определим потенциальные энергии (высота и давление) в сечениях 1–1 и 2–2, взятым по свободной поверхности воды в резервуарах:

$$\text{В сечении 1–1: } \Pi_1 = H_1 + \frac{p_1^{\text{изб}}}{\rho g} = 3 + \frac{2,6 \cdot 98100}{1000 \cdot 9,81} = 29 \text{ м}$$

$$\text{В сечении 2–2: } \Pi_2 = H_2 + a = H_2 + (l_3 + l_4) \sin \alpha - \frac{p_1^{\text{вак}}}{\rho g} = 2 + (100 + 50) \sin 10 - \frac{0,6 \cdot 98100}{1000 \cdot 9,81} = 22 \text{ м}$$

Так как потенциальная энергия в сечении 1–1 больше, то это означает, что жидкость будет перетекать из левого резервуара в правый в сечение 2–2.

Составим уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2 относительно плоскости 0–0:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{\text{тр}}$$

$$\text{где } z_1 = H_1; \quad z_2 = H_2 + a = H_2 + (l_3 + l_4) \sin \alpha$$

$$p_1 = p_{\text{изб}} \quad p_2 = -p_{\text{вак}};$$

$$V_1 = V_2 = 0 \text{ — т.к. уровень в баке постоянный, не меняется.}$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 1;$$

$$h_{\text{тр}} = h_{\text{м}} + h_{\text{дл}} \text{ — суммарные потери напора}$$

$$h_{\text{м}} \text{ — местные потери напора, } h_{\text{м}} = h_{\text{вх}} + h_{\text{р.с}} + h_{\text{вых}}.$$

$$h_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}} \frac{V_3^2}{2g} \text{ — потери на входе в трубу.}$$

$$\zeta_{\text{вх}} = 0,5 \text{ — коэффициент сопротивления входа в трубу [1].}$$

$h_{p.c} = \zeta_{p.c} \frac{V_4^2}{2g}$ – потери на внезапном расширении трубы.

$\zeta_{p.c} = 0,5 \left(1 - \frac{d_4^2}{d_3^2}\right) = 0,5 \left(1 - \frac{50^2}{100^2}\right) = 0,375$ – коэффициент сопротивления при сужении трубы.

$h_{вых} = \zeta_{вых} \frac{V_4^2}{2g}$ – потери на выходе из трубы.

$\zeta_{вых} = 1,0$ – коэффициент сопротивления выхода из трубы [1].

$h_{дл} = h_{дл3} + h_{дл4}$ – потери напора по длине

$h_{дл3} = \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} \frac{V_3^2}{2g}$ – потери по длине на участке диаметром d_3 .

$h_{дл4} = \lambda_4 \frac{l_4}{d_4} \frac{V_4^2}{2g}$ – потери по длине на участке диаметром d_4 .

Подставим все в уравнение Бернулли:

$$H_1 + \frac{p_{изб}}{\rho g} = H_2 + (l_3 + l_4) \sin \alpha + \zeta_{вх} \frac{V_3^2}{2g} + \zeta_{p.c} \frac{V_4^2}{2g} + \zeta_{вых} \frac{V_4^2}{2g} + \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} \frac{V_3^2}{2g} + \lambda_4 \frac{l_4}{d_4} \frac{V_4^2}{2g}$$

$$H_1 + \frac{p_{изб}}{\rho g} - H_2 - (l_3 + l_4) \sin \alpha = \left(\zeta_{вх} + \lambda_3 \frac{l_3}{d_3}\right) \frac{V_3^2}{2g} + \left(\zeta_{p.c} + \zeta_{вых} + \lambda_4 \frac{l_4}{d_4}\right) \frac{V_4^2}{2g}$$

Скорость выразим через расход и площадь живого сечения:

$$V_3 = \frac{4Q}{\pi d_3^2} \quad V_4 = \frac{4Q}{\pi d_4^2}.$$

$$H_1 + \frac{p_{изб}}{\rho g} - H_2 - (l_3 + l_4) \sin \alpha = \left(\zeta_{вх} + \lambda_3 \frac{l_3}{d_3}\right) \frac{8Q^2}{\pi^2 d_3^4 g} + \left(\zeta_{p.c} + \zeta_{вых} + \lambda_4 \frac{l_4}{d_4}\right) \frac{8Q^2}{\pi^2 d_4^4 g}$$

Подставляем заданные величины:

$$\begin{aligned} 3 + \frac{2,6 \cdot 98100}{1000 \cdot 9,81} - 2 + (100 + 50) \sin 10 - \frac{0,6 \cdot 98100}{1000 \cdot 9,81} = \\ = \left(0,5 + 0,025 \frac{100}{0,1}\right) \frac{8Q^2}{3,14^2 \cdot 0,1^4 \cdot 9,81} + \\ + \left(0,375 + 1 + 0,025 \frac{50}{0,05}\right) \frac{8Q^2}{3,14^2 \cdot 0,05^4 \cdot 9,81} \end{aligned}$$

Преобразуем уравнение:

$$29 - 22 = 25,5 \cdot 827,1Q^2 + 26,375 \cdot 13233,7Q^2$$

$$7 = 21091,05Q^2 + 349038,84Q^2$$

$$7 = 370129,89Q^2$$

$$Q = 0,0043 \text{ м}^3/\text{с} = 4,3 \text{ л/с}$$

2 Определение давления в заданном сечении

Давление p_x в сечении $x-x$ определим с помощью уравнения Бернулли, составив его для сечения 1-1 по поверхности воды в левом резервуаре и $x-x$:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_x + \frac{p_x}{\rho g} + \frac{\alpha_x V_x^2}{2g} + h_{\text{тр}1-x}$$

где $z_1 = H_1$; $p_1 = p_{\text{изб}}$; $V_1 = 0$;

$z_x = l_3 \sin \alpha$ – координата центра тяжести сечения $x-x$ относительно плоскости сравнения 0-0.

$V_x = V_3$; $h_{\text{тр}} = h_{\text{дл}3} + h_{\text{вх}}$;

$h_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}} \frac{V_3^2}{2g}$ – потери на входе в трубу.

$\zeta_{\text{вх}} = 0,5$ – коэффициент сопротивления входа в трубу [1].

$h_{\text{дл}3} = \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} \frac{V_3^2}{2g}$ – потери по длине на участке диаметром d_3 .

$$H_1 + \frac{p_{\text{изб}}}{\rho g} = l_3 \sin \alpha + \frac{p_x}{\rho g} + \frac{\alpha_x V_3^2}{2g} + \zeta_{\text{вх}} \frac{V_3^2}{2g} + \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} \frac{V_3^2}{2g}$$

$$\frac{p_x}{\rho g} = H_1 + \frac{p_{\text{изб}}}{\rho g} - l_3 \sin \alpha - \frac{\alpha_x V_3^2}{2g} - \zeta_{\text{вх}} \frac{V_3^2}{2g} - \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} \frac{V_3^2}{2g}$$

$$\frac{p_x}{\rho g} = H_1 + \frac{p_{\text{изб}}}{\rho g} - l_3 \sin \alpha - \frac{V_3^2}{2g} \left(\alpha_x + \zeta_{\text{вх}} + \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} \right)$$

Найдем скорость в сечении $x-x$:

$$V_3 = \frac{4Q}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 0,0043}{3,14 \cdot 0,1^2} = 0,55 \text{ м/с}$$

$$\frac{p_x}{\rho g} = H_1 + \frac{p_{\text{изб}}}{\rho g} - l_3 \sin \alpha - \frac{V_3^2}{2g} \left(\alpha_x + \zeta_{\text{вх}} + \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} \right)$$

$$\frac{p_x}{\rho g} = 3 + \frac{2,6 \cdot 98100}{1000 \cdot 9,81} - 100 \cdot \sin 10 - \frac{0,55^2}{2 \cdot 9,81} \left(1 + 0,5 + 0,025 \frac{100}{0,1} \right) = 11,23 \text{ м}$$

$$p_x = 11,23 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 110166 \text{ Па}$$

Получаем избыточное давление в сечение x-x: $p_x = 110,2 \text{ кПа}$.

3. Построение пьезометрической линии и линии полной удельной энергии (напорной)

Для построения пьезометрической линии (линии удельной потенциальной энергии) вычислим скоростные напоры.

Для этого рассчитаем **скорости на соответствующих участках**:

$$V_3 = \frac{4Q}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 0,0043}{3,14 \cdot 0,1^2} = 0,55 \text{ м/с}$$

$$V_4 = \frac{4Q}{\pi d_4^2} = \frac{4 \cdot 0,0043}{3,14 \cdot 0,05^2} = 2,19 \text{ м/с}$$

Скоростной напор на участке диаметром d_3 длиной l_3 :

$$\frac{V_3^2}{2g} = \frac{0,55^2}{2 \cdot 9,81} = 0,015 \text{ м}$$

Скоростной напор на участке диаметром d_4 длиной l_4 :

$$\frac{V_4^2}{2g} = \frac{2,19^2}{2 \cdot 9,81} = 0,244 \text{ м}$$

Для построения линии полной удельной энергии (напорной) вычислим **потери напора**:

1. потери на вход:

$$h_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}} \frac{V_3^2}{2g} = 0,5 \cdot 0,015 = 0,0075 \text{ м}$$

2. потери на резком сужении:

$$h_{\text{р.с}} = \zeta_{\text{р.с}} \frac{V_4^2}{2g} = 0,375 \cdot 0,244 = 0,0915 \text{ м}$$

3. потери на выходе:

$$h_{\text{вых}} = \zeta_{\text{вых}} \frac{V_4^2}{2g} = 1 \cdot 0,224 = 0,244 \text{ м}$$

4. потери по длине l_3 :

$$h_{\text{дл3}} = \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} \frac{V_3^2}{2g} = 0,025 \cdot \frac{100}{0,1} \cdot 0,015 = 0,375 \text{ м}$$

5. потери по длине l_4 :

$$h_{\text{дл4}} = \lambda_4 \frac{l_4}{d_4} \frac{V_4^2}{2g} = 0,025 \cdot \frac{50}{0,05} \cdot 0,244 = 6,1 \text{ м}$$

Суммарные потери энергии:

$$\begin{aligned} \sum h_{\text{тр}} &= h_{\text{вх}} + h_{\text{р.с}} + h_{\text{вых}} + h_{\text{дл3}} + h_{\text{дл4}} = \\ &= 0,0075 + 0,0915 + 0,244 + 0,375 + 6,1 = 6,818 \text{ м} \end{aligned}$$

Откладываем от плоскости сравнения $0-0$ значение гидродинамического напора для первого сечения, равное в данном случае пьезометрическому (рисунок 4.9):

$$H_1 + \frac{p_1^{\text{изб}}}{\rho g} = 29 \text{ м}$$

Дальше определяем ординаты линии энергии, вычитая из этой величины потери энергии до соответствующего сечения.

Для построения пьезометрической линии достаточно вычесть из ординат линии энергии скоростные напоры, соответствующие живым сечениям.

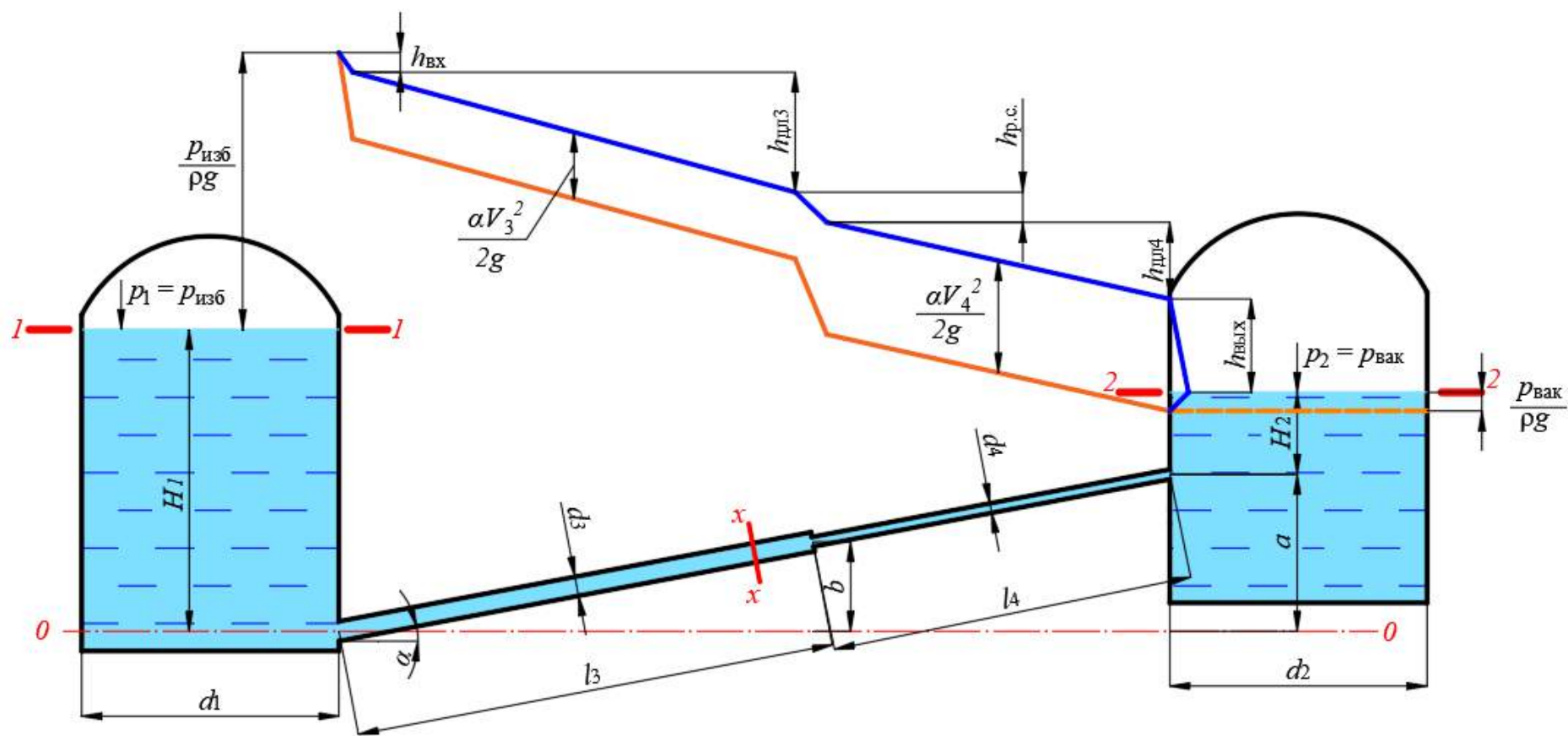


Рисунок 4.9

Практическое занятие №5. *Истечение жидкости через отверстия и насадки*

Задача 5.1

Через цилиндрический насадок, расположенный в стенке, вытекает вода в количестве $Q = 5,6$ л/с (рисунок 5.1). Диаметр насадка $d = 3,8$ см, длина $l = 15$ см. Определить напор H над центром насадка, скорость V_c и давление p_c в насадке (в сжатом сечении).

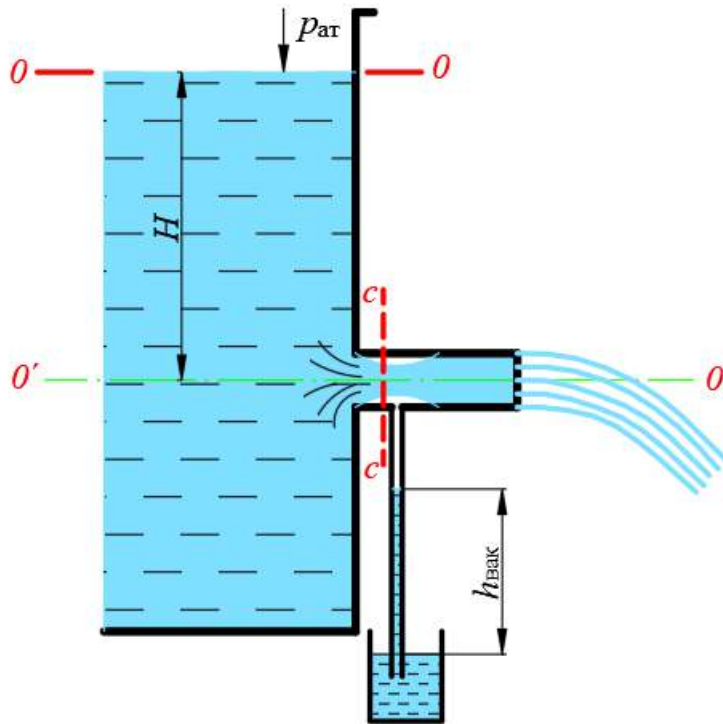


Рисунок 5.1

Решение

Проверим основное условие насадка, длина которого должна быть $l_n = (3 \dots 4)d$.

Так как длина насадка $l = 15$ см составляет примерно $4d$, то в гидравлических расчетах, можно принять справочное значение коэффициента расхода внешнего цилиндрического насадка $\mu = 0,82$.

При $d = 3,8$ см **площадь поперечного сечения** насадка равна

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,038^2}{4} = 0,00113 \text{ м}^2$$

Напор над центром насадка определим из **основной расчетной формулы отверстий и насадков**:

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH}$$

$$H = \frac{Q^2}{\mu^2 \cdot \omega^2 \cdot 2 \cdot g} = \frac{(5,6 \cdot 10^{-3})^2}{0,82^2 \cdot 0,00113^2 \cdot 2 \cdot 9,81} = 1,86 \text{ м}$$

Скорость в выходном сечении насадка:

$$V = \frac{Q}{\omega} = \frac{5,6 \cdot 10^{-3}}{0,00113} = 4,96 \text{ м/с}$$

Из условия неразрывности $\omega_c V_c = \omega V$ определим скорость в сжатом сечении, полагая $\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega} = 0,64$ (коэффициент сжатия струи на выходе из резервуара, см. справочную литературу):

$$V_c = V \frac{\omega}{\omega_c} = \frac{V}{\varepsilon} = \frac{4,96}{0,64} = 7,75 \text{ м/с}$$

Для **определения давления p_c** составим уравнение Бернулли для двух сечений 0–0 и С–С при плоскости сравнения, проходящей через ось насадка 0'–0':

$$z_0 + \frac{p_0}{\rho g} + \frac{\alpha_0 V_0^2}{2g} = z_c + \frac{p_c}{\rho g} + \frac{\alpha_c V_c^2}{2g} + h_{\text{тр}}$$

$$z_0 = H; \quad p_0 = p_{\text{ат}}; \quad z_c = 0; \\ V_0 = 0 \text{ (т.к. уровень поддерживается постоянным)}$$

$$H + \frac{p_{\text{ат}}}{\rho g} = \frac{p_c}{\rho g} + \frac{\alpha_c V_c^2}{2g} + h_{\text{тр}}$$

Так как между сечениями потери только на сопротивление тонкой стенки, то

$$h_{\text{м}} = \zeta_{\text{т.с.}} \frac{V_c^2}{2g}$$

Подставим все параметры в уравнение Бернулли в результате получим:

$$\frac{p_c}{\rho g} = H + \frac{p_{\text{ат}}}{\rho g} - \frac{V_c^2}{2g} (\alpha_c + \zeta_{\text{т.с.}})$$

где $\alpha_c = 1$ – коэффициент Кориолиса в сжатом сечении для турбулентного режима движения;

$\zeta_{\text{т.с.}}$ – коэффициент сопротивления отверстия в тонкой стенке (см. справочную литературу), $\zeta_{\text{т.с.}} = 0,06$.

Подставляя численные значения всех параметров уравнения, получаем пьезометрическую высоту абсолютного давления в сжатом сечении:

$$h = \frac{p_c}{\rho g} = 1,86 + \frac{10^5}{1000 \cdot 9,81} - \frac{7,75^2}{2 \cdot 9,81} (1 + 0,06) = 8,99 \text{ м}$$

Тогда **абсолютное давление в сжатом сечении** будет равно:

$$p_c = \rho g h = 1000 \cdot 9,81 \cdot 8,99 = 88192 \text{ Па} = 88,2 \text{ кПа} < p_{\text{ат}} = 100 \text{ кПа}$$

То есть в сжатом сечении образуется **вакуумметрическое давление**, величина которого равно:

$$p_{\text{вак}} = p_{\text{ат}} - p_c = 10^5 - 88192 = 11808 \text{ Па}$$

Высоту вакуума, выраженную в метрах водяного столба, выразим из основного уравнения гидростатики:

$$h_{\text{вак}} = \frac{p_{\text{вак}}}{\rho g} = \frac{11808}{1000 \cdot 9,81} = 1,2 \text{ м}$$

Задача 5.2

Вода вытекает из закрытого резервуара в атмосферу через отверстие диаметром $d = 20$ см (рисунок 5.2). Глубина погружения центра отверстия $h = 0,45$ м, избыточное давление на поверхности жидкости $p_{\text{изб}} = 8,3$ кПа. Определить расход жидкости, а также необходимое избыточное давление для пропуска того же расхода, если к отверстию присоединить цилиндрический внешний насадок длиной $l = 0,1$ м (рисунок 5.4).

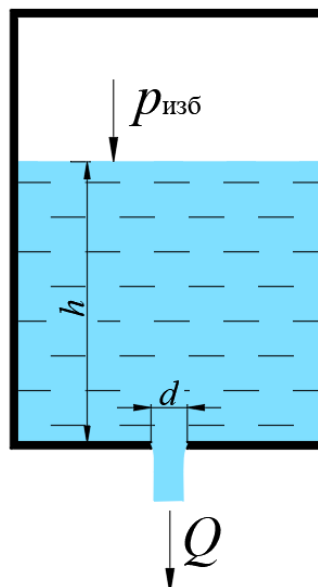


Рисунок 5.2

Решение

Расход при истечении жидкости через отверстие определяется по формуле:

$$Q = \mu_{\text{отв}} \omega_{\text{отв}} \sqrt{2gH}$$

где $\mu_{\text{отв}} = 0,62$ – справочное значение коэффициента расхода для круглого отверстия;

$\omega_{\text{отв}}$ – площадь отверстия

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,02^2}{4} = 0,000314 \text{ м}^2$$

H – напор над центром тяжести отверстия с учетом избыточного давления (см. рисунок 5.3)

$$H = h + \frac{p_{\text{изб}}}{\rho g} = 0,45 + \frac{8,3 \cdot 10^3}{1000 \cdot 9,81} = 1,3 \text{ м}$$

$$Q = 0,62 \cdot 0,000314 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,3} = 0,00098 \text{ м}^3/\text{с}$$

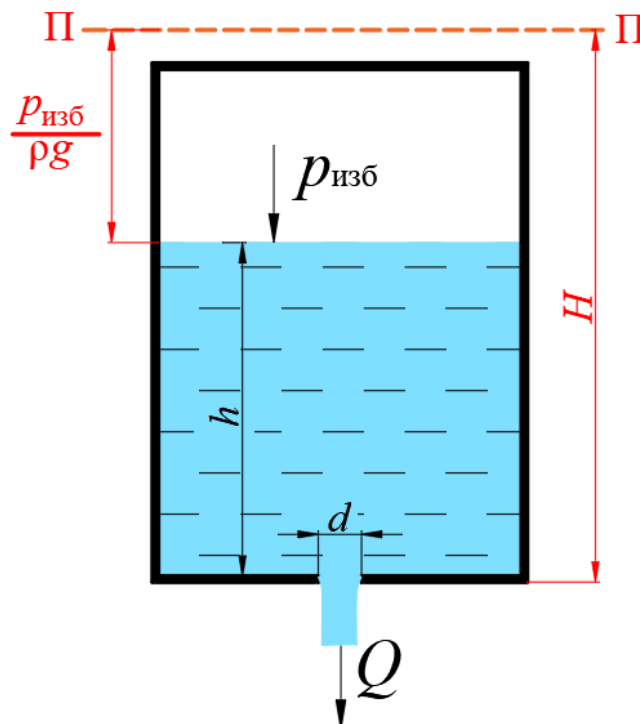


Рисунок 5.3

Если к отверстию в дне резервуара **присоединить цилиндрический внешний насадок** того же диаметра (рисунок 5.4), то формула расхода примет вид

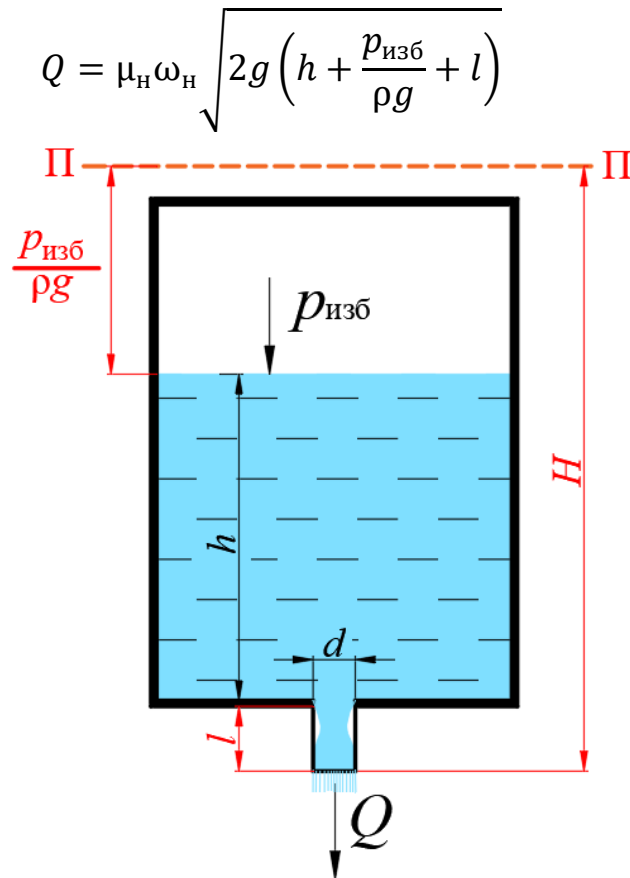


Рисунок 5.4

тогда

$$p_{изб} = \left(\frac{Q^2}{2g\mu_H^2\omega_H^2} - h - l \right) \rho g$$

где $\mu_H = 0,82$ – справочное значение коэффициента расхода для цилиндрического насадка;

ω_H – площадь цилиндрического насадка, равная площади отверстия;

l – длина насадка

$$p_{изб} = \left(\frac{(0,98 \cdot 10^{-3})^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,82^2 \cdot (3,14 \cdot 10^{-4})^2} - 0,45 - 0,1 \right) 1000 \cdot 9,81 = 1864 \text{ Па}$$

Задача 5.3

Открытый призматический резервуар с вертикальными стенками опоражняется через отверстие диаметром $d = 2,5$ см (рисунок 5.5). Площадь поперечного сечения резервуара $\Omega = 1,2$ м². Через 5 мин напор составил $H_2 = 0,7$ м. Определить расход и дальность полета струи в начальный момент времени, если отверстие расположено на высоте $h = 0,45$ м от пола.

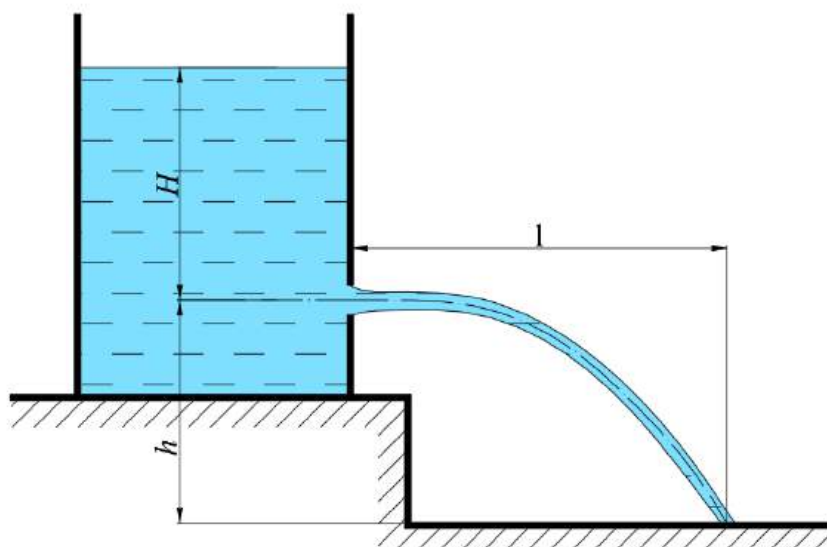


Рисунок 5.5

Решение

Расход в начальный момент времени определяется по формуле:

$$Q = \mu_{\text{отв}} \omega_{\text{отв}} \sqrt{2gH_1}$$

где $\mu_{\text{отв}} = 0,62$ – справочное значение коэффициента расхода для круглого отверстия;

$\omega_{\text{отв}}$ – площадь отверстия

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,025^2}{4} = 0,00049 \text{ м}^2$$

H_1 – напор в начальный момент времени над центром тяжести отверстия.

Время частичного опорожнения призматического резервуара с постоянной площадью поперечного сечения Ω определяется по формуле

$$t = \frac{2\Omega}{\mu_{\text{отв}} \omega_{\text{отв}} \sqrt{2g}} (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2})$$

из которой выразим **уровень жидкости в начальный момент времени**

$$H_1 = \left(\frac{t_{\text{ч}} \mu_{\text{отв}} \omega_{\text{отв}} \sqrt{2g}}{2\Omega} + \sqrt{H_2} \right)^2$$

где $t_{\text{ч}} = 5 \cdot 60 = 300 \text{ с}$ – время частичного опорожнения резервуара.

После подстановки численных значений в основных единицах системы СИ имеем

$$H_1 = \left(\frac{300 \cdot 0,62 \cdot 4,91 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81}}{2 \cdot 1,2} + \sqrt{0,7} \right)^2 = 1,01 \text{ м}$$

Рассчитываем **расход**

$$Q = 0,62 \cdot 4,91 \cdot 10^{-4} \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,01} = 0,00136 \text{ м}^3/\text{с} = 1,36 \text{ л/с}$$

Дальность полета струи определяем по формуле

$$l = 2\varphi_{\text{отв}}\sqrt{Hz}$$

где $\varphi_{\text{отв}}$ – справочное значение коэффициента скорости, при истечении жидкости через отверстие, $\varphi_{\text{отв}} = 0,97$;

$z = h = 0,45 \text{ м}$ – вертикальное координата местоположения центра тяжести (оси) отверстия.

Получаем

$$l = 2\varphi_{\text{отв}}\sqrt{Hz} = 2 \cdot 0,97 \sqrt{1,01 \cdot 0,45} = 1,31 \text{ м}$$

Задача 5.4

Вода из верхней секции замкнутого бака вытекает в нижнюю через отверстие $d_1 = 30 \text{ мм}$, а затем через цилиндрический насадок $d_2 = 20 \text{ мм}$ вытекает в атмосферу (рисунок 5.6). Определить расход через насадок, если при установившемся движении показание манометра $p_{\text{ман}} = 0,05 \text{ МПа}$, а уровни в водомерных стеклах $h_1 = 2 \text{ м}$ и $h_2 = 3 \text{ м}$. Найти при этом давление p_x над уровнем воды в нижней секции бака.

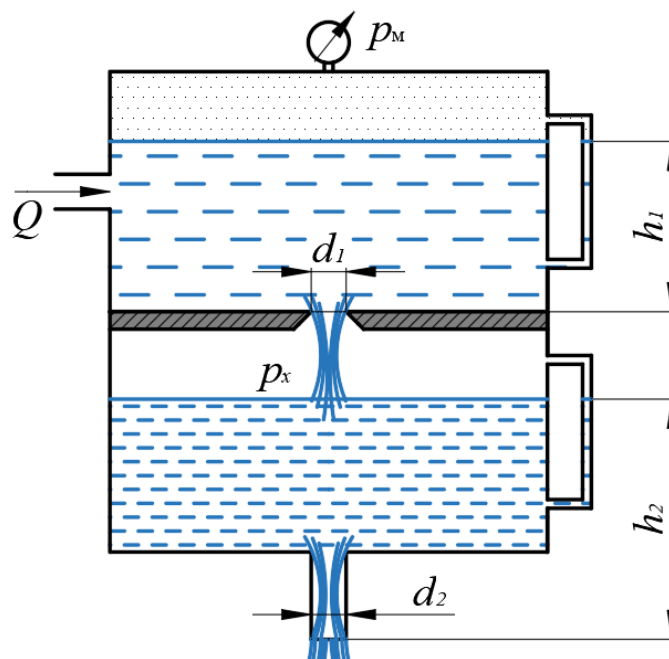


Рисунок 5.6

Решение

Определим **расход воды через отверстие и насадок** по формуле:

а) для отверстия

$$Q_{от} = \mu_{от} \omega_{от} \sqrt{2gH}$$

где $H = h_1 + \frac{p_{ман}}{\rho g} - \frac{p_x}{\rho g}$

$$Q_{от} = \mu_{от} \omega_{от} \sqrt{2g \left(h_1 + \frac{p_{ман}}{\rho g} - \frac{p_x}{\rho g} \right)}$$

б) для насадка

$$Q_{н} = \mu_{н} \omega_{н} \sqrt{2gH}$$

где $H = h_2 + \frac{p_x}{\rho g}$

$$Q_{н} = \mu_{н} \omega_{н} \sqrt{2g \left(h_2 + \frac{p_x}{\rho g} \right)}$$

Расход отверстия равен расходу насадка при установившемся режиме истечения:

$$\mu_{от} \cdot \omega_{от} \sqrt{2g \left(h_1 + \frac{p_{ман}}{\rho g} - \frac{p_x}{\rho g} \right)} = \mu_{н} \cdot \omega_{н} \sqrt{2g \left(h_2 + \frac{p_x}{\rho g} \right)}$$

Отсюда выразим величину p_x

$$\mu_{от}^2 \cdot \omega_{от}^2 \left(h_1 + \frac{p_{ман}}{\rho g} - \frac{p_x}{\rho g} \right) = \mu_{н}^2 \cdot \omega_{н}^2 \left(h_2 + \frac{p_x}{\rho g} \right)$$

$$\mu_{от}^2 \cdot \omega_{от}^2 \left(h_1 + \frac{p_{ман}}{\rho g} \right) - \mu_{н}^2 \cdot \omega_{н}^2 \cdot h_2 = \frac{p_x}{\rho g} (\mu_{от}^2 \cdot \omega_{от}^2 + \mu_{н}^2 \cdot \omega_{н}^2)$$

$$p_x = \rho g \frac{\mu_{от}^2 \cdot \omega_{от}^2 \left(h_1 + \frac{p_{ман}}{\rho g} \right) - \mu_{н}^2 \cdot \omega_{н}^2 \cdot h_2}{\mu_{от}^2 \cdot \omega_{от}^2 + \mu_{н}^2 \cdot \omega_{н}^2}$$

Считая режим движения турбулентным и $Re > 10^5$, принимаем $\mu_{от} = 0,62$ и $\mu_{н} = 0,82$.

Тогда **давление p_x** будет равно

$$p_x = 1000 \cdot 9,81 \frac{0,62^2 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4}\right) \left(2 + \frac{0,05 \cdot 10^6}{1000 \cdot 9,81}\right) - 0,82^2 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 0,02^2}{4}\right) \cdot 3}{0,62^2 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4}\right) + 0,82^2 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 0,02^2}{4}\right)}$$

$$= 43000 \text{ Па} = 0,043 \text{ МПа}$$

а расход через отверстие и насадок

$$Q_H = 0,82 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,02^2}{4} \sqrt{2 \cdot 9,81 \left(3 + \frac{43000}{1000 \cdot 9,81}\right)} = 0,0031 \text{ м}^3/\text{с} = 3,1 \text{ л/с}$$

Задача 5.5

Определить расход воды, проходящей через цилиндрический насадок длиной $l = 400$ мм, диаметром $d = 100$ мм под напором $H = 4$ м и избыточном давлении на свободной поверхности в резервуаре $p_{изб} = 1,2$ ат (рисунок 5.7).

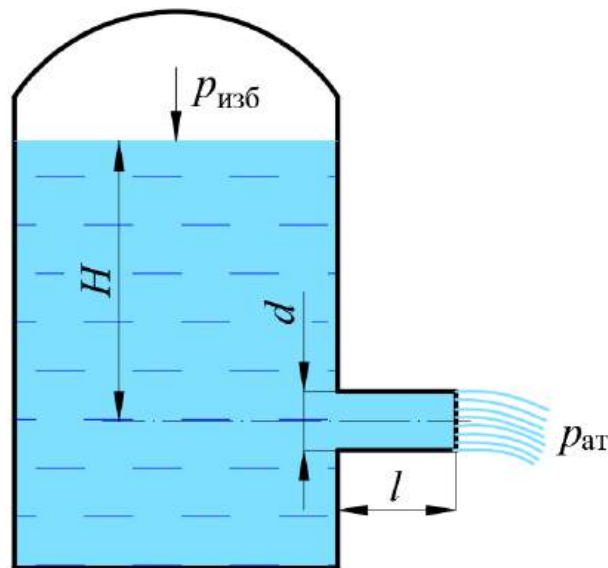


Рисунок 5.7

Решение

Насадки и малые отверстия в тонкой стенке рассчитываются по формуле

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH_0}$$

где μ – коэффициент расхода;

ω – площадь выходного отверстия;

H_0 – полный напор перед отверстием или насадком относительно центра тяжести из выходного сечения.

Коэффициент расхода круглого малого отверстия в тонкой стенке обычно принимают равным 0,62, а цилиндрического насадка при нормальных условиях – 0,82. Условия нормальной работы цилиндрического насадка следующие:

1. Обеспечение зарядки насадка во время пуска, т.е. изоляция зоны сжатия от доступа воздуха через выходное сечение.
2. Относительная длина насадка должна быть в пределах $3,5 \div 4 \leq \frac{l}{d} \leq 6 \div 7$. Нижний предел связан с длиной зоны сжатия, верхний – с влиянием сопротивлений по длине за зоной сжатия.
3. Вакуум в зоне сжатия не должен превышать предельного, что требует ограничения напора:

$$H_0 < H_{\text{пр}} \cong 10 \div 12 \text{ м вод. ст.}$$

Нарушение каждого из перечисленных условий приводит к работе насадка в режиме отверстия с $\mu = 0,62$.

В заданном примере удовлетворяется второе условие $\frac{l}{d} = \frac{400}{100} = 4$, но нарушено третье.

Действительно, гидродинамический напор H_2 , равный в данном случае пьезометрическому, складывается из двух величин:

$$H_2 = H_1 + \frac{p_{\text{изб}}}{\rho g} = 4 + \frac{1,2 \cdot 98100}{1000 \cdot 9,81} = 16 \text{ м,}$$

что больше $H_{\text{пр}} = 10 \text{ м}$.

Поэтому насадок будет работать не полным выходным сечением, а как малое отверстие в тонкой стенке с коэффициентом расхода $\mu = 0,62$:

$$Q = 0,62 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 16} = 0,0862 \text{ м}^3/\text{с} = 86,2 \text{ л/с}$$

2.2 Лабораторный практикум

СОДЕРЖАНИЕ

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТИ	3
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2. ИЗУЧЕНИЕ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ	10
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3. ПОСТРОЕНИЕ ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКОЙ И НАПОРНОЙ ЛИНИЙ ДЛЯ ТРУБОПРОВОДА ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ	16
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ ПОТЕРЬ	23
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДЕ ..	28
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА ТРУБЫ ВЕНТУРИ.....	37
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №7. ИССЛЕДОВАНИЕ ИСТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ МАЛЫЕ ОТВЕРСТИЯ В ТОНКОЙ СТЕНКЕ И ЧЕРЕЗ НАСАДКИ.....	43
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №8. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА	51

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТИ

Цель работы: Определение вязкости жидкости вискозиметром Энглера.

Общие сведения

Вязкостью называется свойство жидкости оказывать сопротивление относительному движению (сдвигу) ее частиц. Вязкость жидкости обуславливает наличие сил внутреннего трения, возникающих при движении жидкости. В результате внутреннего трения происходит переход части кинетической энергии потока в тепловую. Вязкость – это мера внутреннего трения в жидкости.

Чтобы выяснить сущность трения при течении жидкости, рассмотрим движение жидкости, получающееся в случае, если одну из двух плоских параллельных пластинок, между которыми находится жидкость, начать передвигать в своей плоскости относительно другой пластинки. Пусть нижняя пластинка неподвижна, а верхняя движется со скоростью u (рисунок 1.1).

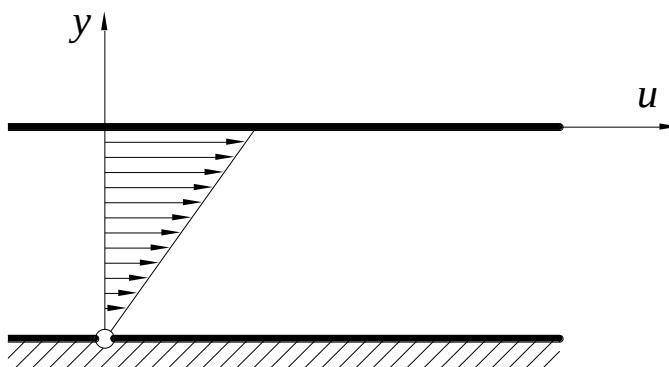


Рисунок 1.1

Экспериментальное исследование этого движения жидкости показало, что:

- 1) жидкость «прилипает» к поверхности пластинок, так что те частицы жидкости, которые непосредственно прилегают к пластинкам, обладают теми же скоростями, что и пластинки;
- 2) изменение скорости между пластинками совершается по линейному закону, т.е. в нашем случае скорость жидкости в какой-нибудь точке между пластинками пропорциональна расстоянию этой точки от нижней пластинки;
- 3) внутреннее трение жидкости оказывает движению верхней пластинки сопротивление, которое для единицы площади пропорционально градиенту скорости, следовательно, касательное напряжение или напряжение сдвига

$$\tau = \frac{F_{\text{тр}}}{S} = \mu \frac{du}{dy} \quad (1.1)$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила вязкого трения;
 S – площадь соприкосновения трущихся слоев;
 $\frac{du}{dy}$ – градиент скорости, представляющий изменение скорости на единицу расстояния между смежными слоями жидкости в направлении, перпендикулярном к движению;
 μ – динамический коэффициент вязкости.

Закон трения, выраженный равенством (1.1), называют **законом трения Ньютона**. Необходимо подчеркнуть, что рассмотренное на рисунке 1.1 движение представляет собой весьма простой частный случай, называемый движением чистого сдвига.

Физический смысл динамического коэффициента вязкости μ заключается в том, что он численно равен касательному напряжению, возникающему между слоями жидкости, движущимися друг относительно друга со скоростью, равной единице, при расстоянии между этими слоями, равном единице длины.

В системе СИ размерность динамического коэффициента вязкости – Паскаль-секунда $\left[\text{Па} \cdot \text{с} = \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2} \right]$.

В системе СГС динамический коэффициент вязкости измеряется в пуазах П $\left[1 \text{ П} = \frac{\text{г}}{\text{см} \cdot \text{с}} \right]$, $1 \text{ Па} \cdot \text{с} = 10 \text{ П}$.

Во всех течениях, в которых наряду с силами вязкости действуют также силы инерции, важную роль играет отношение динамического коэффициента вязкости μ к плотности ρ , называемое **кинематическим коэффициентом вязкости**:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1.2)$$

Размерность кинематического коэффициента вязкости в системе СИ выражается в $\text{м}^2/\text{с}$, в системе СГС – $\text{см}^2/\text{с}$, эта единица называется стоксом (Ст); $1 \text{ Ст} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

Вязкость жидкости может быть выражена и так называемой **условной вязкостью в градусах**, например, **Энглера ($^\circ\text{Е}$)** путем сравнения времени истечения одинаковых объемов исследуемой и стандартной жидкостей на вискозиметре Энглера.

С изменением температуры жидкостей вязкость изменяется, но поведение вязкости капельных жидкостей и газов с изменением температуры отличается вследствие различия в их структуре.

В газе молекулы расположены на значительном расстоянии друг от друга. Вследствие теплового движения они непрерывно сталкиваются, но средняя длина пути, пробегаемого молекулой без соударения – (средняя длина пробега) – составляет порядка $500 - 1000 \text{ \AA}$ ангстремов, причем размеры

молекул газа составляют порядка нескольких ангстрем. При увеличении температуры скорость движения молекул увеличивается, а средняя длина пробега уменьшается, вследствие этого динамическая вязкость постепенно увеличивается с ростом температуры.

В капельной жидкости молекулы постоянно находятся в непосредственной близости и не могут передвигаться так свободно, как молекулы газа. С увеличением температуры силы взаимодействия между молекулами жидкости уменьшаются, следовательно, динамическая вязкость капельных жидкостей также уменьшается с ростом температуры. Вязкость воды уменьшается при повышении температуры, т.к. при этом разрушаются образованные водородными связями кластеры молекул воды.

С увеличением давления вязкость капельных жидкостей и газов возрастает, исключение составляет вода, у которой вследствие особенностей структуры молекул воды вязкость ее при температурах ниже 30°C с ростом давления до 150 МПа уменьшается, а затем увеличивается (рисунок 1.2).

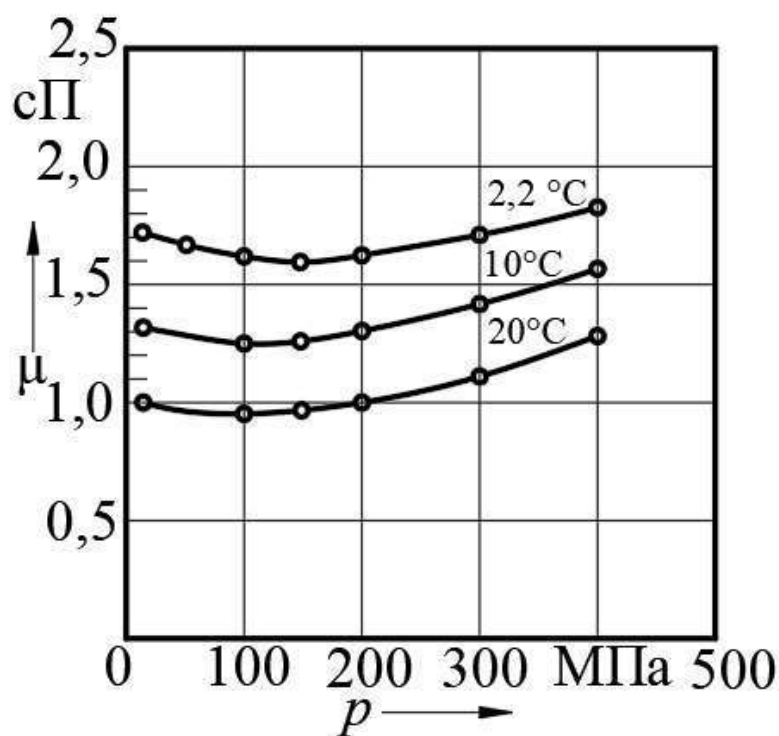


Рисунок 1.2

Это также объясняется разрушением при увеличении давления кластеров молекул воды. Поэтому подземные воды даже на больших глубинах при высоких давлениях обладают значительной подвижностью.

При повышении давления до 5 МПа изменение вязкости капельной жидкости незначительно, и им при расчетах пренебрегают. Достаточно удивительно, что вязкость газов почти не зависит от давления. Казалось бы, с уменьшением давления уменьшается число столкновений, что должно приводить к уменьшению числа молекул, приходящих из определенной области для передачи своего импульса молекулам в соседней области. С

другой стороны, при понижении давления увеличивается средняя длина свободного пробега молекул, и в результате молекулы, переносящие импульс из одного движущегося слоя в другой могут воздействовать на более удаленные области. Эти эффекты компенсируют друг друга, так что вязкость газов в широком интервале почти не зависит от давления.

Опытное определение вязкости жидкостей производится с помощью приборов, называемых **вискозиметрами**. Имеется несколько типов вискозиметров – капиллярные; вискозиметры (ротационные) с двумя коаксиальными цилиндрами; вискозиметры, основанные на затухании крутильных колебаний маятников в исследуемой жидкости или цилиндров с исследуемой жидкостью; вискозиметры, в которых вязкость жидкости определяется по скорости падения в ней стеклянного или металлического шарика; вискозиметр Энглера и др. В данной работе определяется вязкость с помощью вискозиметров Энглера и ротационного – типа ВСИ-3.

Описание вискозиметра Энглера

Вискозиметр Энглера широко применяется для определения вязкости жидкостей, более вязких, чем вода (в частности, масел). Он состоит из двух концентрически расположенных латунных резервуаров 3 и 11 (рисунок 1.3).

Внутренний резервуар 3 имеет сферическое дно, в центре его припаяна латунная цилиндрическая трубка 4, в отверстие которой вставлена калиброванная, коническая металлическая трубочка – насадок 9, через которую вытекает исследуемая жидкость. Длина насадка 20 мм, диаметр в верхней части 2,9 мм, в нижней – 2,8 мм. Отверстие трубочки закрывается заостренным стержнем 1, в средней части которого имеется пружинка, позволяющая удерживать его в приподнятом положении. На внутренней поверхности резервуара 3 имеются три крючка 10, которые показывают, до какого уровня необходимо наливать исследуемую жидкость. По этим же крючкам с помощью подъемных винтов 6 производится и вертикальная установка прибора.

Внешний резервуар 11 играет роль водяной ванны. Пространство между резервуарами 3 и 11 заполняется водой, которая может подогреваться с помощью кольцевой горелки 8, а также электронагревателем. В наружном резервуаре на специальном кронштейне закреплена мешалка 2 для перемешивания воды в ванне, что способствует равномерному подогреву исследуемой жидкости до заданной температуры. Для уменьшения тепловых потерь во время опыта внутренний резервуар прикрывается пустотелой крышкой 12, в отверстия которой вставляются стержень 1 и термометр 13; последний служит для контроля температуры исследуемой жидкости. Под трубочкой 9 устанавливается специальная стеклянная колба 5 с двумя нанесенными на ней кольцевыми рисками 7. Нижняя риска соответствует объему 100 см³, верхняя – 200 см³.

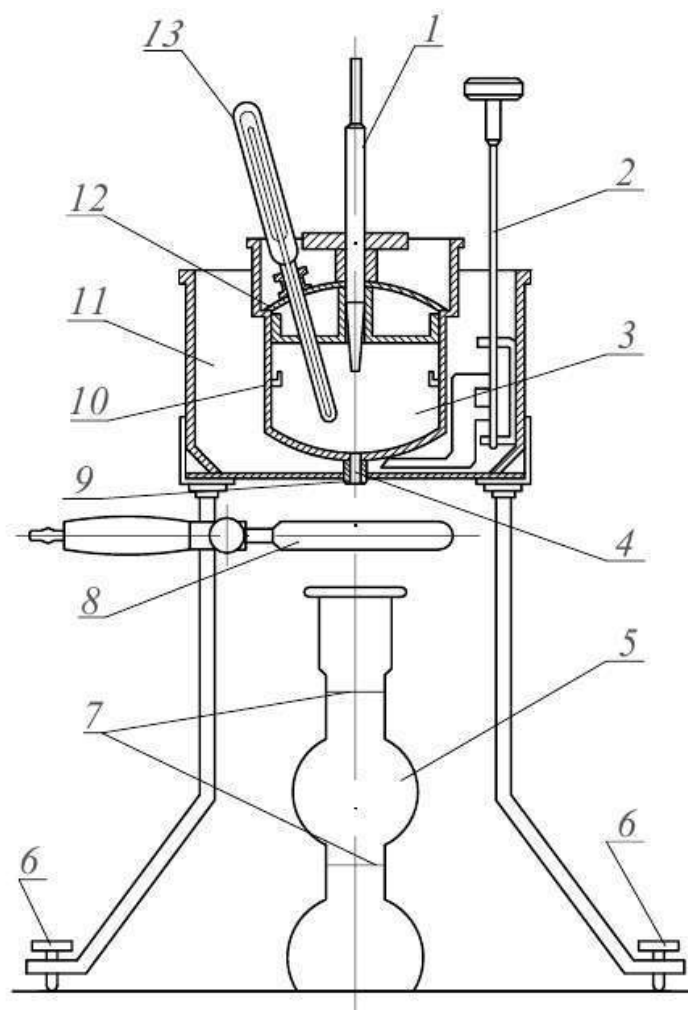


Рисунок 1.3

Определение вязкости вискозиметром Энглера заключается в сопоставлении времени $t_{\text{ж}}$ истечения 200 см^3 исследуемой жидкости через насадок при заданной температуре со временем $t_{\text{в}}$ истечения того же объема дистиллированной воды при $t^0 = 20^\circ\text{C}$. Величина $t_{\text{в}}$ называется водным числом ($t_{\text{в}} \cong 50\text{--}52 \text{ с}$).

Отношение $\frac{t_{\text{ж}}}{t_{\text{в}}} = {}^0E$ – **вязкость в градусах Энглера** (условная вязкость).

Порядок выполнения работы

1. Снять крышку 12 вискозиметра и убедиться в том, что внутренняя поверхность резервуара 3 и трубочки 9 чиста и насухо протерта.

2. Вставить в отверстие трубочки 9 стержень 1 и в резервуар 3 налить столько исследуемой жидкости, чтобы ее свободная поверхность незначительно прикрывала острия крючков 10; при этом объем жидкости составляет примерно 240 см^3 . Если острия крючков неодинаково прикрываются свободной поверхностью жидкости в резервуаре, что свидетельствует об отклонении от вертикального положения оси прибора, то это положение необходимо исправить подъемными винтами 6.

3. Резервуар 3 с жидкостью закрыть крышкой и в отверстие ее вставить термометр 13.

4. В сосуд 11 налить воду, которая при необходимости подогревается горелкой 8 или электронагревателем, пока температура исследуемой жидкости в резервуаре 3 не достигает заданной.

5. Под трубочку 9 прибора подставить пустую колбу 5.

6. Придерживая крышку вискозиметра, приподнять стержень и одновременно включить секундомер. Необходимо следить за тем, чтобы вытекающая из насадка 9 жидкость попала на внутреннюю боковую стенку колбы 5. Это исключает возможность появления внутри колбы пены, мешающей фиксировать уровень жидкости.

7. Когда уровень вытекающей жидкости достигает верхней риски 7 на колбе, секундомер выключают. Полученное время $t_{\text{ж}}$ в секундах и есть время вытекания 200 см³ исследуемой жидкости.

8. Для исключения возможных ошибок работу по определению $t_{\text{ж}}$ повторяют несколько раз.

9. В такой же последовательности определяют водное число $t_{\text{в}}$, т.е. время вытекания 200 см³ дистиллированной воды. Водное число для каждого вискозиметра является постоянным и указывается заводом-изготовителем.

Обработка опытных данных

1. По результатам измерений подсчитываются средние опытные значения $t_{\text{ж}}$ и $t_{\text{в}}$, которые позволяют определить вязкость жидкости в градусах Энглера по формуле

$$\frac{t_{\text{ж}}}{t_{\text{в}}} = {}^{\circ}E$$

2. Переход от вязкости в градусах Энглера к кинематическому коэффициенту вязкости ν производится по эмпирическим формулам, одной из которых является формула Уббеллоде

$$\nu = 0,0731 {}^{\circ}E - \frac{0,0631}{{}^{\circ}E}, \text{ см}^2/\text{с}$$

3. По зависимости (1.2) подсчитать динамический коэффициент вязкости μ .

4. Полученные значения коэффициентов вязкости сопоставить со справочными.

Все данные измерений и вычислений результатов опытов вносятся в соответствующие графы таблицы 1.1.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2. ИЗУЧЕНИЕ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Цель работы:

1. Установление экспериментальным путем существования двух режимов движения.
2. Расчет чисел Рейнольдса при ламинарном и турбулентном режимах движения.
3. Определение условий смены режимов движения и расчет критических значений скорости и числа Рейнольдса.

Общие сведения

Исследования, проведенные в XIX веке Г. Хагеном (Германия), Д.И. Менделеевым (Россия), О. Рейнольдсом (Англия) и рядом других ученых позволили установить существование двух принципиально разных режимов движения жидкости – ламинарного и турбулентного. Эти режимы отличаются как по характеру движения отдельных частиц, так и по потерям энергии в потоке жидкости.

При **ламинарном режиме** имеет место слоистое течение. Из слоя в слой частицы жидкости не переходят, движение их происходит параллельно оси потока. Траектории движения частиц совпадают с линиями тока, между собой не пересекаются и четко определяют движение отдельных слоев в потоке жидкости. Возникающая между слоями сила трения определяется по закону Ньютона о внутреннем трении.

При **турбулентном режиме** движения частицы жидкости движутся по хаотическим траекториям в т.ч. и поперек основного потока. Последнее обеспечивает интенсивное перемешивание объемов жидкости, сопровождаемое пульсациями скоростей и давления в данной точке потока. Частота пульсации, в зависимости от условий течения, может охватывать широкий диапазон, изменяющийся от (5–10) Гц до (50–100) кГц.

Ламинарный режим отмечается преимущественно при движении жидкости повышенной вязкости (нефть, битум, смазочные масла и т.д.) или при движении маловязкой жидкости (например, вода) с небольшой скоростью, в капиллярах, в порах грунта и т.д.

В большинстве случаев инженерной практики при движении маловязких жидкостей имеет место турбулентный режим движения.

Прогнозирование условий реализации того или иного режима движения, установление момента их смены имеет важное значение для инженерной практики. Так, например, интенсивное перемешивание объемов жидкости, имеющее место при турбулентном режиме движения, с одной стороны обеспечивает более эффективное протекание процессов тепло- и массообмена, а с другой стороны приводит к значительному возрастанию потерь энергии в потоке жидкости.

При этом следует отметить, что, если потери энергии в ламинарном потоке пропорциональны скорости в первой степени ($h \sim V$), то в турбулентном они возрастают и становятся пропорциональными скорости в степени n ($h \sim V^n$), где $n = 1,75 \dots 2,0$.

На основании исследований, проведенных на разных жидкостях при различных скоростях и размерах потока, О. Рейнольдсом был предложен безразмерный критерий, называемый **числом Рейнольдса (Re)**, который позволяет установить режим движения. *Для цилиндрической трубы* зависимость для расчета **числа Рейнольдса** имеет вид

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu} \quad (2.1)$$

где ρ – плотность жидкости;

V – средняя скорость;

d – внутренний диаметр трубы;

μ – динамический коэффициент вязкости жидкости.

Учитывая, что кинематический коэффициент вязкости жидкости $\nu = \frac{\mu}{\rho}$, формула для расчета **числа Рейнольдса** может быть представлена в следующем виде

$$Re = \frac{V d}{\nu} \quad (2.2)$$

Для потоков в каналах некруглого сечения и для труб, работающих неполным сечением (безнапорное течение) число Рейнольдса определяется по формуле

$$Re_R = \frac{V R}{\nu} \quad (2.3)$$

где R – гидравлический радиус, равный отношению площади живого сечения ω к смоченному периметру χ

$$R = \frac{\omega}{\chi}$$

Из анализа, проведенного на основе теории подобия следует, что число Рейнольдса представляет собой отношение сил инерции к силам вязкостного трения, действующим в потоке жидкости. До тех пор, пока в потоке преобладают силы вязкости, движение жидкости будет слоистым, т.е. ламинарным. Если же действие сил трения оказывается недостаточным, чтобы уравновешивать возрастающие с ростом скорости силы инерции, то ламинарное течение становится неустойчивым и в потоке начинают развиваться возмущения

(хаотичные пульсации жидкости, обусловленные переходом частиц из одного слоя в другой), характерные для турбулентного режима движения.

Классические опыты О.Рейнольдса (1868г.) показали, что переход от одного режима к другому происходит при определенной скорости, которую О.Рейнольдс назвал **критической скоростью** $V_{кр}$. Экспериментами установлено, что величина $V_{кр}$ зависит от вязкости и плотности жидкости, геометрических размеров, характеризующих живое сечение потока.

Значение числа Рейнольдса, соответствующее моменту смены режимов движения называется **критическим** и **обозначается** $Re_{кр}$. Эксперименты Рейнольдса позволили установить, что величина $Re_{кр}$ не зависит от рода жидкости и для напорного течения в трубах круглого сечения $Re_{кр} = 2320$.

Для потоков в каналах некруглого сечения смена режимов движения происходит при числе Рейнольдса $Re_{кр(R)}$, величина которого, учитывая, что гидравлический радиус $R = d/4$, равна

$$Re_{кр(R)} = \frac{2320}{4} = 580$$

При проведении гидравлических расчетов установление режима движения осуществляется путем сравнения числа Рейнольдса, подсчитанного по формулам (2.1) – (2.3), с соответствующей величиной критического числа Рейнольдса.

При $Re < Re_{кр}$ режим движения считается **ламинарным**, при $Re > Re_{кр}$ – **турбулентным**.

Следует иметь в виду, что, устраняя различные факторы, которые вносят возмущения в поток жидкости (неплавный вход в трубу, внешняя вибрация, шероховатость стенок и т.д.) можно «затянуть» режим ламинарного движения до чисел Рейнольдса, значительно превышающих $Re_{кр}$, например, для круглых труб – до $Re = 50000$. Однако такой ламинарный режим является неустойчивым и при малейшем возмущении он мгновенно переходит в турбулентный.

При $Re < Re_{кр}$ в ламинарном потоке, применяя различные воздействия механического и гидравлического характера, можно искусственно вызвать турбулентное течение. Однако при отсутствии возмущающих воздействий ламинарный режим быстро восстанавливается, что происходит в основном благодаря действию сил вязкостного трения. Т.е. при $Re < Re_{кр}$ турбулентное течение является неустойчивым. Поэтому в инженерной практике указанные выше критические значения числа Рейнольдса ($Re_{кр} = 2320$ и $Re_{кр(R)} = 580$) принимаются в качестве верхней границы для ламинарного режима движения и нижней границы для турбулентного режима движения.

Следует иметь в виду, что развитое турбулентное движение в цилиндрических трубах устанавливается лишь при $Re \geq 2800$, а при $Re = 2320...2800$ в одном и том же сечении трубы может происходить чередование ламинарного и турбулентного режимов движения явление перемежаемости). Однако в практических расчетах это явление не учитывается и принимается, что при $Re > 2320$ имеет место турбулентный режим движения.

Описание опытной установки

Опытная установка для изучения режимов движения жидкости, иногда называемая прибором Рейнольдса, состоит из напорного бака 1 (рисунок 2.1) и присоединенной к нему стеклянной трубки 2 с краном 3.

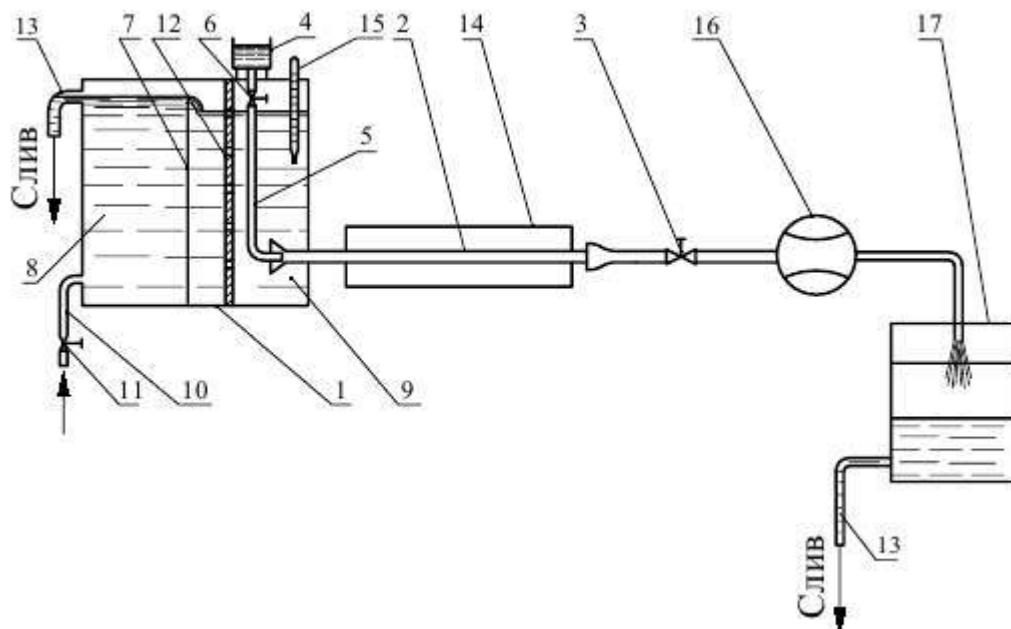


Рисунок 2.1

Над напорным баком смонтирован небольшой резервуар 4, заполненный подкрашенной жидкостью, которая может поступать по стеклянной трубке 5 при открытии крана 6 в трубу 2. В напорном баке выполнена вертикальная сплошная перегородка 7, разделяющая бак на два отсека 8 и 9. Подключение напорного бака к водопроводной сети осуществляется с помощью трубопровода 10, оснащенного вентилем 11.

Для устранения волнообразования на поверхности воды, перетекающей через перегородку 7 из отсека 8 в отсек 9, в напорном баке установлена перфорированная перегородка 12 (отверстия диаметром 5–7 мм равномерно расположены по поверхности перегородки 12). Во избежание переполнения напорного бака в нем смонтирована сливная труба 13.

Для визуализации режимов движения в установке используется светлый экран 14, смонтированный за стеклянной трубкой 2, температура воды в баке определяется термометром 15. Для измерения расхода используется электрический ротаметр 16. Вода после проведения экспериментов поступает в резервуар 17, связанный со сливной трубой 13.

Порядок выполнения работы

1. Открытием вентиля *11* на трубопроводе *10* обеспечить необходимый круговорот воды и поддержание ее постоянного уровня в напорном баке.
2. Частичным открытием крана *3* установить небольшой расход в стеклянной трубке *2*.
3. После открытия крана *6* по поведению подкрашивающей жидкости убедиться в наличии ламинарного режима движения.
4. Определить объемный расход воды с помощью ротаметра *16*.
5. Постепенно увеличивая краном *3* расход воды в трубке *2* провести 4–5 опытов при ламинарном режиме движения.
6. Краном *3* установить расход, соответствующий моменту появления пульсаций, волнистости, вихреобразований на струйке подкрашивающей жидкости. По ротаметру определить расход, соответствующий моменту смены режимов движения.
7. Увеличивая открытие крана *3*, установить турбулентный режим движения с интенсивным перемешиванием подкрашивающей жидкости с потоком воды в трубке *2*. При этом режиме движения провести 4–5 опытов с одновременным измерением расхода ротаметром *16*.
8. При проведении опытов осуществлять контроль температуры с помощью термометра *15*.

Обработка опытных данных

1. В зависимости от показаний ротаметра по тарировочному графику $Q = f(n)$ (n – количество делений, измеренных по шкале ротаметра) определить объемный расход.
2. По известному расходу Q рассчитать среднюю скорость V движения жидкости $V = Q/\omega$, где ω – площадь поперечного сечения трубы диаметром d ; ($\omega = \frac{\pi d^2}{4}$).
3. Для каждого опыта по формуле 2.2 рассчитать число Рейнольдса.
4. Данные измерений и вычислений занести в таблицу 2.1.
5. Значения кинематического коэффициента вязкости ν определить по графику $\nu = f(t)$ или рассчитать по эмпирической зависимости – формуле Паузейля:

$$\nu = 0,0178 \frac{1}{1 + 0,03371t + 0,000221t^2}, \text{ см}^2/\text{с}$$

где t – температура воды в градусах Цельсия.

Таблица 2.1

№ опыта	Температура t , °C	Кинематический коэффициент вязкости ν , см ² /с	Отметка по шкале ротаметра, деления	Расход Q , см ³ /с	Средняя скорость V , см/с	Число Рейнольдса Re	Режим движения	
							H (наблюдение)	P (расчет)
1								
...								
11								

Примечание: диаметр трубы $d =$ см
площадь сечения трубы $\omega =$ см²

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3. ПОСТРОЕНИЕ ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКОЙ И НАПОРНОЙ ЛИНИЙ ДЛЯ ТРУБОПРОВОДА ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ

Цель работы: построение пьезометрической и напорной линий для трубопровода переменного сечения.

Общие сведения

Уравнение Д. Бернулли. Уравнение баланса удельной энергии потока реальной жидкости при установившемся движении, или, как его принято называть, уравнение Бернулли, имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{\text{тр}} \quad (3.1)$$

Здесь индексами 1 и 2 обозначены величины, относящиеся соответственно к живому сечению потока 1–1, 2–2, взятому ниже по течению. Каждое из указанных сечений должно выбираться на тех участках потока, в пределах которых имеет место плавно изменяющееся движение. В этом случае для различных точек данного живого сечения величины z и $\frac{p}{\rho g}$ имеют разные значения, однако сумма их постоянна $z + \frac{p}{\rho g} = \text{const.}$ Если рассматривать сумму слагаемых $z + \frac{p}{\rho g}$ в центрах тяжести рассматриваемых живых сечений потока*, тогда:

первый член уравнения (z) определяет высоту положения центра тяжести живого сечения потока над произвольной горизонтальной плоскостью сравнения или плоскостью отсчета 0–0 (рисунок 3.1) и называется **геометрической высотой** или **геометрическим напором**;

второй член уравнения $\frac{p}{\rho g}$ представляет высоту такого столба жидкости, который соответствует гидродинамическому давлению в центре тяжести живого сечения потока, и называется **пьезометрической высотой** или **пьезометрическим напором**;

сумма геометрической и пьезометрической высот определяет потенциальный напор H $z + \frac{p}{\rho g} = H$, являющийся мерой **удельной потенциальной энергии**;

третий член уравнения $\frac{\alpha V^2}{2g}$ называется **скоростной высотой** или **скоростным напором** и является мерой удельной кинетической энергии;

V – средняя скорость в живом сечении потока;

* Что вовсе не является обязательным.

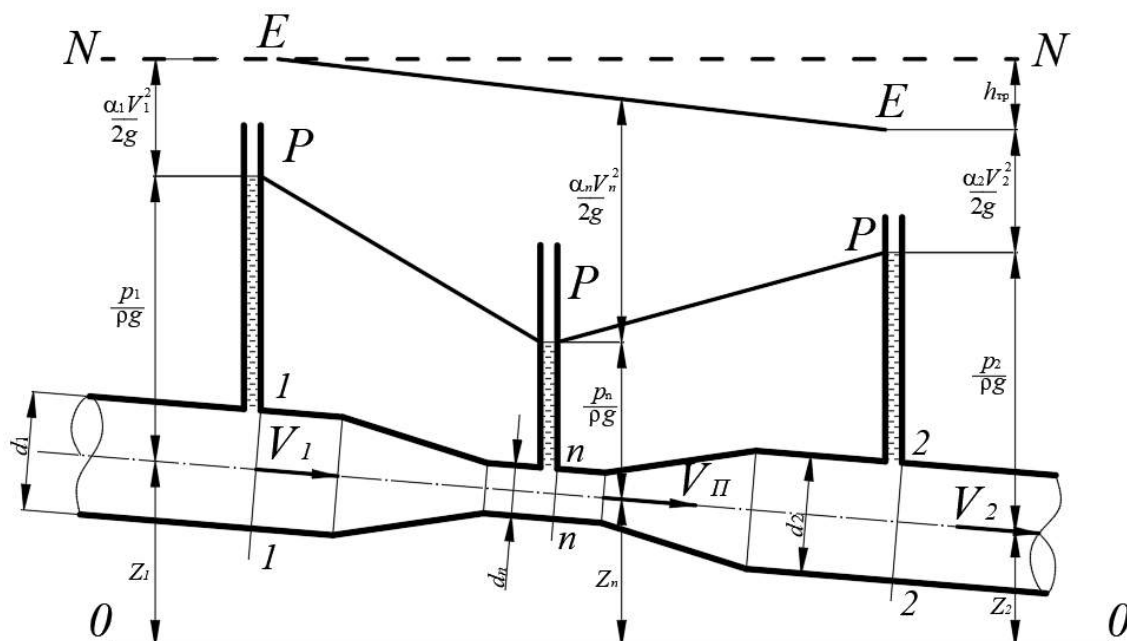


Рисунок 3.1

α – коэффициент Кориолиса, или корректив кинетической энергии (безразмерный), равный отношению кинетической энергии в сечении потока, вычисленной по действительным скоростям u , к кинетической энергии в том же сечении, вычисленной по средней скорости V . Коэффициент α всегда больше единицы, однако во многих случаях (например, при расчете труб и каналов) при турбулентном движении для упрощения расчетов принимают $\alpha = 1$;

сумма трех членов уравнения Бернулли $z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g} = H$ определяет **полный напор**, величина его характеризует полную энергию в сечении потока;

Наконец, член $h_{тр}$ выражает **суммарную потерю напора** или энергии при движении жидкости на всем участке между рассматриваемыми сечениями потока; $h_{тр}$ – это часть механической энергии, обусловленная работой сил трения, которая переходит в тепловую энергию и рассеивается.

Геометрическая интерпретация уравнения Бернулли

Геометрический смысл уравнения Бернулли легко уяснить при рассмотрении движения жидкости в трубе, схема которой приведена на рисунке 3.1. Здесь выделен участок потока двумя сечениями 1–1 и 2–2. Если дополнительно наметить промежуточное сечение n – n и для каждого сечения отложить вверх от плоскости сравнения 0–0 все три высоты z , $\frac{p}{\rho g}$, $\frac{\alpha V^2}{2g}$, то кривая, соединяющая верхние концы сумм трех указанных вертикальных отрезков, образует линию полного напора E – E . Для выяснения характера напорной линии возможен выбор нескольких промежуточных сечений, в данном конкретном случае ограничились рассмотрением лишь одного n – n .

Для идеальной жидкости линия $E-E$ будет параллельна плоскости $0-0$, т.е. (горизонтальна (на рисунок 3.1 линия $N-N$)).

При движении реальной жидкости полный напор вдоль потока уменьшается, так как часть его затрачивается на преодоление сил трения, поэтому кривая $E-E$ ниспадает; в этом случае линия $N-N$ представляет линию начального напора.

Падение полного напора, приходящееся на единицу длины, отмеренную вдоль потока, называется **гидравлическим уклоном** I_e . Поскольку при установившемся движении линия полного напора $E-E$ всегда понижается, величина I_e всегда положительна.

Кривая $P-P$, характеризующая величину потенциального напора, называется *пьезометрической линией*. Падение потенциального напора, приходящееся на единицу длины, отмеренную вдоль потока, называется **пьезометрическим уклоном** I . Если пьезометрическая линия $P-P$ понижается по течению, что связано с возрастанием скоростей, величина I положительна, в противном случае величина I отрицательна.

При равномерном движении средняя скорость на рассматриваемом участке потока во всех сечениях одинакова, напорная и пьезометрическая линии представляют собой параллельные прямые; в этом случае $I = I_e = h_{тр}/l$ (l – длина участка потока).

Физическая (энергетическая) интерпретация уравнения Бернулли

Каждый из членов уравнения Бернулли, как уже отмечалось, представляет тот или иной вид удельной энергии. Сумма трех членов характеризует полную удельную энергию жидкости в рассматриваемом сечении потока:

$$E = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g}$$

Тогда уравнение (3.1) может быть записано в следующем виде:

$$E_1 - E_2 = h_{тр} \quad (3.2)$$

Из (3.2) следует, что уменьшение полной удельной энергии потока жидкости на участке между сечениями 1–1 и 2–2 обуславливается **потерей напора** $h_{тр}$ – энергией, теряемой за счет работы внутренних и внешних сил трения единицей веса жидкости на пути между сечениями.

С энергетической точки зрения кривую $E-E$ (рисунок 3.1) следует считать линией полной удельной энергии, а кривую $P-P$ – линией удельной потенциальной энергии.

Описание опытной установки

Трубопровод переменного сечения (рисунок 3.2) состоит из нескольких последовательно соединенных между собой труб разного диаметра.

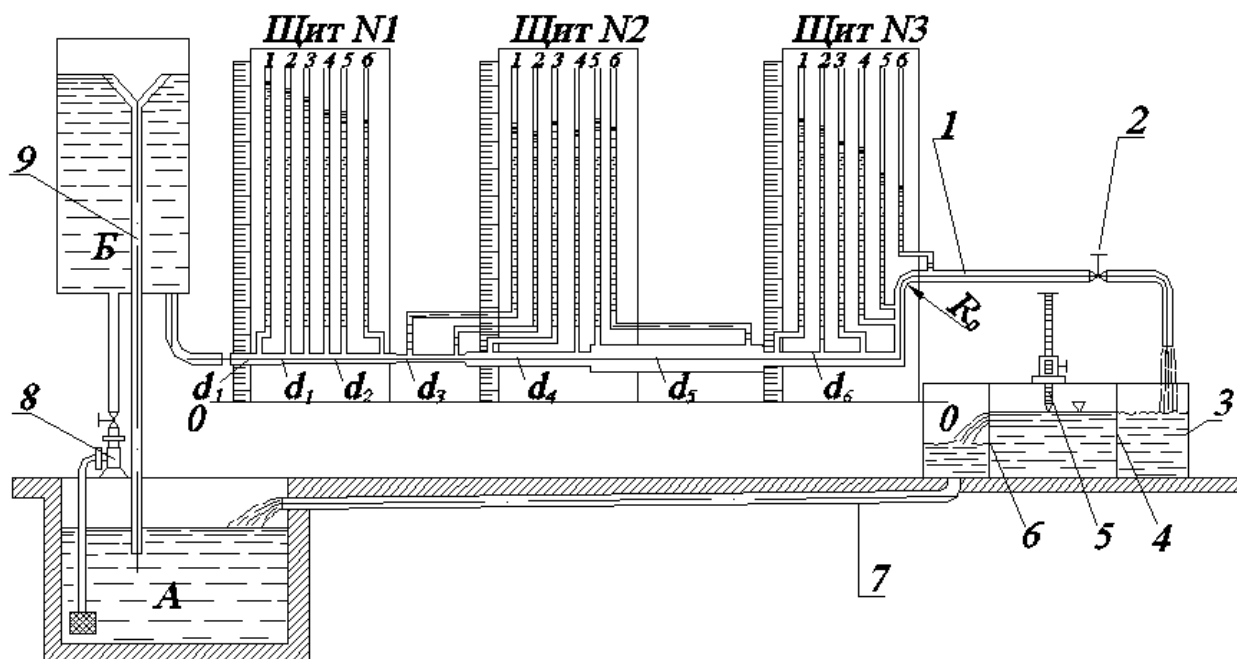


Рисунок 3.2

На характерных участках трубопровода, т.е. при переходе от одного диаметра к другому и на поворотах, установлены пьезометры. Все пьезометры выведены на специальные щиты, нуль шкалы которых совпадает с плоскостью сравнения, расположенной ниже оси трубопровода. Вода из водобойного бассейна А центробежным насосом 8 подается в напорный бак Б, откуда поступает в трубопровод.

Уровень воды в напорном баке при помощи холостого слива 9 поддерживается постоянным на протяжении всего опыта. Установленный в конце трубопровода 1 вентиль 2 регулирует расход воды. Из трубопровода вода поступает в металлический лоток 3.

В лотке имеется вертикальная перегородка 4 с отверстиями, служащая для успокоения поступающей в лоток воды, а также тонкостенный треугольный водослив 6 с углом при вершине, равным 90° (водослив Томсона). Здесь могут быть использованы и другие водосливы с тонкой стенкой и с иной геометрической формой водосливного отверстия.

По напору перед водосливом определяется расход воды в системе.

Для определения отметки гребня водослива, а также отметки уровня воды в лотке перед водосливом (в верхнем бьефе) над лотком на специальной подставке установлен игольчатый уровнемер 5.

Вода из лотка через сливную трубу 7 сбрасывается в водооборотный бассейн А.

Порядок выполнения работы

1. До начала работы необходимо убедиться в том, что в пьезометрах отсутствует воздух, для чего показания всех пьезометров сравнивают между собой. Если в них нет воздуха и вода в трубопроводе не движется, уровни в пьезометрах должны быть на одной и той же высоте (по закону сообщающихся сосудов). Если же уровни воды в пьезометрах будут разные, то необходимо удалить из них воздух. Для этого пьезометры необходимо снимать со щитов и держать в горизонтальном или несколько наклонном положении, для того чтобы с некоторым количеством слитой воды удалить воздушные пробки.

2. Включить в работу насос 8, подающий воду из водооборотного бассейна А в напорный бак В.

3. После заполнения напорного бака (о чем свидетельствует начавшийся сброс воды через холостой слив 9) открывается вентиль 2, и в трубопроводе устанавливается некоторый постоянный на протяжении всего опыта расход Q . В процессе опыта нельзя изменять открытие вентиля. О постоянстве расхода в трубопроводе можно судить по показаниям игольчатого уровнемера, установленного над лотком 3. Эти указания необходимо соблюдать также при выполнении последующих работ, связанных с движением воды в трубах.

4. С помощью игольчатого уровнемера 5 зафиксировать отметки вершины угла треугольного измерительного водослива ∇_0 и горизонта воды перед водосливом ∇ . Разность отметок позволяет подсчитать напор на водосливе

$$H' = \nabla - \nabla_0$$

5. По кривой $Q = f(H')$, полученной в результате тарировки самого водослива, определить расход воды на водосливе.

Все экспериментальные данные по определению расхода воды вносятся в таблицу 3.1.

Таблица 3.1

Номер опыта	Отметка вершины угла треугольного измерительного водослива ∇_0 , см	Отметка уровня воды перед водосливом ∇ , см	Напор на водосливе H' , см	Расход Q , л/с
1				
2				
3				

6. Снять показания пьезометров, установленных на трубопроводе, при этом следует иметь в виду, что уровни воды в пьезометрах колеблются иногда довольно значительно. Это свидетельствует о наличии в трубопроводе турбулентного режима движения, при котором имеет место пульсация скоростей, а значит, и давлений. Поэтому во избежание грубых ошибок при снятии показаний пьезометров необходимо фиксировать среднее положение уровня воды в них. Это указание необходимо соблюдать и при выполнении последующих работ, проводимых на трубопроводах.

Отсчеты по пьезометрам заносятся в соответствующие графы таблицы 3.2.

Таблица 3.2

Величина	Номера сечений (пьезометров)				
<i>Данные величины</i>					
Площадь живых сечений трубопровода ω , см ²					
<i>Опытные величины</i>					
Удельная потенциальная энергия (отсчеты по пьезометрам) $z + \frac{p}{\rho g}$, см					
<i>Вычисленные величины</i>					
Скорость $V = \frac{Q}{\omega}$, см/с					
Удельная кинетическая энергия $\frac{\alpha V^2}{2g}$, см					
Полная удельная энергия $E = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g}$, см					
Потери энергии (напора) $h_{тр}$, см					

Обработка опытных данных

1. По замеренному расходу Q с помощью формулы

$$V = \frac{Q}{\omega}$$

подсчитывают средние скорости движения во всех сечениях трубопровода, а затем скоростные напоры (удельная кинетическая энергия) $\frac{\alpha V^2}{2g}$.

2. По показаниям пьезометров и значениям скоростных напоров подсчитывают полную удельную энергию в сечениях

$$E = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g}$$

3. По разностям полных удельных энергий в сечениях определить потери энергии (напора) $h_{тр}$ между ними.
4. На схему трубопровода, вычерченную на миллиметровой бумаге, по показаниям пьезометров нанести в определенном масштабе пьезометрическую линию.
5. По вычисленным значениям полной удельной энергии таким же образом нанести напорную линию. Для большей наглядности линии рекомендуется показывать разным цветом.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ ПОТЕРЬ

Цель работы:

1. Определение экспериментальных значений коэффициентов местных потерь в случае резкого расширения, резкого сужения и поворота.
2. Сопоставление экспериментальных значений с вычисленными или справочными значениями.

Общие сведения

Местные потери напора происходят на коротких участках трубопроводов в результате изменения скоростей потока по величине и направлению (рисунок 4.1).

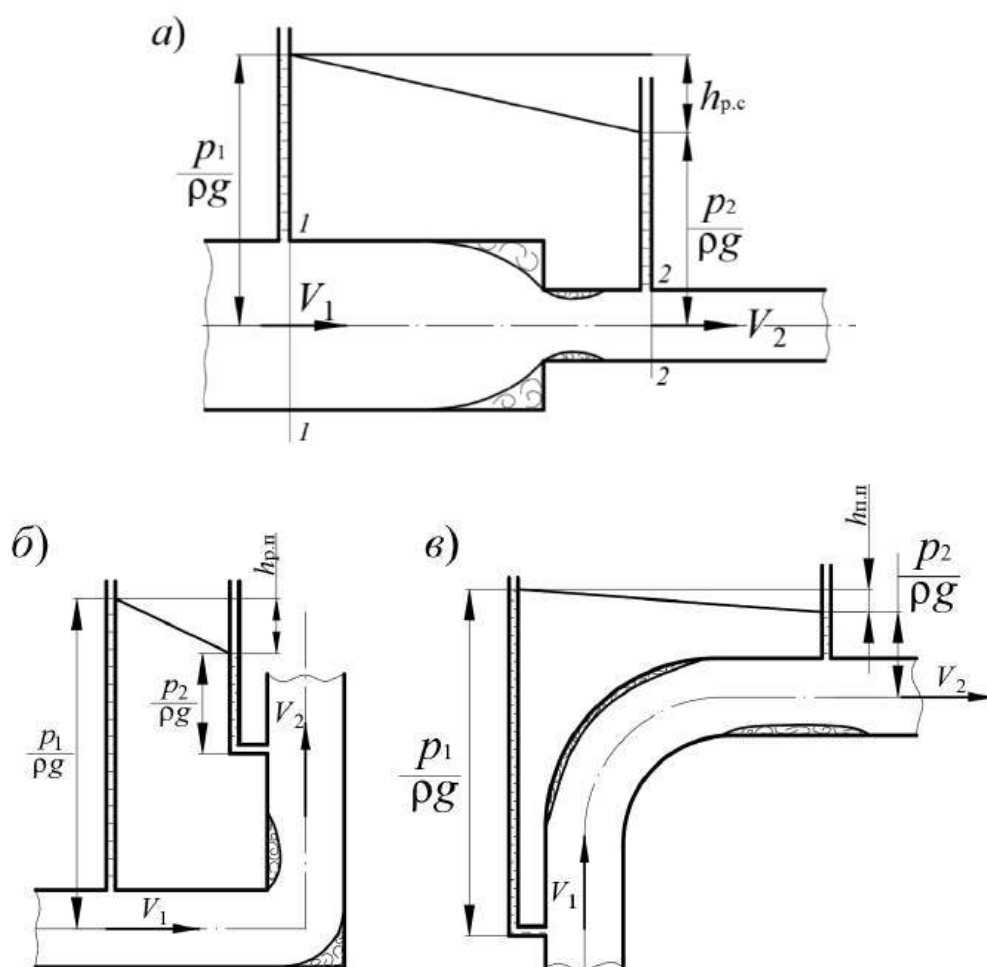


Рисунок 4.1

На этих участках при турбулентном движении наблюдается отрыв транзитной струи от стенок русла с образованием вальцовых областей, в которых резко выражен неустановившийся характер движения с возвратным течением. В конечных сечениях вальцовых областей наблюдаются как повышенная

пульсация скоростей и давлений, так и сильно деформированные эпюры осредненных скоростей. На протяжении некоторого участка за вальцовой областью, который обычно называют переходным, происходит затухание пульсаций и выравнивание эпюры скоростей. В большинстве случаев переходные участки наблюдаются и перед вальцовыми областями.

Граничными сечениями участков, на которых происходят местные потери напора, принято считать те сечения, где распределение осредненных скоростей имеет форму, свойственную равномерному движению. Потери напора на рассматриваемых участках оказываются большими по сравнению с потерями, происходящими при равномерном движении в трубопроводе того же сечения.

Местная потеря напора на участке трубопровода является дополнительной к потерям напора по длине при равномерном движении на всех прямолинейных участках постоянного сечения, примыкающих к рассматриваемому участку.

Указанную потерю напора принято вычислять по формуле Вейсбаха в долях скоростного напора (кинетической энергии):

$$h_m = \zeta_m \frac{V^2}{2g} \quad (4.1)$$

где ζ_m – безразмерный коэффициент местной потери (сопротивления).

В случаях, когда скорости потока перед участком с местным сопротивлением и после него различны (например, сужение (рисунк 4.1, а) или расширение потока (рисунк 4.2.), потеря напора обычно выражается долей скоростного напора за указанным участком.

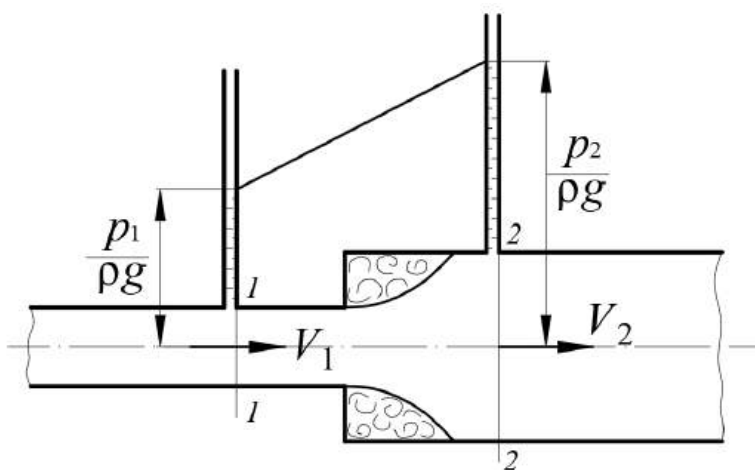


Рисунок 4.2

В турбулентных потоках, когда местная потеря напора обусловлена образованием вальцовых областей с фиксированной точкой отрыва потока, можно принимать значение $\zeta_{\text{мест}}$ для данного местного сопротивления постоянным и не зависящим от Re .

При ламинарном движении происходит безотрывное обтекание местного сопротивления, коэффициент местной потери зависит только от числа Re и выражается формулой

$$\zeta_m = \frac{A}{Re}$$

где A – опытный коэффициент, зависящий в основном от вида местного сопротивления.

А.Д. Альтшуль рекомендует для определения коэффициентов местных потерь при малых значениях числа Рейнольдса следующую формулу:

$$\zeta_m = \frac{A}{Re} + \zeta_{m.кв}$$

где $\zeta_{m.кв}$ – коэффициент соответствующей местной потери напора в зоне квадратичного сопротивления.

В большинстве случаев при подсчете местных потерь напора по формуле (4.1) используются эмпирические значения $\zeta_{мест}$ (численные значения их приведены в некоторых учебниках и справочных пособиях), однако в отдельных случаях для определения $h_{мест}$ получены теоретические решения.

Одним из таких случаев является резкое расширение потока, для которого французским инженером Борда была получена следующая зависимость:

$$h_{p.p} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g} \quad (4.2)$$

где V_1 и V_2 – средние скорости движения в граничных сечениях участков 1–1 и 2–2 (рисунок 4.2.).

Следует иметь в виду, что при выводе формулы (4.2) не учитывались силы внешнего трения на участке между сечениями 1–1 и 2–2, кроме того, принимался гидростатический закон распределения давления в сечении 1–1, а также считались равными единице коррективы кинетической энергии и количества движения. В связи с этим некоторые авторы в формулу (4.2) вводят поправочный коэффициент, определяемый опытным путем. Вместе с тем принято считать, что потеря напора в случае резкого расширения трубопровода при $Re > 3000$ с достаточным приближением выражается формулой Борда. А. Гибсон рекомендует вводить в теоретическую формулу (4.2) поправочный коэффициент k , определяемый выражением

$$k = 1,025 + 0,0025 \frac{\omega_1}{\omega_2} - 0,0079 d_1$$

где d_1 – диаметр узкой части трубы, см.

Таким образом, формула (4.2) примет вид

$$h'_{p.p} = k \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$$

Формула (4.2) с помощью уравнения неразрывности (сплошности) движения легко может быть приведена к виду формулы (4.1):

$$h_{p.p} = \zeta_{p.p} \frac{V_2^2}{2g}; \quad \zeta_{p.p} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2$$

Для случая резкого сужения коэффициент местной потери находится по формуле

$$\zeta_{p.c} = 0,5 \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)$$

Используя выражение (4.1), можно найти опытное значение коэффициента местной потери (сопротивления):

$$\zeta_{m.оп} = \frac{h_{m.оп}}{V_2^2 / 2g} \quad (4.3)$$

где $h_{m.оп}$ – потеря напора, определяемая по экспериментальным данным.

Описание опытной установки

Работа по определению коэффициентов местных потерь $\zeta_{мест}$ проводится на трубопроводе переменного сечения, описание которого дано в лабораторной работе №3.

На указанном трубопроводе имеется ряд местных сопротивлений: сужения и расширения, повороты и запорные устройства. Перед каждым местным сопротивлением и за ним установлены пьезометры, выведенные на щиты.

Порядок выполнения работы

1. Убедиться в отсутствии воздуха в пьезометрах.
2. После включения насоса, подающего воду в напорный бак, открыть вентиль на трубопроводе, благодаря чему устанавливается некоторый постоянный расход, замеряемый с помощью водослива Томсона. Данные по определению расхода воды в трубопроводе заносятся в таблицу. (см. таблицу 3.1).
3. Снять показания соответствующих пьезометров (до местного сопротивления и после местного сопротивления). Отсчеты по пьезометрам заносятся в таблицу 4.1.

Таблица 4.1

Вид местного сопротивления	Отсчеты по пьезометрам		Средние скорости		Скоростные напоры		Полная удельная энергия		Потеря напора $h_{оп}$	Коэффициент местного сопротивления $\zeta_{м.оп}$	Коэффициент местного сопротивления ζ_m (справочное или теоретическое значение)
	$\frac{p_1}{\rho g}$	$\frac{p_2}{\rho g}$	V_1	V_2	$\frac{V_1^2}{2g}$	$\frac{V_2^2}{2g}$	E_1	E_2			
резкое расширение											
резкое сужение											

Примечание: Опытный поправочный коэффициент Гибсона $k =$

Обработка опытных данных

1. Для каждого опыта по измеренным расходам Q и площадям сечений до ω_1 и после местного сопротивления ω_2 вычисляются средние скорости потока V_1 и V_2 , а также скоростные напоры $\frac{V_1^2}{2g}$ и $\frac{V_2^2}{2g}$.

2. По значениям скоростных напоров и показаниям пьезометров подсчитать полные удельные энергии в сечениях до и после местного сопротивления:

$$E_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g}$$

$$E_2 = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g}$$

3. По разности полных удельных энергий найти потери напора в соответствующих местных сопротивлениях:

$$h_m = E_n - E_{n-1}$$

4. С помощью формулы (4.3) подсчитать опытные значения коэффициентов местных потерь.

5. Найденные опытные значения ζ_m сопоставить со справочными данными.

Все результаты вычислений и справочные данные заносятся в таблицу 4.1.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДЕ

Цель работы:

1. Экспериментальное определение коэффициента гидравлического трения (коэффициент Дарси λ) для опытного трубопровода.
2. Вычисление коэффициента λ по формулам для соответствующей области сопротивления и сравнение его с опытными значениями.
3. Построение графика зависимости опытных значений коэффициента λ от числа Рейнольдса $\lambda = f(Re)$.

Общие сведения

Потерями напора по длине $h_{дл.}$ называется часть удельной энергии потока жидкости, которая затрачивается на преодоление гидравлических сил трения, возникающих, в основном, в зоне контакта боковой поверхности потока жидкости с твердыми стенками трубопровода. Этот вид потерь имеет место в прямолинейных каналах любой формы поперечного (живого) сечения, площадь которого не изменяется по длине.

Согласно современным воззрениям, **турбулентный поток** состоит из пограничного слоя, расположенного непосредственно у стенок трубы, и турбулентного ядра.

На боковой поверхности потока, непосредственно соприкасающегося с твердой поверхностью стенок трубы, образуется пристенный слой определенной толщины $\delta = f(Re)$, который при малых скоростях имеет ламинарную структуру, а при увеличении скорости пристенный слой становится турбулентным, состоящим из бесконечного множества микровихрей. Эта вихревая оболочка потока возникает вследствие обтекания жидкостью выступов шероховатости (Δ), присутствующих на любой поверхности стенки трубы. Время существования микровихрей мало, так как, они, взаимодействуя друг с другом, увеличиваются в размере и мигрируют от стенки трубы к ее оси. При этом их интенсивность уменьшается, и микровихревое движение преобразуется в макровихревое, непосредственно формирующее хаотическую структуру турбулентного ядра потока.

Описанная выше реальная структура потока показывает, что силы трения и вызванные ими касательные напряжения, локализуются в пристенном слое, а турбулентное ядро – это транзитный поток жидкости, объем которого составляет более 95 процентов от всего объема потока в канале (трубе), почти не оказывает влияния на сопротивление движению жидкости.

Ламинарный режим движения жидкости, в отличие от турбулентного, имеет строго упорядоченную, слоистую структуру потока жидкости, поэтому законы механики позволяют с определенными допущениями получить теоретически закон распределения касательных напряжений, закон

параболического распределения скоростей в сечении, формулу расхода жидкости и закон Пуазейля для определения потерь напора по длине.

Общей формулой для определения потерь напора по длине в трубах круглого сечения, как при турбулентном, так и при ламинарном режимах движения, является **формула Дарси-Вейсбаха**

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} \quad (5.1)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения или коэффициент Дарси (безразмерный);

Re – число Рейнольдса;

l и d – длина и диаметр трубопровода;

V – средняя скорость потока;

g – ускорение свободного падения.

Для определения коэффициента λ предложен ряд формул, учитывающих его зависимость от числа Рейнольдса, шероховатости, размеров поперечного сечения труб.

Экспериментальными работами И. Никурадзе и А.П. Зегжда, посвященными изучению гидравлических сопротивлений в трубах с искусственной шероховатостью, было установлено существование четырех основных зон сопротивлений*, каждая из которых характеризуется своими зависимостями $\lambda = f(Re, \frac{\Delta}{d})$. В общем случае λ зависит от числа Рейнольдса и шероховатости стенок трубы.

Рассмотрим более подробно каждую из этих зон.

1-я зона – зона вязкого сопротивления. Она охватывает ламинарный режим движения. Пределы этой зоны по числу Рейнольдса – $Re < 2320$. Коэффициент λ зависит только от числа Re и определяется для труб круглого сечения по **закону Пуазейля**:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (5.2)$$

Подставляя это значение в формулу (5.1), получим

$$h_{\text{дл}} = \frac{64\nu}{Vd} \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} = kV$$

Здесь и ниже k – коэффициент пропорциональности. Отсюда видно, что потери напора при ламинарном режиме прямо пропорциональны средней скорости в первой степени.

* Точнее пяти зон сопротивлений, но переходная зона от ламинарного режима движения к турбулентному не имеет особого практического значения

При турбулентном режиме, структура которого описана выше, потери напора могут сильно меняться в зависимости от диаметра трубы, скорости движения, вязкости жидкости и шероховатости стенок трубы. Для количественной оценки шероховатости вводится понятие о средней высоте выступов шероховатости. Эту высоту называют **абсолютной шероховатостью** – Δ .

При одной и той же величине абсолютной шероховатости ее влияние на величину гидравлических сопротивлений различно в зависимости от диаметра трубы. Поэтому вводится понятие **относительной шероховатости**, равной отношению абсолютной шероховатости к диаметру (или радиусу) трубы, т.е. величина $\frac{\Delta}{d}$ или $(\frac{\Delta}{r})$. В связи с тем, что абсолютная шероховатость имеет различные по высоте и по площади коэффициент λ начинает распространения выступы, а измерить их величину практически невозможно, то в практику гидравлических расчетов было введено понятие **эквивалентной шероховатости** – $\Delta_{\text{экв}}$. Под **эквивалентной шероховатостью** $\Delta_{\text{экв}}$ понимают такую высоту выступов шероховатости, сложенной из песчинок одинакового размера, которая дает при экспериментах одинаковую с естественной абсолютной шероховатостью величину коэффициента гидравлического трения.

При турбулентном режиме в зависимости от соотношения размеров ламинарного подслоя δ на стенке трубы и высоты выступов абсолютной шероховатости Δ , различают трубы **гидравлически гладкие** ($\delta > \Delta$) и **гидравлически шероховатые** ($\delta < \Delta$).

В области гидравлически гладких труб при

$$2300 \leq \text{Re} < 20 \frac{d}{\Delta_3}$$

имеет место **2-я зона – гладкостенного сопротивления**. В этой зоне пристенный слой, толщина которого (δ) больше шероховатости (Δ), имеет структуру ламинарного течения. Он как бы изолирует турбулентное ядро от контакта с шероховатостью, поэтому коэффициент сопротивления λ зависит только от числа Re , т.е. $\lambda = f(\text{Re})$. В этой зоне $h_{\text{дл}} = kV^{1,75}$.

Численное значение коэффициента λ можно определить по **формуле Блазиуса**:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} \quad (5.3)$$

С увеличением скорости потока толщина пристенного ламинарного слоя уменьшается и, когда δ станет примерно равным Δ , наступает **3-я зона – переходная от гладкостенного сопротивления к квадратичному**

(**доквадратичная зона**), в которой на коэффициент оказывает влияние два фактора: число Рейнольдса и относительная шероховатость, т.е. $\lambda = f\left(\text{Re}, \frac{\Delta}{d}\right)$.

В этой зоне $h_{\text{дл}} = kV^{1,75-2,0}$. Другими словами, это переходная зона от гидравлически гладких труб к гидравлически шероховатым, границы которой определяют числа Рейнольдса, находящиеся в следующем диапазоне значений

$$20 \frac{d}{\Delta_3} \leq \text{Re} < 500 \frac{d}{\Delta_3}$$

Для определения λ в этой зоне может быть рекомендована формулой **А.Д. Альтшуля**:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta_3}{d} \right)^{0,25} \quad (5.4)$$

Дальнейшее увеличение скорости потока почти полностью оголяет выступы шероховатости, в результате чего ламинарный подслой исчезает и пристенный слой становится вихревым. Такому течению соответствует

4-я зона – квадратичного сопротивления или зона гидравлически шероховатых труб, при которой влиянием вязкости жидкости на величину сопротивления можно пренебречь, а это значит, что коэффициент λ будет зависеть только от относительной шероховатости, т.е. $\lambda = f\left(\frac{\Delta}{d}\right)$, $h_{\text{дл}} = kV^{2,0}$. Начало этой зоны по числу Рейнольдса определяется условием

$$\text{Re} \geq 500 \frac{d}{\Delta_3}$$

Коэффициент λ в этой зоне можно определить по **формуле Б.Л. Шифринсона**:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} \right)^{0,25} \quad (5.5)$$

В учебниках, справочниках и другой литературе для каждой зоны сопротивления предлагается не одна, а несколько эмпирических формул для определения коэффициента Дарси. Если к этому добавить, что при выполнении расчета потерь по длине, каждая такая формула не может учесть реального состояния поверхности стенок и условий эксплуатации трубопроводов, то вполне допустимо для всех зон сопротивления использовать, с соответствующей коррекцией, комбинированную формулу Альтшуля (5.4):

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta_3}{d} \right)^{0,25}$$

Универсальность этой формулы становится очевидной, если представить ее в следующем виде:

$$\lambda = 0,11(A + B)^{0,25}$$

где A – первое слагаемое в скобках отвечает за зону гладкостенного сопротивления; B – второе – за шероховатую зону, а их сумма – за переходную.

Подводя итоги, сформулируем последовательность действий, которыми следует руководствоваться, выполняя инженерные расчеты потерь по длине в трубопроводах:

1. Определяется число Рейнольдса ($Re = \frac{vd}{\nu}$).
2. Если полученное значение $Re < 2320$, то режим движения ламинарный и коэффициент Дарси рассчитывается по формуле (5.2).

При $Re > 2320$ – имеет место турбулентное течение, причем со структурой, соответствующей одной из трех указанных зон сопротивления. Для расчета коэффициента λ выбираются формулы 5.3, 5.4, 5.5.

Упростить последовательность расчетных действий позволяет схема, приведенная в таблице 5.1.

Таблица 5.1

Ламинарный режим	Турбулентный режим		
1-ая зона (вязкого сопротивления)	2-ая зона (гладкостенного сопротивления)	3-ая зона (доквадратичного сопротивления)	4-ая зона (квадратичного сопротивления)
$Re < 2320$	$2300 \leq Re < 20 \frac{d}{\Delta_3}$	$20 \frac{d}{\Delta_3} \leq Re < 500 \frac{d}{\Delta_3}$	$Re \geq 500 \frac{d}{\Delta_3}$
$\lambda = f(Re)$	$(\delta > \Delta)$ $\lambda = f(Re)$	$(\delta \sim \Delta)$ $\lambda = f\left(Re, \frac{\Delta}{d}\right)$	$(\delta < \Delta)$ $\lambda = f\left(\frac{\Delta}{d}\right)$
Формула Пуазеля	Формула Блазиуса	Формула Альтшуля	Формула Шифринсона
$\lambda = \frac{64}{Re}$	$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$	$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta_3}{d} \right)^{0,25}$	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} \right)^{0,25}$

На числовой оси Рейнольдса имеются отметки, разграничивающие, во-первых, режимы движения (отметка 2320) и, во-вторых, при турбулентном режиме – зоны сопротивления (отметки $20d/\Delta$ и $500d/\Delta$), значения которых необходимо вычислить. Далее, по известному значению числа Рейнольдса, полученному при расчете потерь по длине, находим столбец с соответствующей зоной сопротивления, в котором ниже оси Рейнольдса указаны основные

физические параметры этой зоны и приведена формула для определения коэффициента Дарси с ее автором.

Для получения опытного значения коэффициента Дарси будем использовать формулу (5.1):

$$\lambda_{\text{оп}} = \frac{h_{\text{дл.оп}} d 2g}{l V^2} \quad (5.6)$$

где $h_{\text{дл.оп}}$ – значение потерь энергии по длине, полученное на экспериментальной установке, описание которой приведено ниже.

Описание опытной установки

Принципиальная схема экспериментального участка горизонтального трубопровода постоянного сечения, используемого для определения коэффициента λ , приведена на рисунке 5.1.

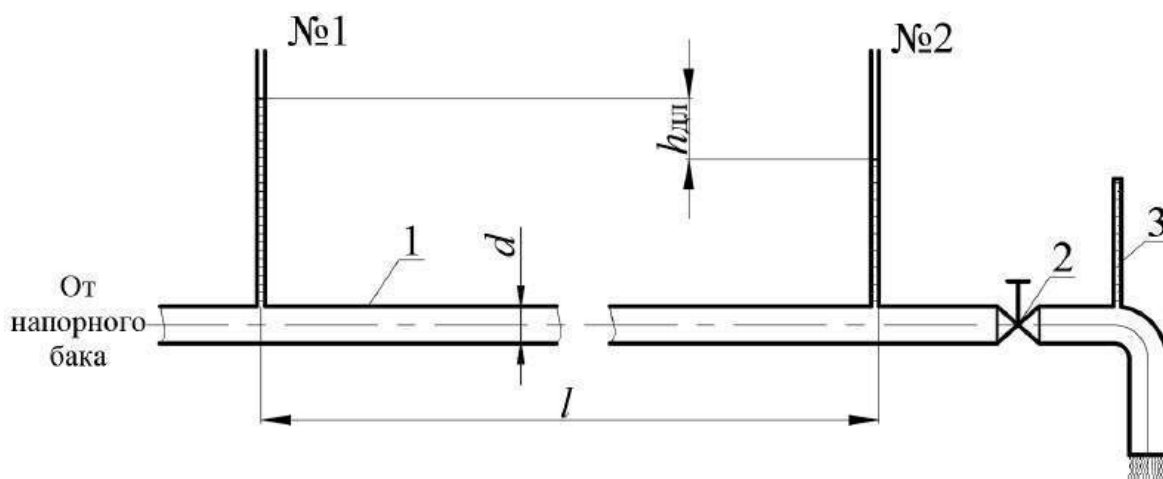


Рисунок 5.1

Основными элементами экспериментальной установки являются: напорный бак для питания установки водой (на рисунке не показан), опытный участок трубопровода постоянного диаметра и устройство для измерения расхода. В случае использования экспериментальной установки, описанной в лабораторной работе №3, питание осуществляется по открытому циркуляционному циклу с забором воды из водооборотного бассейна в напорный бак, последующим движением воды по опытному участку трубопровода, мерному устройству для определения расхода и возвращением воды в тот же водооборотный бассейн (см. рисунке 3.2).

Опытный участок трубопровода 1 (рисунок 5.1) должен быть совершенно прямым и иметь длину l не менее $100d$, чтобы исключить возможное влияние различных местных особенностей (нарушение формы, размеров, различие в шероховатости стенок и т.п.). Для устранения влияния начального участка на результаты опытов, начало опытного участка трубопровода должно быть удалено от входа в трубопровод на расстояние не менее $50d$. В начальном и

конечном сечениях опытного участка устанавливаются пьезометры № 1 и № 2 (или датчики дифференциального пьезометра), расстояние между которыми имеет длину L опытного участка. В целях более точного измерения среднего по сечению гидродинамического давления отбор давлений производится на стенках в 4 – 6 точках по периметру. Трубки отбора давления объединяются в коллектор, связанный с соответствующим пьезометром. На трубопроводе, соединяющем опытный участок с мерным устройством, устанавливаются вентиль 2 для регулирования расхода в трубопроводе и термометр 3 для измерения температуры воды.

В качестве мерного устройства для определения расхода может служить тонкостенный треугольный водослив Томсона (см. работу 3) или мерный бак.

Порядок выполнения работы

1. После включения насоса, подающего воду в напорный бак, открыть вентиль 2 на трубопроводе, благодаря чему, в системе устанавливается циркуляция некоторого расхода воды.

2. Произвести проливку соединительных трубок пьезометров до полного удаления из них воздуха, для чего открыть соответствующие краны (на рисунке 5.1 краны не показаны).

3. Закрыть вентиль 2 и проверить «нули» пьезометров.

4. Открытием вентиля 2 в трубопроводе последовательно установить 8–10 различных расходов воды, замеряемых при помощи мерного устройства.

В случае использования треугольного водослива Томсона данные по определению расхода вносятся в таблицу 5.2.

Таблица 5.2

№ опыта	Температура воды t , °C	Кинематический коэффициент вязкости ν , см ² /с	Отсчеты по пьезометрам		Потери напора $h_{дл}$, см	Средняя скорость V , см/с	Число Рейнольдса Re	Режим движения или область сопротивления	Коэффициент гидравлического трения λ		Отклонение $\left(\frac{\lambda_{оп}}{\lambda_{выч}} - 1\right) 100\%$
			$\frac{p_1}{\rho g}$	$\frac{p_2}{\rho g}$					экспериментальный	вычисленный	

Примечания: Длина экспериментального участка трубопровода $l =$
 Диаметр трубопровода $d =$
 Площадь поперечного сечения трубопровода $\omega =$

5. По термометру 3 измерить температура воды t_1^0 и t_2^0 в начале и в конце опыта.

6. Снять показания пьезометров № 1 и № 2, установленных на трубопроводе.

Отсчеты по пьезометрам и средняя температура воды в течение опыта вносятся в соответствующие графы таблицы 5.2.

Обработка опытных данных

1. По замеренной температуре t° воды определить кинематический коэффициент вязкости ν при помощи графика связи $\nu = f(t)$ или по справочнику.

2. Вычислить среднюю скорость воды в трубопроводе:

$$V = \frac{Q}{\omega} = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

3. Определить потери напора по длине $h_{\text{дл}}$ опытного участка трубопровода. Из уравнения Бернулли, написанного для двух сечений трубопровода с постоянным диаметром ($V_1 = V_2$), имеем

$$h_{\text{дл}} = \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} \right)$$

или для горизонтального участка ($z_1 = z_2$)

$$h_{\text{дл}} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g}$$

т.е. опытные потери напора $h_{\text{дл}}$ определяются как разность показаний пьезометров № 1 и № 2.

4. По формуле Дарси-Вейсбаха (5.6) определить экспериментальное значение коэффициента λ :

$$\lambda_{\text{оп}} = \frac{h_{\text{дл.оп}} d 2g}{l V^2}$$

5. Вычислить число Рейнольдса $Re = \frac{Vd}{\nu}$ и по его величине определить режим движения.

6. Вычислить эквивалентную абсолютную шероховатость Δ_s опытного участка трубопровода. Для этого экспериментальное значение коэффициента λ в квадратичной области сопротивления (т.е. для опытов со средней скоростью воды $V \geq 1,2$ м/с) подставляется в формулу (5.5).

7. Определить область сопротивления движения воды в трубопроводе при турбулентном режиме путем сравнения опытного значения числа Рейнольдса с величиной относительной гладкости d/Δ_s .

8. В зависимости от режима движения и области сопротивления по соответствующим формулам вычислить величину коэффициента гидравлического трения λ и сравнивается с его экспериментальным значением. В квадратичной области сопротивления коэффициент λ вычисляется по формуле (5.5).

Результаты вычислений сводятся в таблицу 5.2.

По экспериментальным значениям λ и Re строится график $\lambda - \lg Re$ в полулогарифмических координатах.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА ТРУБЫ ВЕНТУРИ

Цель работы:

1. Опытное определение коэффициента расхода трубы Вентури.
2. Построение по опытным данным графика зависимости расхода воды Q от перепада потенциальных напоров h .

Общие сведения

Расход жидкости, газа или пара в напорных трубопроводах при установившемся движении на практике часто измеряют с помощью специальных сужающих устройств, называемых **расходомерами**. Принцип их работы основан на измерении перепада потенциальных напоров, возникающих из-за разности площадей трубопровода и самого сужающего устройства. К таким устройствам относятся диафрагмы (рисунок 6.1), сопла (рисунок 6.2), трубы Вентури (рисунок 6.3).

Из перечисленных наиболее конструктивно простым устройством является **диафрагма** (рисунок 6.1). Однако она имеет наибольшее гидравлическое сопротивление, что вызывает значительные потери напора. Кроме того, острая кромка отверстия диафрагмы быстро изнашивается, что приводит к изменению коэффициента расхода. **Сопла** (рисунок 6.2), хотя и имеют лучшее по сравнению с диафрагмой гидравлические параметры, зато более сложны в изготовлении.

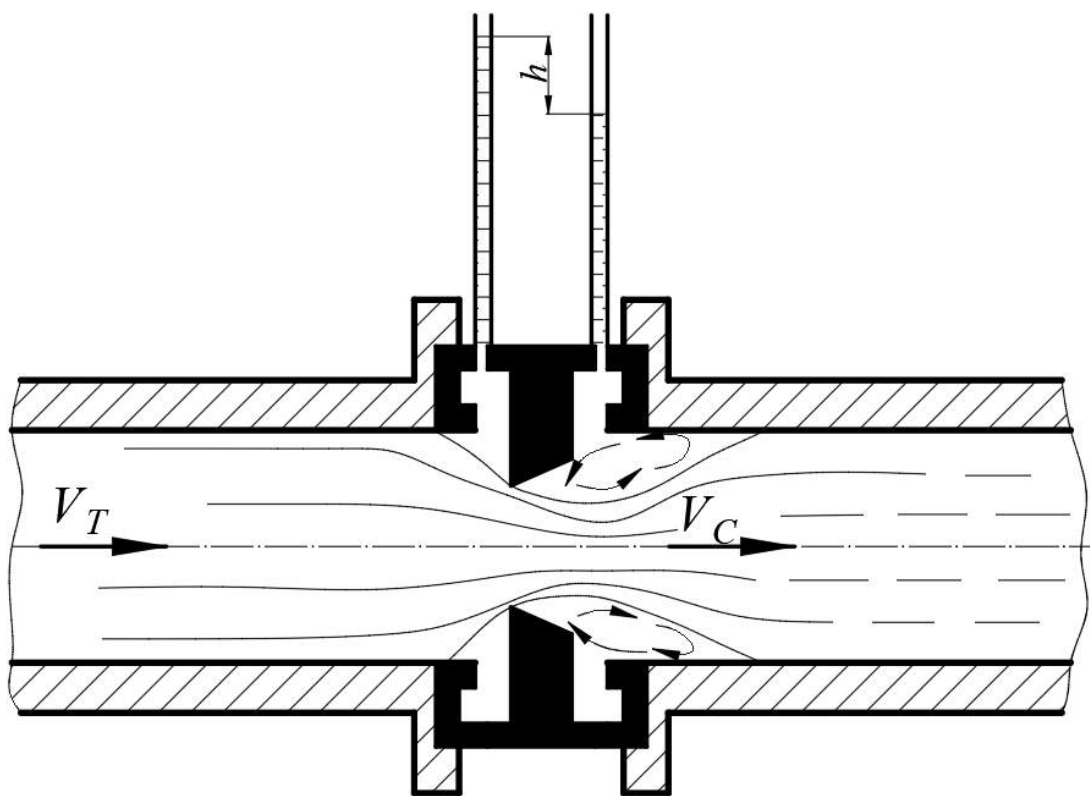


Рисунок 6.1

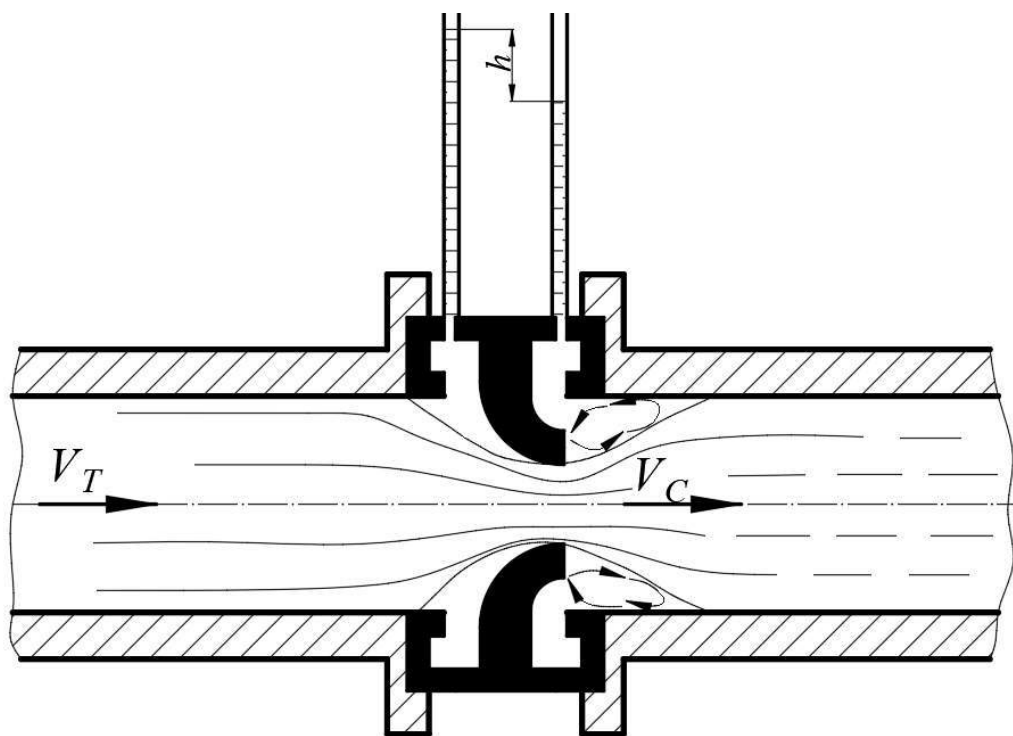


Рисунок 6.2

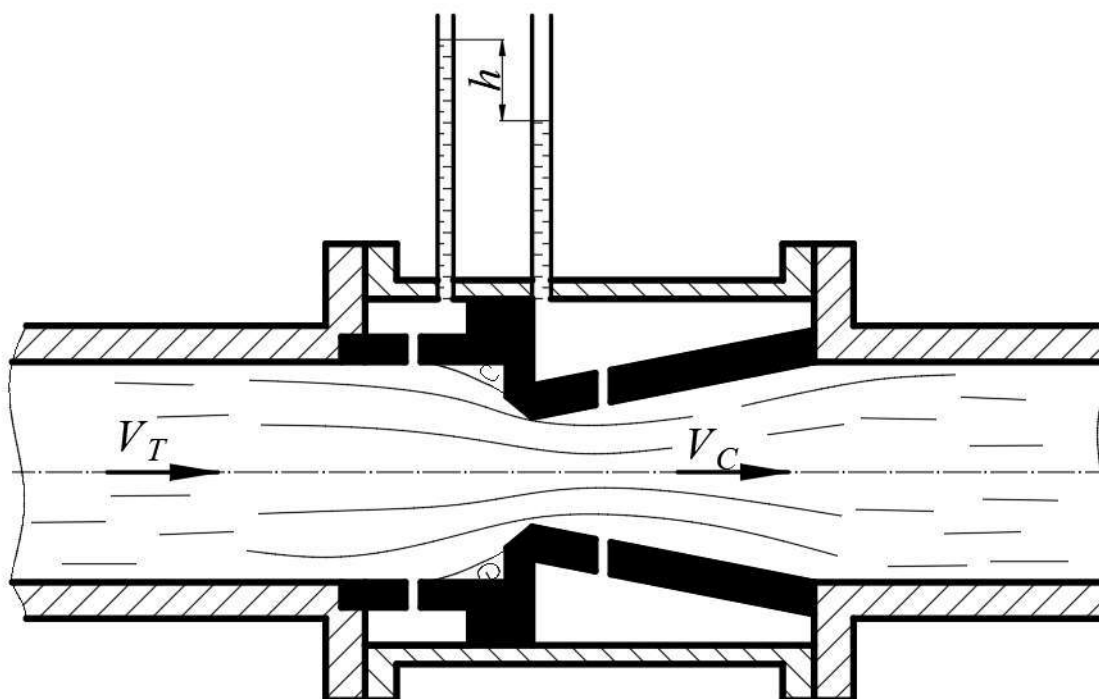


Рисунок 6.3

Наиболее совершенной в отношении гидравлического сопротивления и относительно простой в изготовлении является **труба Вентури**.

Труба Вентури, или **расходомер Вентури**, состоит из цилиндрической вставки BC $d = (0,3...0,5)D$ (D – диаметр трубопровода), соединенной с трубопроводом конфузуром AB (сходящимся патрубком) и диффузором CD (расходящимся патрубком) (рисунок 6.4).

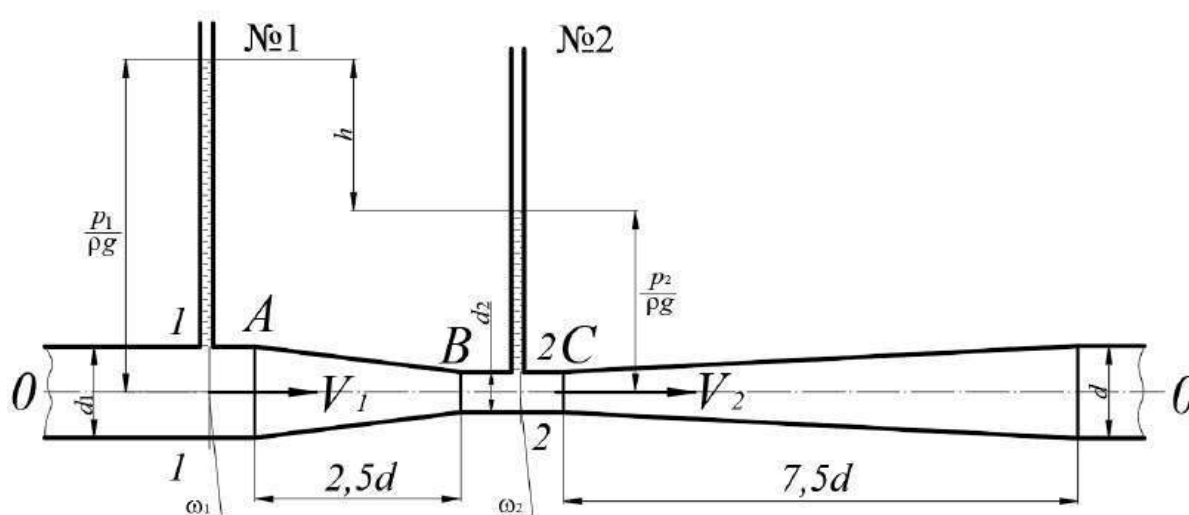


Рисунок 6.4

Для измерения перепада давления перед конфузуром и в суженной части трубы Вентури устанавливаются пьезометры или дифференциальный манометр.

Между перепадом потенциальных напоров в трубе Вентури и проходящим через нее расходом существует определенная функциональная зависимость, которая может быть использована для определения расхода по замеренному перепаду напора.

Эту зависимость легко получить используя уравнение Бернулли и уравнение неразрывности потока. Составим уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2 относительно плоскости сравнения 0–0, совпадающей с горизонтальной осью трубы, без учета потерь напора на участке между выбранными сечениями и принимая равномерный характер распределения скоростей в выбранных сечениях

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} \quad (6.1)$$

Из уравнения неразрывности потока

$$V_1 \cdot \omega_1 = V_2 \cdot \omega_2$$

можно выразить скорость V_2 через V_1 :

$$V_2 = V_1 \frac{\omega_1}{\omega_2} = mV_1$$

где $m = \frac{\omega_1}{\omega_2}$

Тогда уравнение (6.1) примет вид:

$$\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = \frac{V_1^2}{2g} (m^2 - 1) \quad (6.2)$$

Обозначив $\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = h$, уравнение (6.2) запишем в таком виде:

$$V_1 = \sqrt{\frac{2g}{m^2 - 1}} \sqrt{h}$$

Теоретический расход через трубу Вентури можно определить по следующей зависимости

$$Q_T = V_1 \cdot \omega_1 = \omega_1 \sqrt{\frac{2g}{m^2 - 1}} \sqrt{h} \quad (6.3)$$

Выражение $\omega_1 \sqrt{\frac{2g}{m^2 - 1}}$ зависит только от геометрических размеров расходомера.

Обозначим

$$A = \omega_1 \sqrt{\frac{2g}{m^2 - 1}} \quad (6.4)$$

где A – константа расходомера, тогда уравнение (6.3) можно записать в таком виде:

$$Q_T = A \sqrt{h} \quad (6.5)$$

При выводе формулы (6.5) не были учтены потери напора на трение на участке $ABCD$ и влияние сужения на распределение скоростей. Поэтому вычисленный по формуле (6.5) расход будет несколько завышен по сравнению с действительным расходом.

Для определения действительного расхода вводится **коэффициент расхода μ** , который равен отношению действительного расхода Q к теоретическому Q_T

$$\mu = \frac{Q}{Q_T} \quad (6.6)$$

Окончательная формула для определения **действительного расхода** примет следующий вид:

$$Q = \mu A \sqrt{h} \quad (6.7)$$

Коэффициент расхода трубы Вентури μ зависит от ее размеров, материала и определяется тарировкой расходомера.

Построив на основании опытных данных график зависимости $Q = f(h)$, можно непосредственно находить действительный расход Q по разности показаний пьезометров h или дифференциального манометра, не прибегая к формуле (6.7).

Необходимо отметить, что коэффициент расхода μ будет постоянным при различных расходах только в зоне квадратичного сопротивления, когда числа $Re > Re_{пр}$, где $Re_{пр}$ – предельное число Рейнольдса, т.е. наименьшее значение числа Re при котором $\mu = const$. При соотношении диаметров трубы Вентури $d/D = 0,3 \div 0,5$, предельное число Рейнольдса $Re_{пр} \geq 10^5$.

При установке расходомера Вентури, как и других расходомеров, необходимо исключить искажение потока в этих устройствах из-за близко расположенных источников возмущений (кранов, вентилей, сужений, расширений и т.д.). Расходомер должен размещаться на достаточном расстоянии от источника возмущений. Необходимая минимальная длина прямолинейного участка до расходомера Вентури определяется размерами расходомера и источником возмущения и может колебаться от $4D$ до $50D$. Минимальная длина прямолинейного участка за расходомером равна $5D$.

Описание опытной установки

Расходомер Вентури установлен на трубопроводе переменного сечения, описанном в лабораторной работе №4 (см. рисунок 3.2).

Все размеры трубы Вентури приведены на рисунке 6.4

Перепад давлений в горловине расходомера и в его входной расширенной части измеряется при помощи пьезометров №1 и №2, смонтированных на щите № 1.

Порядок проведения работы

1. Проверить отсутствие воздуха в пьезометрах № 1, 2.
2. Включить центробежный насос, подающий воду в напорный бак.
3. Давая различное открытие вентилю 2, в трубопроводе устанавливают несколько (5–6) разных расходов воды, которые замеряют тонкостенным треугольным водосливом, расположенным в лотке 3.
4. При проведении опыта каждый раз снимают показания пьезометров № 1 и 2.

Все этапы работы, перечисленные в пп. 1–4, более подробно описаны в лабораторной работе №3.

Обработка опытных данных

1. Для каждого опыта подсчитать разности показаний пьезометров h и соответственно им по формуле (6.5) – теоретические расходы Q_T .
Предварительно по формуле (6.4) найти значение A .

2. Для каждого опыта по формуле (6.6) подсчитать значение коэффициента расхода трубы Вентури.

Все результаты измерений и вычислений занести в таблицу 6.1.

Таблица 6.1

Номер опыта	Показания пьезометров в сечениях 1 и 2, см		Разность показаний пьезометров h , см	Расход воды, вычисленный без учета потерь, Q_t , л/с	Измерение расхода				Коэффициент расхода μ
	$\frac{p_1}{\rho g}$	$\frac{p_2}{\rho g}$			Отметка вершины угла треугольного водослива V_0 , см	Отметка уровня перед водосливом V , см	Напор H , см	Расход Q , л/с	

3. По опытным значениям действительного расхода Q и разностям показаний пьезометров h на миллиметровой бумаге в масштабе построить график зависимости $Q = f(h)$.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №7. ИССЛЕДОВАНИЕ ИСТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ МАЛЫЕ ОТВЕРСТИЯ В ТОНКОЙ СТЕНКЕ И ЧЕРЕЗ НАСАДКИ

Цель работы:

1. Экспериментальное определение коэффициентов расхода, скорости, сжатия и сопротивления при истечении жидкости из малого круглого отверстия в тонкой стенке и через насадок Вентури при постоянном напоре и сравнение полученных значений со справочными.
2. Наблюдение инверсии струи, вытекающей из отверстий различного очертания; исследование характера истечения из различных насадков.
3. Измерение вакуума в насадке Вентури и наблюдение его срыва.
4. Экспериментальное определение времени частичного опорожнения напорного бака и сравнение его с теоретическим.

Общие сведения

Малым называется такое отверстие, при расчете истечения из которого пренебрегают скоростью подхода и считают местные скорости во всех точках сжатого сечения практически одинаковыми, что наблюдается при h (или d) $\leq 0,1 H$, где h вертикальный размер в случае некруглого отверстия; d – диаметр круглого отверстия; H – напор относительно плоскости сравнения 0–0, проведенной через центр тяжести площади ω отверстия (рисунок 7.1).

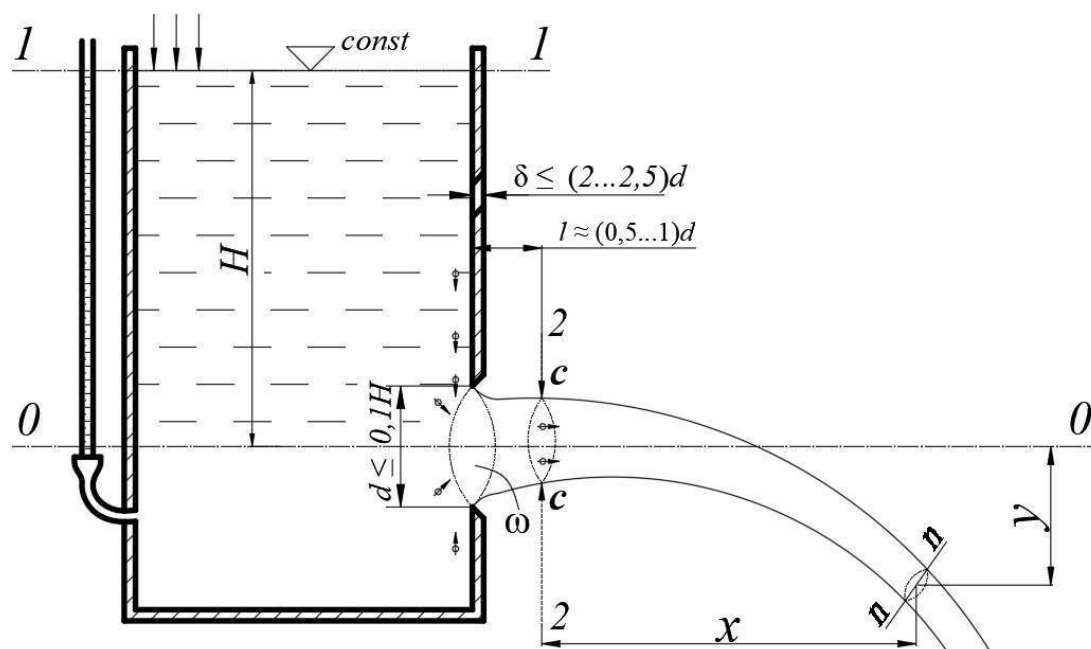


Рисунок 7.1

Стенка считается в гидравлическом смысле тонкой, если ее толщина $\delta \leq (2 \dots 2,5)d$. В этом случае толщина стенки не влияет на истечение жидкости, и

в расчет принимается только местное сопротивление, возникающее при сжатии струи. В частном случае края отверстия могут иметь заостренную кромку.

Сжатое сечение площадью ω_c образуется на расстоянии $l \cong (0,5...1)d$. Сжатие обуславливается инерцией частиц жидкости, движущихся по криволинейным непараллельным траекториям при подходе к отверстию. Движение жидкости в сжатом сечении практически плавно изменяющееся; площадь этого сечения определяется зависимостью

$$\omega_c = \varepsilon \omega$$

где ε – коэффициент сжатия струи;
 ω – площадь отверстия.

Степень сжатия струи влияет на пропускную способность отверстия: чем больше сжатие, тем меньше расход при прочих равных условиях истечения. Различают типы сжатия: неполное – струя сжимается не по всему периметру отверстия, полное – сжатие по всему периметру. В свою очередь полное сжатие может быть совершенным и несовершенным. Тип сжатия струи определяется расположением отверстия относительно боковых стенок и дна резервуара.

Если рассматривать истечение при постоянном напоре и написать уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2 относительно плоскости сравнения 0–0 (рисунок 7.1), то можно получить следующие расчетные формулы:

$$V = \varphi \sqrt{2gH} \quad (7.1)$$

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH} \quad (7.2)$$

где V – скорость в сжатом сечении;
 g – ускорение силы тяжести;
 φ – безразмерный коэффициент скорости;
 H – напор;
 Q – расход;
 μ – безразмерный коэффициент расхода.

Коэффициенты φ и μ определяются по зависимостям:

$$\varphi = \sqrt{\frac{1}{1+\zeta}} \quad (7.3)$$

$$\mu = \varepsilon \varphi \quad (7.4)$$

где ζ – коэффициент сопротивления.

Физический смысл коэффициента скорости φ становится очевидным после преобразования формулы (7.1):

$$\varphi = \frac{V}{\sqrt{2gH}} = \frac{V}{V_{ид}} \quad (7.5)$$

т.е. φ представляет отношение действительной скорости истечения к скорости истечения идеальной жидкости. Численное значение коэффициента φ можно также определить, исходя из параболической траектории падения струи, путем решения системы уравнений:

$$x = V \cdot t \quad (7.6)$$

$$y = \frac{gt^2}{2} \quad (7.7)$$

где x и y – координаты центра тяжести произвольного сечения $n-n$ струи в системе координат, начало которой совпадает с центром тяжести сжатого сечения;

t – время движения частиц жидкости от сечения сжатия до сечения $n-n$.

Подставляя значение скорости V из уравнений (7.6) и (7.7) в формулу (7.5), получаем

$$\varphi = \frac{x}{2\sqrt{Hy}} \quad (7.8)$$

Для выяснения **физического смысла коэффициента расхода μ** и определения его численного значения можно воспользоваться формулой (7.2)

$$\mu = \frac{Q}{\omega\sqrt{2gH}} = \frac{Q}{Q_{ид}} \quad (7.9)$$

Коэффициент μ представляет отношение действительного расхода жидкости к теоретически вычисленному, равному расходу идеальной жидкости без учета сжатия струи. Таким образом, этот коэффициент учитывает и потерю напора, и сжатие струи, вытекающей из отверстия.

Коэффициент сопротивления определяется по формуле (7.3):

$$\zeta = \frac{1}{\varphi^2} - 1 \quad (7.10)$$

Как показали опыты, для малых круглых отверстий в тонкой стенке при совершенном сжатии и турбулентном режиме (квадратичная зона сопротивления) перечисленные коэффициенты имеют следующие численные значения: $\mu = 0,62$; $\varphi = 0,97$; $\varepsilon = 0,64$; $\zeta = 0,06$.

Истечение жидкости из отверстий сопровождается инверсией струи, т.е. изменением формы поперечного сечения по длине струи. Так, например, при

истечении из квадратного отверстия струя в сжатом сечении имеет форму восьмиугольника, а за сжатым сечением – крестообразную форму.

Истечение жидкостей из отверстий часто встречается в гидротехнических сооружениях, например, сброс воды из верхнего бьефа через различные донные отверстия и через отверстия для наполнения шлюзовых камер. Соответствующие истечению из малых отверстий расчетные зависимости используются для определения расхода и потерь давления в мерных шайбах, золотниковых распределителях, в различных клапанах, в диафрагменных дросселях и во многих других устройствах гидравлических систем.

Насадком называется короткая напорная труба длиной $l = (3...4)d$, присоединенная к отверстию. При гидравлическом расчете насадка учитываются только местные потери напора (потерями напора по длине пренебрегают ввиду их малости). Различают следующие **основные типы насадков**: цилиндрические, конические (расходящиеся и сходящиеся) и коноидальные. Указанные насадки могут располагаться на внутренней или внешней стенке резервуара. ***Насадки увеличивают пропускную способность отверстия и придают вытекающей струе определенные свойства.*** Например, конически расходящийся насадок формирует сильно аэрированную струю с большим расходом, но с малой кинетической энергией и незначительной дальностью отлета струи. Насадки широко используются в технике – это всевозможные форсунки и жиклеры, водосбросные отсасывающие трубы, сопла активных турбин, наконечники брандспойтов и гидромониторов; применяются в струйных насосах, в гидроэлеваторах, в ракетных двигателях, дождевальными установках и т.п.

Расчетные зависимости при истечении жидкости через насадки те же, что и при истечении из отверстий. Следует подчеркнуть, что в формуле (7.2) величина ω – площадь насадка на выходе. Каждый насадок в зоне квадратичного сопротивления имеет постоянные численные значения коэффициентов μ , φ , ε и ζ , отнесенные к выходному сечению насадков. Значения этих коэффициентов приводятся в учебной и справочной литературе.

Рассмотрим истечение жидкости из внешнего цилиндрического насадка – насадка Вентури (рисунок 7.2).

Длина такого насадка находится в пределах $(3,5 \div 4)d \leq l_n \leq \sim (6 \div 7)d$. Струя на входе в насадок сжимается, как и при истечении через отверстие в тонкой стенке, далее (при достаточной длине насадка) струя расширяется и вытекает полным сечением. Сжатую зону транзитной струи охватывают водоворотные области. Если струя вытекает в среду с атмосферным давлением, то в зоне сжатия струи устанавливается (согласно уравнению Бернулли) абсолютное давление, меньшее атмосферного, т.е. вакуум, так как скорость истечения из насадка меньше скорости в сжатом сечении. Вакуум можно измерить жидкостным вакуумметром, подключенным к сжатой зоне струи, причем $h_{\text{вак}} \approx 0,74H$.

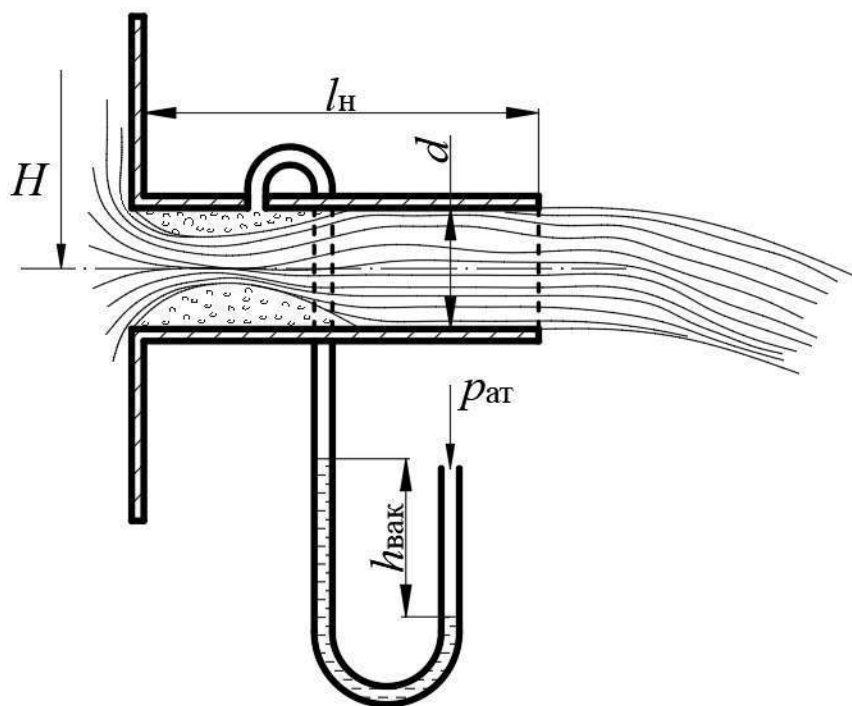


Рисунок 7.2

Для насадки Вентури опытами определены в зоне квадратичного сопротивления численные значения коэффициентов: $\mu_n = \varphi_n = 0,82$; $\epsilon_n = 1$; $\zeta_n = 0,5$. Сравнение указанных коэффициентов для насадки и отверстия показывает, что скорость истечения из насадки меньше, чем из отверстия ($\varphi_n < \varphi$), за счет возросшего сопротивления в насадке ($\zeta > \zeta_n$), но расход через насадок Вентури все же больше расхода через отверстие ($\mu_n > \mu$). Это объясняется отсутствием сжатия струи на выходе из насадки ($\epsilon_n = 1$) и некоторым увеличением скорости в сжатом сечении из-за подсасывающего влияния вакуума.

Истечение через отверстия и насадки при переменном напоре относится к неустановившемуся движению и находит применение при определении времени частичного или полного опорожнения различных емкостей (шлюзовых камер, цистерн, сосудов).

Теоретическая формула для определения времени частичного опорожнения призматического резервуара (рисунок 7.3) имеет вид

$$t_T = \frac{2\Omega}{\mu\omega\sqrt{2g}} (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}), \quad (7.11)$$

где Ω – площадь поперечного сечения резервуара;

H_1 и H_2 – начальный и конечный напоры.

Время полного опорожнения определяется по формуле (7.11) при условии $H_2 = 0$.

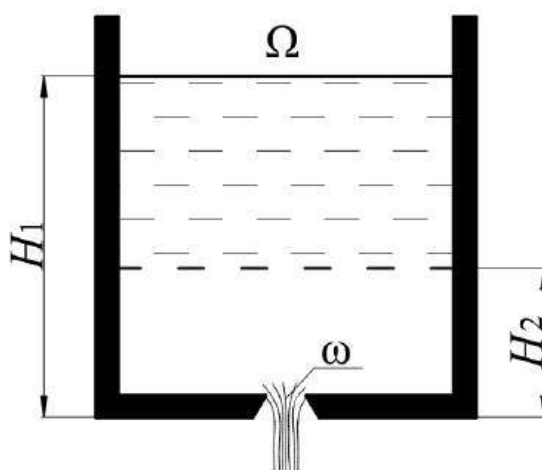


Рисунок 7.3

Описание опытной установки

Вода центробежным насосом 1 (рисунок 7.4) по трубе 3 подается в напорный бак 5, в стенке которого сделан специальный круглый вырез 8 с резьбой. В этом вырезе с помощью резьбового соединения крепятся съемные диски с различными исследуемыми отверстиями или насадками. Отверстие может перекрываться поворотным клапаном 7. Расход поступающей в бак воды регулируется задвижкой 2. Для поддержания в баке постоянного напора H служит труба холостого сброса 6. Напор измеряется пьезометром 4. Определение расхода струи производится с помощью мерного бачка 9, установленного вместе с весами на подвижной платформе 10. Для измерения координат центра произвольного сечения струи служит координатник 11, состоящий из горизонтальной и подвижной вертикальной реек с делениями, нуль которых соответствует центру сжатого сечения струи.

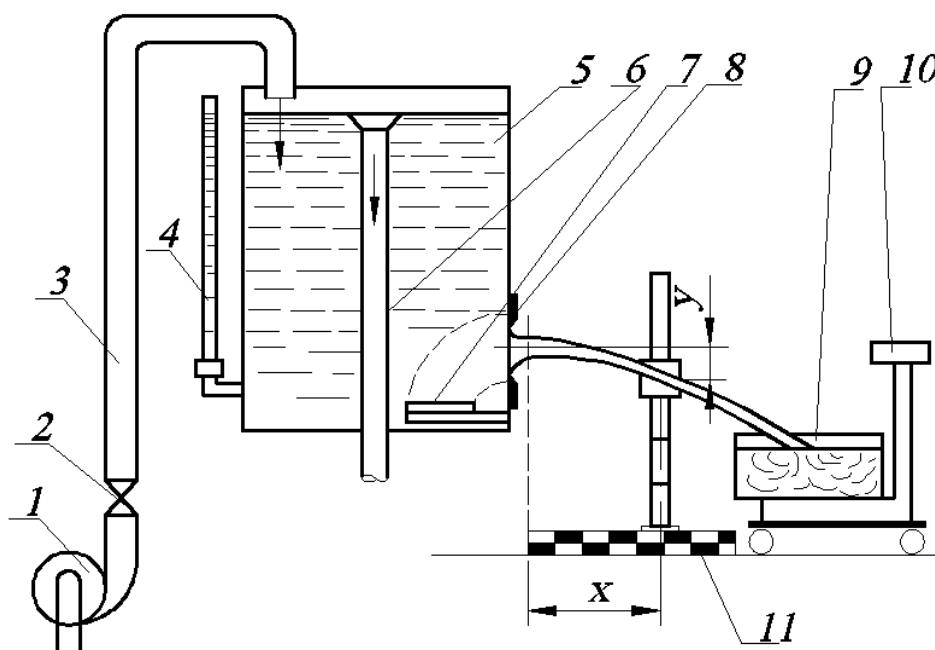


Рисунок 7.4

Порядок выполнения работы

1. В вырезе 8 установить диск с круглым отверстием и перекрыть поворотным клапаном 7.
2. Включить центробежный насос 1 и открыть задвижку 2 на трубе 3, по которой вода поступает в напорный бак 5.
3. После наполнения напорного бака и установления в нем постоянного напора H , при котором происходит слив небольшого объема воды по трубе холостого сброса 6, открыть клапан 7, после чего из отверстия вытечет струя, падающая по параболической траектории в водооборотный бассейн.
4. По пьезометру 4 измерить напор H и с помощью координатника 11 определяются координаты x и y в трех произвольных сечениях струи.
5. Для подсчета расхода Q определить вес воды (объем в литрах), поступившей в мерный бачок 9 за время t . Измерение расхода произвести три раза.
6. Отверстие перекрыть поворотным клапаном 7 и в вырезе 8 вместо диска с отверстием закрепить диск с насадком Вентури. Затем измерить напор, расход (как при истечении из отверстия) и вакуум в насадке с помощью жидкостного вакуумметра.
7. Экспериментальные данные внести в таблицу 7.1.

Таблица 7.1

Величина	Отверстие				Насадок			
	опыты			среднее значение	опыты			среднее значение
	1	2	3		1	2	3	
Вес бачка с водой G_b , кг								
Объем вытекшей воды V , л								
Продолжительность опыта t , с								
Расход воды Q , л/с								
Абсцисса x , см					—	—	—	—
Ордината y , см					—	—	—	—
Вакуум в насадке $h_{\text{вак}}$, см	—	—	—	—				

Примечания:

Диаметр отверстия или насадка $d =$

Площадь сечения отверстия или насадка $\omega =$

Площадь поперечного сечения напорного бака $\Omega =$

Вес мерного бачка без воды $G =$

Напор $H =$

8. Для наблюдения инверсии струи и истечения из различных насадков в напорном баке последовательно установить съемные диски с отверстиями различного очертания и насадками различных типов.

9. Закрывать задвижку 2 и выключить насос, при этом начинается истечение жидкости из бака при переменном напоре.

10. При начальном напоре H_1 , определяемом по пьезометру 4, включить секундомер. После падения напора на 15...20 см зафиксировать конечный напор H_2 и выключить секундомер. Время, показанное секундомером, есть опытное время истечения из призматического бака объема воды $W = \Omega(H_1 - H_2)$. В той же последовательности провести еще два опыта при понижающемся уровне воды в баке. Экспериментальные данные занести в таблицу 7.3.

Обработка опытных данных

1. По средним значениям расхода Q , координат x и y , пользуясь формулами (7.4), (7.8), (7.9) и (7.10), подсчитывают коэффициенты расхода, скорости, сжатия и сопротивления для малого отверстия и для насадка Вентури; для последнего определяется также отношение $h_{\text{вак}}/H$. Полученные значения записываются в таблицу 7.2 и сопоставляются со справочными данными.

Таблица 7.2

Параметры	Отверстие		Насадок Вентури	
	экспериментальное значение	по справочнику	экспериментальное значение	по справочнику
Коэффициент расхода μ				
Коэффициент скорости φ				
Коэффициент сжатия ε				
Коэффициент сопротивления ζ				
Отношение $h_{\text{вак}}/H$	-	-		

3. Для трех опытов по замеренным напорам H_1 и H_2 и формуле (7.11) вычисляют теоретическое время истечения t_T и определяют процентное расхождение между $t_{\text{оп}}$ и t_T по выражению

$$\left(\frac{t_{\text{оп}}}{t_T} - 1 \right) 100\%$$

Результаты вычислений заносятся в таблицу 7.3.

Таблица 7.3

Величина	Размерность	Опыты		
		1	2	3
Начальный напор H_1 , см				
Конечный напор H_2 , см	см			
Опытное время истечения $t_{\text{оп}}$, с				
Теоретическое время истечения t_T , с	с			
Расхождение	%			

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №8. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Цель работы: построение характеристик и определение оптимальных значений подачи, напора и мощности центробежного насоса.

Общие сведения

Графическая зависимость напора H , мощности N и КПД насоса η от его подачи Q при постоянной частоте вращения, плотности и вязкости жидкой среды называется характеристикой насоса. При этом зависимость $H = f(Q)$ называется напорной, а $N = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$ – энергетической характеристикой насоса. Испытания по установлению характера зависимостей $H = f(Q)$, $N = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$ называются параметрическими. Обычно они проводятся в заводских либо лабораторных условиях на специально оборудованных стендах в соответствии с ГОСТ 6134-2007 «Насосы динамические. Методы испытаний». Характеристики(а) насоса используются для согласования его работы с сетью, а также для подбора оборудования и установлении условий его монтажа и эксплуатации.

В качестве примера на рисунке 8.1 приведены характеристики (напорная и энергетическая) центробежного насоса марки К 90/20 (насос консольного типа с подачей $Q = 90 \text{ м}^3/\text{ч}$ и напором $H = 20 \text{ м}$) при $n = 2900 \text{ об/мин}$.

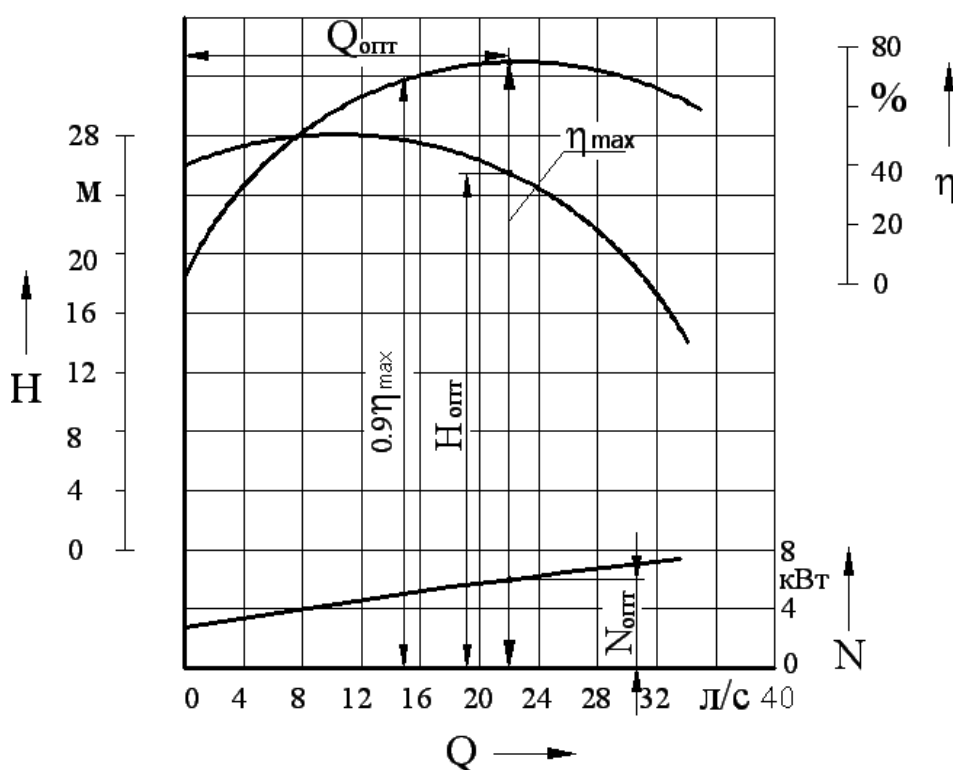


Рисунок 8.1

Подачей (объемной) насоса Q ($\text{м}^3/\text{с}$, $\text{м}^3/\text{час}$) называется отношение объема подаваемой жидкой среды ко времени.

Напором насоса H называется разность удельных энергий на выходе (сечение «Н», рисунок 8.2) и входе (сечение «В» там же) в насос, выраженная высотой столба подаваемой жидкости.

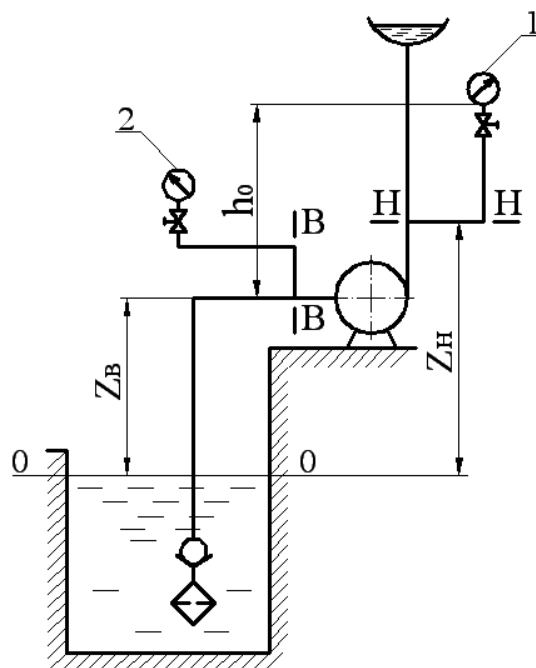


Рисунок 8.2

В соответствии с ГОСТ ISO 17769-1-2014 напор H определяется по зависимости

$$H = \frac{p}{\rho g} \quad (8.1)$$

где p – давление насоса;
 ρ – плотность жидкой среды;
 g – ускорение свободного падения.

Для определения давления насоса используется выражение

$$p = p_H - p_B + \rho \frac{V_H^2 - V_B^2}{2} + \rho g(z_H - z_B) \quad (8.2)$$

где p_H и p_B – соответственно давления на выходе (сечение «Н», рисунок 8.2) и входе (сечение «В», рисунок 8.2) в насос (давления нагнетания и всасывания);

V_H и V_B – скорости жидкой среды на выходе и входе в насос;

z_H и z_B – высоты центров тяжести сечений выхода и входа в насос.

Принимая, что давления p_H и p_B измеряются соответственно манометром 1 и вакуумметром 2 (применение вакуумметра предусматривается для случая создания вакуума на входе в насос.) и учитывая, что вакуум является отрицательным избыточным давлением, выражение (8.1) с учетом (8.2) после несложных преобразований принимает вид

$$H = h_{\text{ман}} + h_{\text{вак}} + h_0 + \frac{V_{\text{н}}^2 - V_{\text{в}}^2}{2g} \quad (8.3)$$

где $h_{\text{ман}}$ и $h_{\text{вак}}$ – соответственно показания манометра 1 и вакуумметра 2, выраженные в метрах столба перекачиваемой жидкости $V_{\text{н}}$ и $V_{\text{в}}$ имеют тоже значение, что и в выражении (8.2);

h_0 – расстояние по вертикали между отметкой положения манометра и точкой подключения вакуумметра (см. рисунок 8.2).

Выражение (8.3), при условии равенства диаметров всасывающей и нагнетательной линий ($d_{\text{н}} = d_{\text{в}}$), или при незначительной (по сравнению с напором H) разности скоростных напоров $\frac{V_{\text{н}}^2 - V_{\text{в}}^2}{2g}$, можно записать в следующем виде:

$$H = h_{\text{ман}} + h_{\text{вак}} + h_0 \quad (8.4)$$

Полезная мощность насоса $N_{\text{п}}$ – мощность, сообщаемая насосом подаваемой жидкой среде

$$N_{\text{п}} = \rho g Q H = \frac{pQ}{1000}, \text{ кВт} \quad (8.5)$$

где p – давление, Па;

Q – подача, м³/с.

Мощностью насоса N называется мощность, потребляемая насосом

$$N = M \cdot \omega$$

где M – крутящий момент на валу насоса, Н·м;

ω – угловая скорость вращения вала, с⁻¹.

ГОСТ 6134-2007 допускает определение мощности насоса N путем измерения мощности приводящего электродвигателя (ЭД) с последующим учетом его КПД при работе на заданном режиме. В этом случае выражение для расчета N имеет вид

$$N = \eta_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot W_{\text{эл}}, \text{ кВт} \quad (8.6)$$

где $\eta_{\text{дв}}$ – КПД ЭД, определяемый по графику зависимости его от нагрузки ЭД;

$\eta_{\text{п}}$ – КПД передачи; при непосредственном соединении насоса с ЭД $\eta_{\text{п}} = 1$;

$W_{\text{эл}}$ – мощность, потребляемая ЭД из сети, кВт.

Отношение мощностей $N_{\text{п}}$ и N называется КПД насоса

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N} \quad (8.7)$$

Характеристики насоса, полученные для определенной частоты вращения вала n , могут быть пересчитаны на любую другую частоту вращения n_1 по формулам теории подобия

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}; \quad \frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2; \quad \frac{N}{N_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3 \quad (8.8)$$

Описание опытной установки

Экспериментальная установка (рисунок 8.3) включает следующие основные элементы: насос, электродвигатель, всасывающую и нагнетательную линии, напорный бак, измерительную аппаратуру.

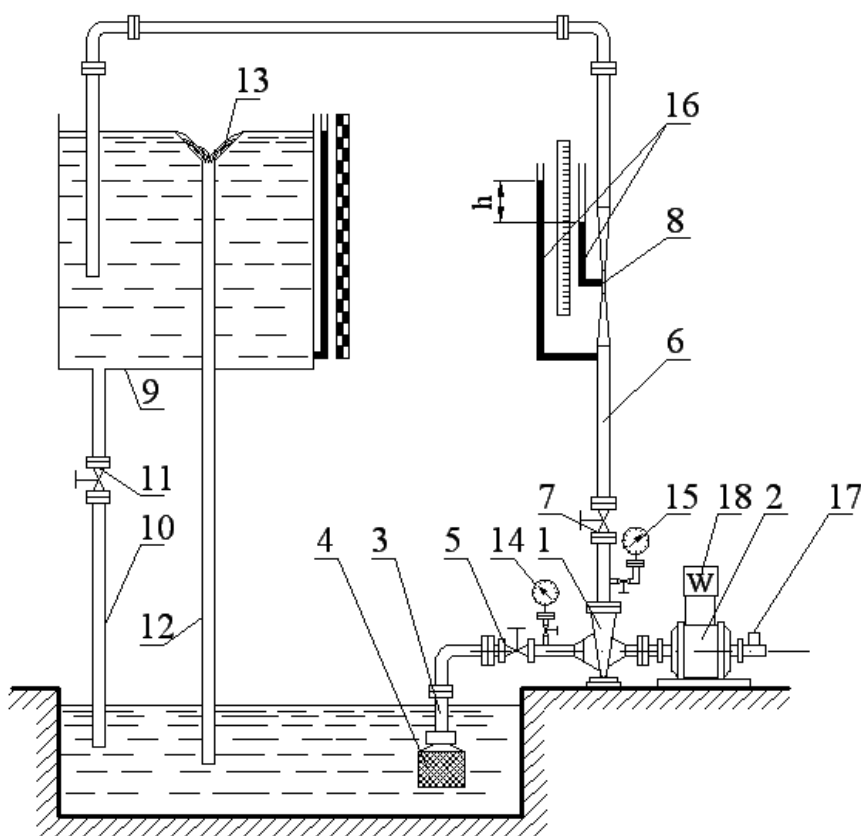


Рисунок 8.3

Насос 1 соединен с электродвигателем 2 при помощи упругой муфты. На всасывающей линии 3 насоса смонтировано приемное устройство 4, состоящее из обратного клапана и предохранительной сетки. Кроме того, на всасывающей линии установлена регулирующая задвижка 5. На нагнетательной линии 6 установлены регулирующая задвижка 7 и расходомер (труба Вентури) 8. Напорный бак 9, используемый для приема воды, опорожняется при помощи сливной трубы 10, снабженной задвижкой 11.

Для поддержания постоянного напора и предупреждения переполнения в баке имеется холостой сброс, состоящий из трубы 12 и конической воронки 13.

Измерительная аппаратура включает вакуумметр 14, манометр 15, дифференциальный манометр 16, присоединенный к расходомеру 8. Измерение частоты вращения вала рабочего колеса осуществляется с помощью электронного тахометра 17. Определение мощности насоса N производится косвенным путем – по подведенной мощности электрического тока к обмоткам электродвигателя. Для измерения этой мощности используется трехфазный ваттметр 18.

Порядок выполнения работы

1. Перед запуском стенда в работу открыть задвижку 7 на нагнетательной линии 6 и произвести заполнение насоса 1 водой.
2. Включить насос. Для исключения перегрузки электродвигателя перед пуском насоса произвести закрытие задвижки 7.
3. При закрытой задвижке 7 снять показания вакуумметра 14, манометра 15, дифманометра 16, тахометра 17, ваттметра 18.
4. Путем последовательного открытия задвижки 7 установить 7...9 других режимов работы насоса и для каждого из них произвести те же замеры, что были перечислены в п.3.
5. Для получения надежных результатов рекомендуется повторить опыты последовательно в обратном порядке (до полного закрытия задвижки 7). Все результаты измерений внести в таблицу 8.1. В приведенном виде таблица предусматривает определение напора насоса по выражению 8.4.
6. После проведения испытаний произвести отключение насоса 1 и ваттметра 18.

Обработка опытных данных

1. По разности h показаний дифференциального манометра, подключенного к расходомеру Вентури, и по тарировочному графику $Q = f(h)$ определить подача насоса Q (л/с).
2. По формуле (8.4) рассчитать напор H , развиваемый насосом (м).
3. По формуле (8.5) определить полезную мощность насоса N_n (кВт).
4. По формуле (8.6) с использованием графической зависимости КПД электродвигателя от подведенной к нему мощности, определить мощность насоса N (кВт).
5. По формуле (8.7) определить полный КПД насоса η . Все результаты расчета внести в таблицу 8.1.
6. На основании результатов вычислений, полученных для заданной частоты вращения n рабочего колеса, построить напорную ($H = f(Q)$) и энергетическую ($N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$) характеристики насоса. При построении графиков характеристик следует ориентироваться на образец, приведенный на рисунке 8.1.

7. На графиках установить оптимальные значения параметров (напора ($H_{\text{опт}}$), подачи ($Q_{\text{опт}}$), мощности ($N_{\text{опт}}$) насоса, соответствующие режиму работы с максимальным КПД ($\eta_{\text{мах}}$). Здесь же показывается рабочий интервал эксплуатации насоса, в рамках которого величина максимального КПД ($\eta_{\text{мах}}$) снижается не более, чем на 10%.

8. При необходимости построения характеристик насоса для другой частоты вращения n , произвести пересчет параметров Q , H , N по формулам подобия (8.8).

Таблица 8.1

№ опыта	Определение подачи насоса		Определение напора насоса					Полезная мощность насоса N_n	Определение мощности насоса		КПД насоса
	Показания дифманометра h	Подача насоса Q	Показания вакуумметра		Показания манометра		Напор H		Показания ваттметра $W_{эл}$	Мощность насоса N	
			$h_{\text{вак}}$		p	$h_{\text{ман}}$					
Размерность	м.вод.ст.	л/с	мм.рт.ст	м.вод.ст.	кгс/см ²	м.вод.ст.	м	кВт	кВт	кВт	%
1											
2											
3											
4											
5											
6											

Примечания:

- Марка насоса –
- Диаметр всасывающей линии $d_v =$
- Диаметр нагнетательной линии $d_n =$
- Вертикальное расстояние между отметкой положения манометра и точкой подключения вакуумметра $h_0 =$
- КПД электродвигателя $\eta_{дв} =$

2.3. Отчеты по лабораторным работам

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Гидротехническое и энергетическое строительство, водный транспорт и гидравлика»

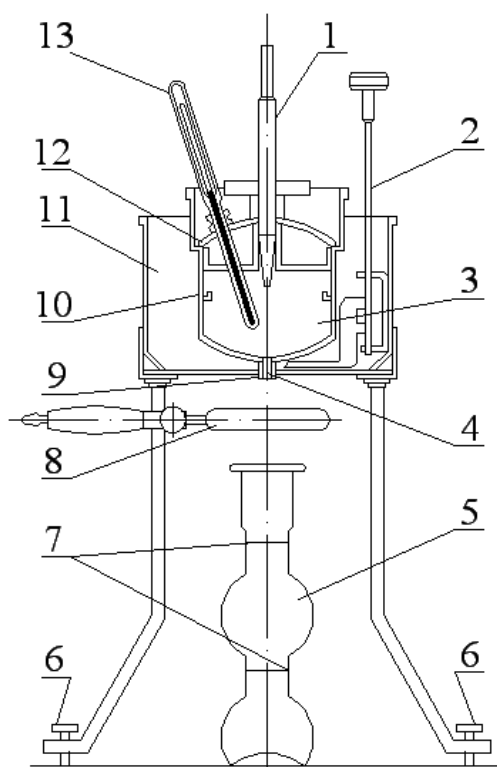
Группа _____

Отчет по лабораторной работе

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТИ ВИСКОЗИМЕТРОМ ЭНГЛЕРА

Студента _____

Схема установки



Цель работы:

Целью работы является ознакомление с конструкциями вискозиметров и определение вязкости жидкости вискозиметром Энглера.

1. Исходные данные:

1. испытываемая жидкость _____

2. температура испытываемой жидкости $t =$ _____ $^{\circ}\text{C}$

2. Опытные величины

№№ пп	Наименование	№№ о п ы т о в			Среднее опытное значение
		1	2	3	
1	Время истечения 200 см ³ дистиллированной воды при $t = 20^{\circ}\text{C}$ (водное число) $T_{\text{в}}$, с				
2	Время истечения 200 см ³ испытуемой жидкости при заданной температуре $T_{\text{ж}}$, с				

3. Вычисленные величины:

а) вязкость в градусах Энглера $^{\circ}E = \frac{T_{\text{ж}}}{T_{\text{в}}} =$

б) кинематический коэффициент вязкости по формуле Уббелюде (см²/с)

$$\nu = 0,0731 \cdot ^{\circ}E - \frac{0,0631}{^{\circ}E} =$$

в) динамический коэффициент вязкости μ

$$\mu = \nu \cdot \rho =$$

где ρ – плотность испытуемой жидкости при $t =$ _____ $^{\circ}\text{C}$
 $\rho =$ _____

значение коэффициента динамической вязкости по справочнику
 при $t =$ _____ $^{\circ}\text{C}$ $\mu =$ _____

Работа выполнена

«___» _____ 202 г.

Подпись руководителя

«___» _____ 202 г.

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Гидротехническое и энергетическое строительство, водный транспорт и гидравлика»

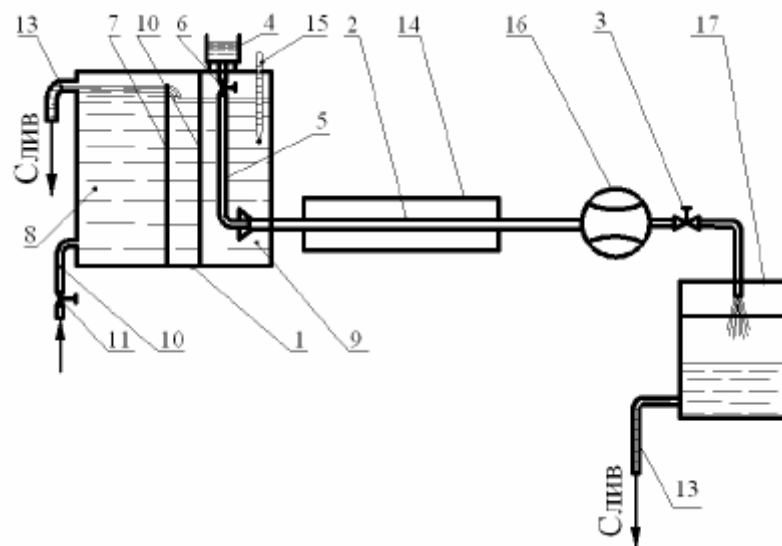
Группа _____

Отчет о лабораторной работе

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В КРУГЛОЙ ТРУБЕ

Студента _____

Схема установки



Содержание работы:

1. Наблюдение ламинарного и турбулентного движения.
2. Определение по опытным данным значений чисел Рейнольдса при ламинарном и турбулентном режимах движения.
3. Определение критической скорости $V_{кр}$ и критического числа Рейнольдса $Re_{кр}$.

Данные величины:

1. Диаметр трубы $d =$ см;
2. Площадь поперечного сечения $\omega =$ см²;
3. Объем воды $W =$ л = м³.

Таблица наблюдаемых и вычисляемых величин

Опыты	Температура воды t^0 , С	Кинематический коэффициент вязкости ν , см ² /с	Время заполнения емкости t , с	Расход воды по тарифомерной кривой Q , см ³ /с	Средняя скорость $V = \frac{Q}{\omega}$, см/с	Число Рейнольдса $Re = \frac{Vd}{\nu}$	Характер режима движения	
							Н	Р

Н – наблюдаемый

Р – расчетный

Критическая скорость $V_{кр} =$

Критическое число Рейнольдса $Re_{кр} =$

Работа выполнена

«__» _____ 202 г.

Подпись руководителя

«__» _____ 202 г.

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Гидротехническое и энергетическое строительство, водный транспорт и гидравлика»

Группа _____

Отчет по лабораторной работе

**ПОСТРОЕНИЕ ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКОЙ И НАПОРНОЙ ЛИНИЙ ДЛЯ
ТРУБОПРОВОДА, СОСТАВЛЕННОГО ИЗ ТРУБ РАЗЛИЧНЫХ
ДИАМЕТРОВ**

Студента _____

О п р е д е л е н и е р а с х о д а

№№ пп	Отметка вершины угла треугольного измерительного водослива ∇_0 см	Отметка горизонта воды перед водосливом ∇ см	Напор на водосливе $H = \nabla - \nabla_0$ см	Расход Q л/с

ПРИМЕЧАНИЕ: Расход Q л/с определяется по тарировочной кривой треугольного водослива $Q = f(H)$

ДАННЫЕ ВЕЛИЧИНЫ

№№ сечений пьезометров									
Площадь живых сечений трубопровода ω (см ²)									

ОПЫТНЫЕ ВЕЛИЧИНЫ

Удельная потенциальная энергия (отсчеты по пьезометрам) $z + \frac{p}{\rho g}$ (см)									
---	--	--	--	--	--	--	--	--	--

ВЫЧИСЛЕННЫЕ ВЕЛИЧИНЫ

Скорость $V = \frac{Q}{\omega}$ (см/с)									
Удельная кинетическая энергия $\frac{V^2}{2g}$ (см)									
Полная удельная энергия $E = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g}$ (см)									
Потери напора $h_{тр}$ (см)									

ПРИМЕЧАНИЕ: построение пьезометрической и напорной линий выполнить в масштабе на миллиметровке.

Работа выполнена

«__»_____ 202 г.

Подпись руководителя

«__»_____ 202 г.

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Гидротехническое и энергетическое строительство, водный транспорт и гидравлика»

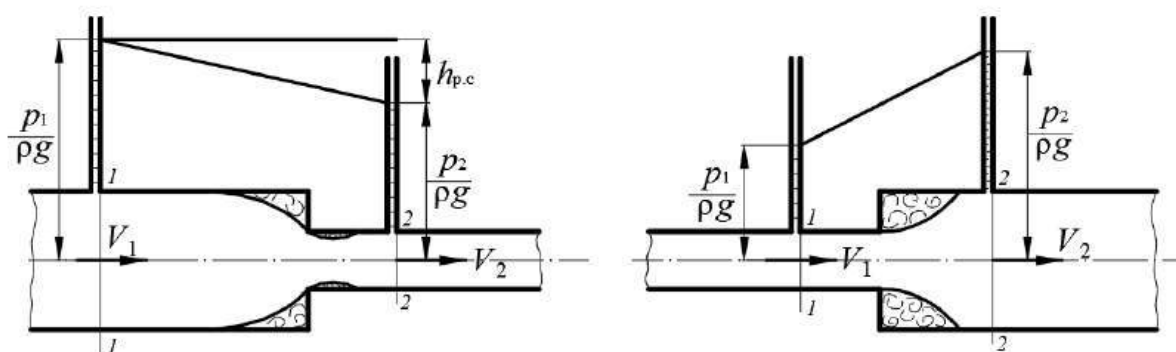
Группа _____

Отчет по лабораторной работе

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Студента _____

Схема установки



Цель работы

Определение коэффициентов местных сопротивлений в трубопроводе

Таблица 1

№№ п/п	Вид сопротивления	Площадь сечения	
		$\omega_1, \text{см}^2$	$\omega_2, \text{см}^2$
1	Внезапное расширение трубопровода		
2	Внезапное сужение трубопровода		

Определение расхода

Таблица 2

№№ п/п	Отметка вершины угла измерительного треугольного водослива ∇_0 , см	Отметка уровня воды перед водосливом ∇ , см	Напор на водосливе $H = \nabla - \nabla_0$, см	Расход Q , л/с
1				
2				
3				

Определение коэффициента сопротивления

Вид сопротивления	Опыт	Отсчеты по пьезометру, см		Средняя скорость, см/с		Скоростной напор, см		Полный напор, см		Потери напора h_m , см	Значение коэффициента сопротивления	
		$z_1 + \frac{p_1}{\rho g}$	$z_2 + \frac{p_2}{\rho g}$	V_1	V_2	$\frac{V_1^2}{2g}$	$\frac{V_2^2}{2g}$	H_1	H_2		опытное $\zeta_{оп}$	теоретическое или справочное ζ
Внезапное расширение	1											
	2											
	3											
Внезапное сужение	1											
	2											
	3											

Работу выполнил

« ____ » _____ 202 г.

Работу принял

« ____ » _____ 202 г.

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Гидротехническое и энергетическое строительство, водный транспорт и гидравлика»

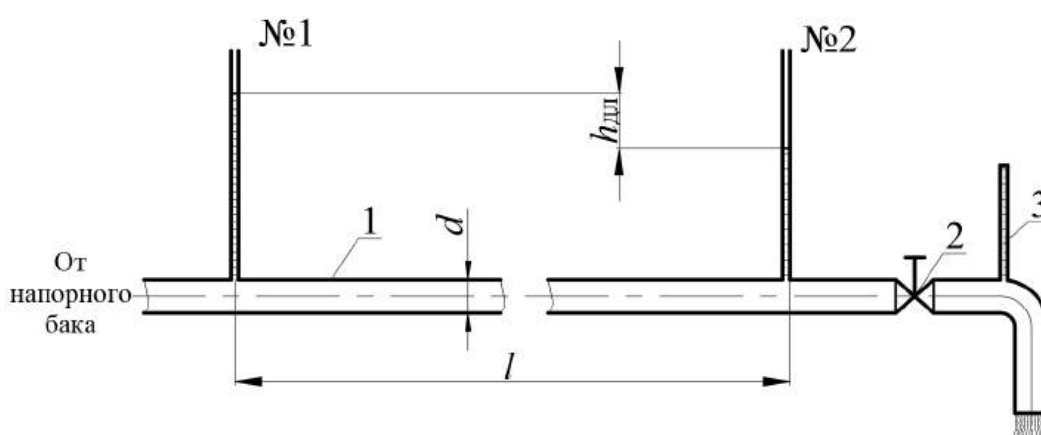
Группа _____

Отчет по лабораторной работе

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДЕ

Студента _____

Схема установки



Цель работы:

1. Экспериментальное определение коэффициентов гидравлического трения $\lambda_{оп}$
2. Сопоставление опытного значения $\lambda_{оп}$ со значением, вычисленным по формулам.
3. Построение зависимости $\lambda = f(Re)$.

Исходные данные

1. диаметр трубопровода $d =$ _____ см;
2. площадь живого сечения $\omega =$ _____ см²;
3. длина исследуемого участка трубопровода $l =$ _____ см;
4. эквивалентная шероховатость $\Delta_{экр} =$ _____ мм;
5. температура воды $t =$ _____ °С;
6. кинематический коэффициент вязкости $\nu =$ _____ см²/с.

Определение расхода

Табл.1

№ п/п	Отметка вершины угла треугольного водослива ∇_0 , см	Отметка уровня воды перед водосливом ∇ , см	Напор на водосливе $H = \nabla - \nabla_0$, см	Расход воды Q , л/с
1.				
2.				
3.				
4.				
5.				
6.				

Определение коэффициента гидравлического трения по опытным данным

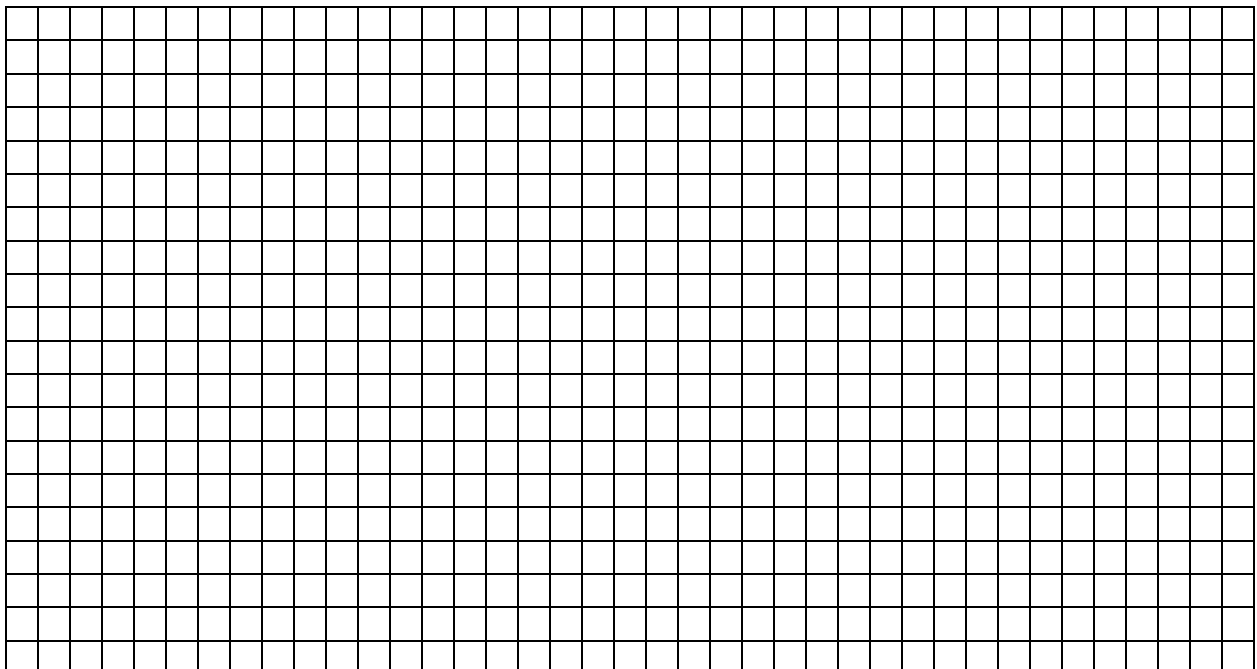
Табл.2

№ п/п	Средняя скорость V , см/с	Число Рейнольдса Re	Отсчеты по пьезометрам		Потери напора по длине $h_{дл}$, см	Опытное значение коэффициента гидравлического трения
			$p_1/\rho g$, см	$p_2/\rho g$, см		
1.						
2.						
3.						
4.						
5.						
6.						

Значения коэффициента гидравлического трения, подсчитанные по формулам

Табл.3

№ п/п	$Re \frac{\Delta_{экр}}{d}$	Зона сопротивления	Расчетная формула	Расчетное значение коэффициента гидравлического трения
1.				
2.				
3.				
4.				
5.				
6.				

График зависимости $\lambda = f(Re)$ λ 

Re

Работа выполнена

Подпись руководителя

«__» _____ 202 г.

«__» _____ 202 г.

Цель работы:

Указания:

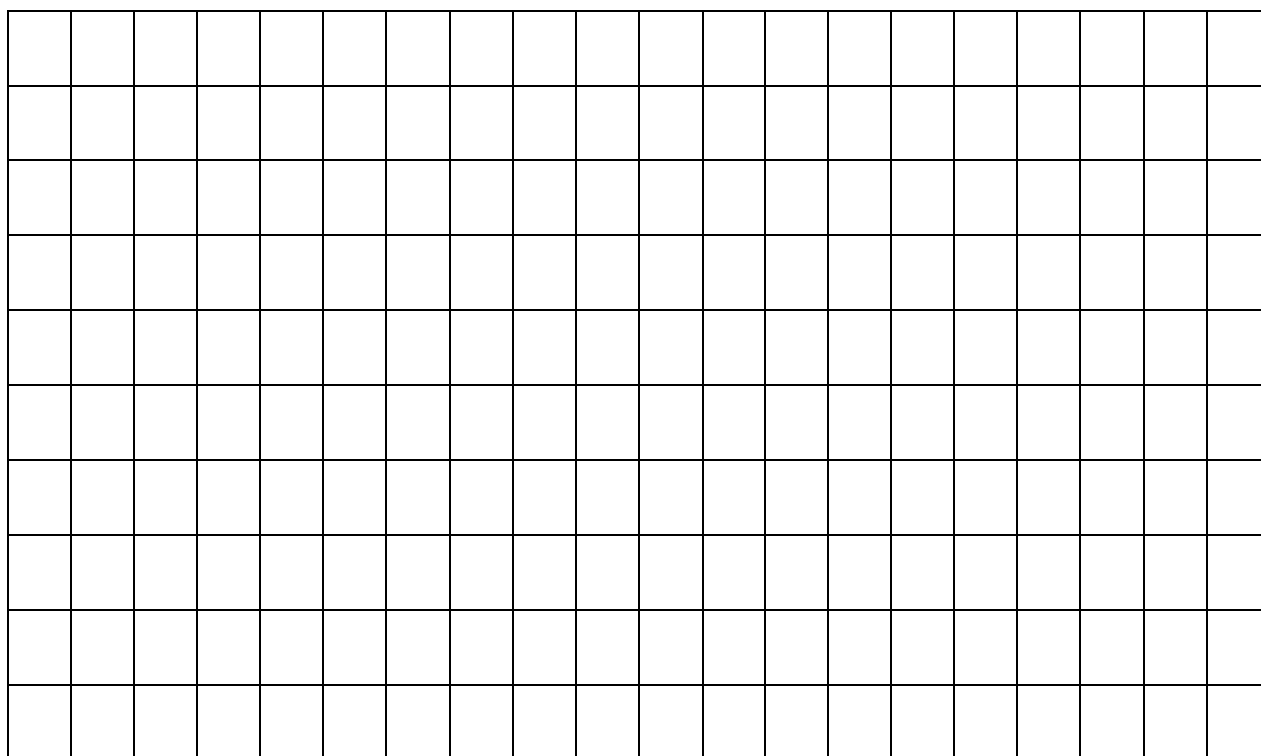
Расход $Q_T = A\sqrt{h}$

где $A = \omega_1 \sqrt{\frac{2g}{\left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 - 1}} =$

площадь живого сечения подводящей трубы $\omega_1 =$

площадь живого сечения трубы Вентури в узкой части $\omega_2 =$

Вычертить кривую изменения действительного расхода Q от h



Работа выполнена

«___»_____ 202 г.

Подпись руководителя

«___»_____ 202 г.

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Гидротехническое и энергетическое строительство, водный транспорт и гидравлика»

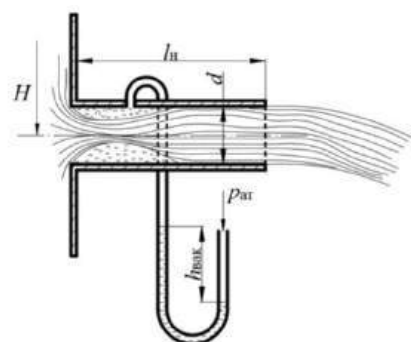
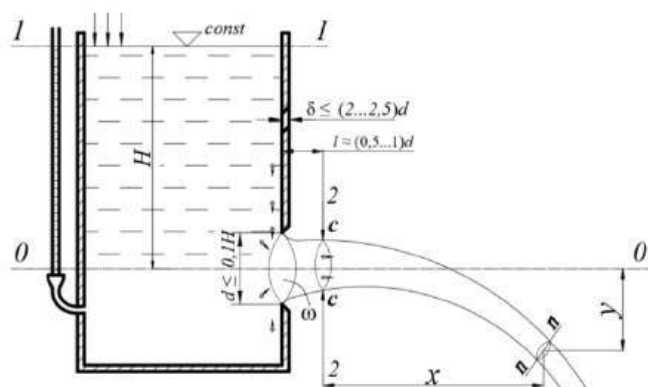
Группа _____

Отчет по лабораторной работе

ИСТЕЧЕНИЕ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ

Студента _____

Схема установки



Диаметр отверстия $d =$ см, площадь сечения отверстия $\omega =$ см²,
площадь сечения резервуара $\Omega =$ см², напор $H =$ см.

Цель работы:

1. Определение коэффициентов, характеризующих истечение через отверстие в тонкой стенке и внешний цилиндрический насадок;
2. Наблюдение за особенностями истечения из различных отверстий и насадков;
3. Определение времени истечения при переменном напоре.

Таблица наблюдений

Наименование	Раз- мер- ность	Отверстие				Насадок			
		1	2	3	Сред- нее значе- ние	1	2	3	Сред- нее значе- ние
Объем воды W	л								
Время t	с								
Расход Q	л/с								
Координаты X	см					—	—	—	—
Координаты Y						—	—	—	—
Вакуумметриче- ская высота $h_{\text{вак}}$	см	—	—	—	—				

Таблица опытных и справочных величин

	Отверстие			Насадок		
	Опыт- ное	Спра- вочное	Относ. погреш- ность	Опыт- ное	Спра- вочное	Относ. по- греш- ность
Коэффициент расхода μ						
Коэффициент скорости φ						
Коэффициент сжатия ε						
Коэффициент сопротивления ζ						
Отношение $\frac{h_{\text{вак}}}{H}$						
Отношение $\frac{\mu_{\text{нас}}}{\mu_{\text{отв}}}$						

Определение времени истечения при переменном напоре

Наименование	Размер- ность	О п ы т ы		
		1	2	3
Начальный напор H_1	см			
Конечный напор H_2	см			
Опытное время истечения $t_{\text{оп}}$	с			
Вычисленное время истечения $t_{\text{теоритич.}}$	с			

Работа выполнена

Подпись руководителя

«__»_____ 202 г.

«__»_____ 202 г.

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Гидротехническое и энергетическое строительство, водный транспорт и гидравлика»

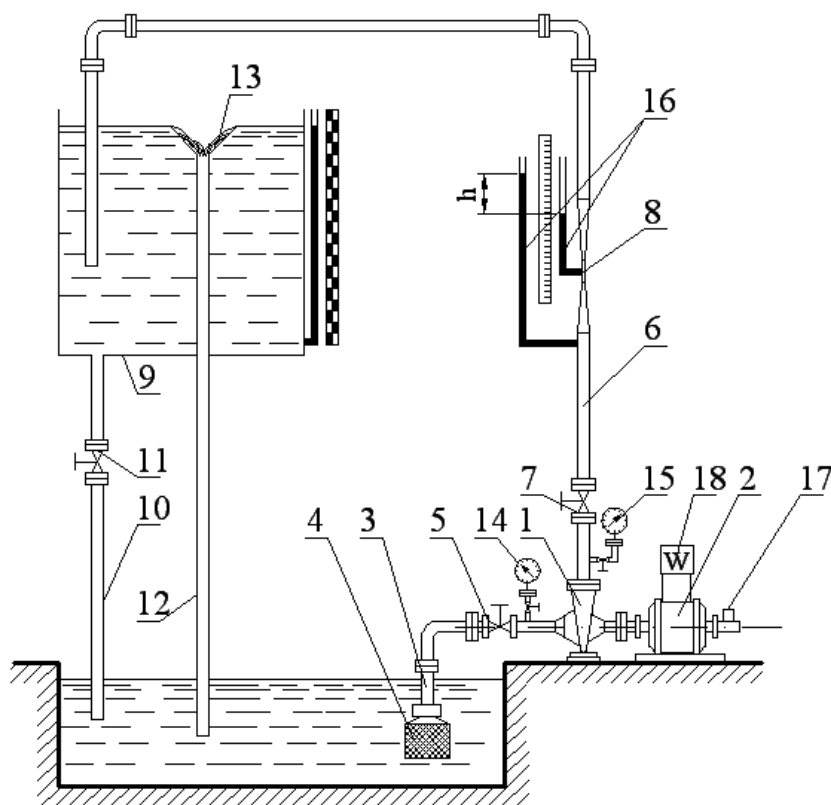
Группа _____

Отчет по лабораторной работе

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Студента _____

Схема установки



Технические данные

Диаметр всасывающего патрубка d_v	_____ мм
Диаметр нагнетательного патрубка d_n	_____ мм
Частота вращения вала насоса n	_____ с ⁻¹
Вертикальное расстояние между сечениями отбора давления h_0	_____ м
КПД электромотора $\eta_{\text{мот}}$	_____

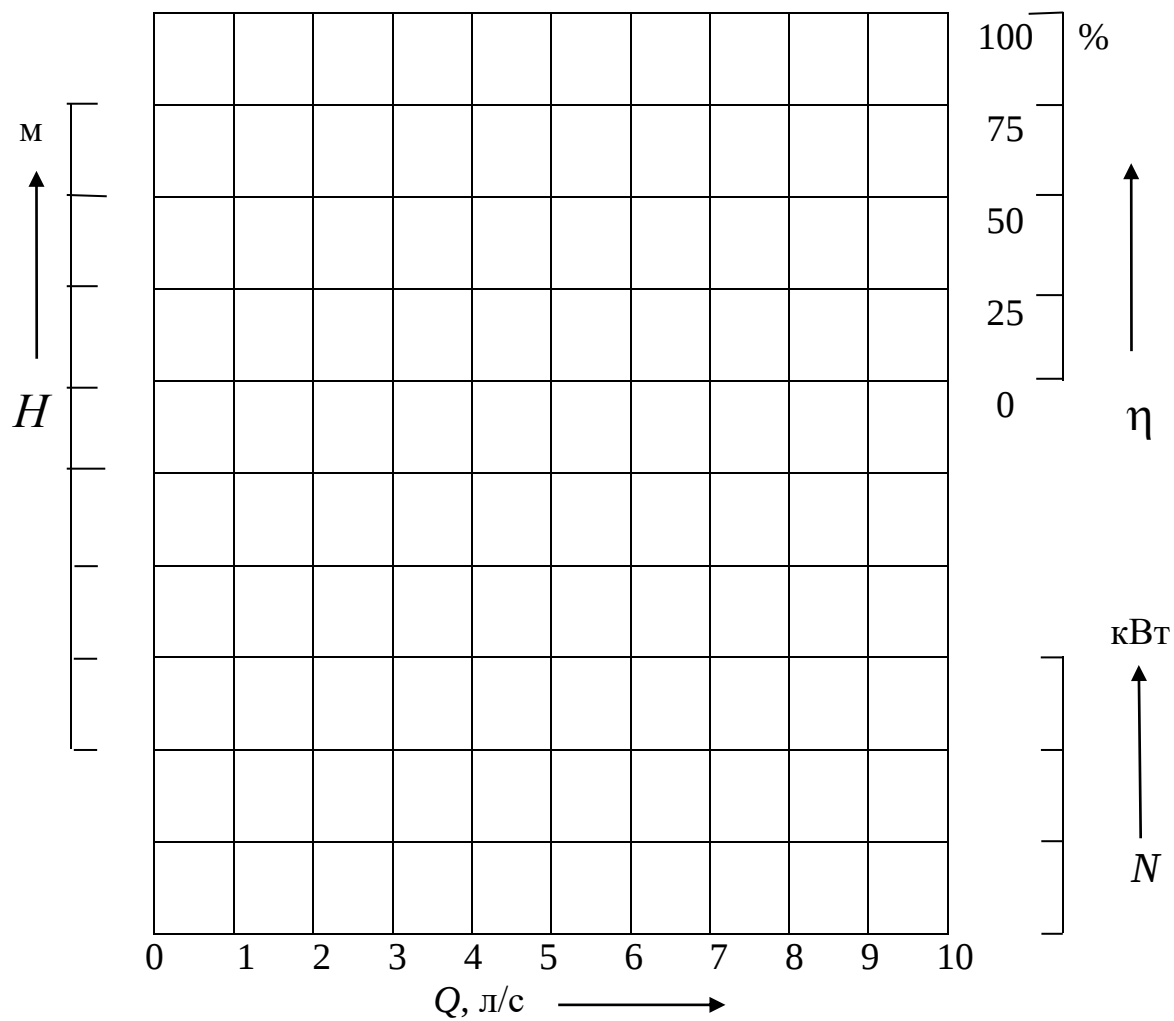
Цель работы:

1. Построение характеристик и определение оптимальных значений подачи Q , напора H и мощности N центробежного насоса

Таблица опытных и расчетных данных

[illegible]

Построение графиков $H = f(Q)$, $N = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$



Работа выполнена

«___» _____ 202 г.

Подпись руководителя

«___» _____ 202 г.

2.4. Методическое пособие для выполнения курсовой работы

**Министерство образования Республики Беларусь
Белорусский национальный технический университет**

Кафедра «Гидротехническое и энергетическое строительства строительство,
водный транспорт и гидравлика»

Механика жидкости и газа

Пособие к выполнению расчетно-графической работы по дисциплине
«Механика жидкости и газа» для студентов специальностей 6-05-0715-06
«Водные транспортные средства»

Минск 2025

УДК 621.82 (075.8)

В пособие приводятся краткие теоретические сведения, необходимые для расчета гидросистем, справочные данные и методика выполнения расчетно-графической работы по дисциплине «Механика жидкости и газа».

Составители:

И.В.Качанов, В.А.Ключников, И.М.Шаталов

© БНТУ 2025

ВВЕДЕНИЕ

Целью выполнения расчетно-графической работы является углубление знаний студентов по разделу «Гидравлика и гидропривод», дисциплины «Механика жидкости и газа», научить их применять полученные теоретические знания для решения инженерных задач. Расчетно-графическая работа оформляется в виде пояснительной записки на листах писчей бумаги формата А4, сброшюрованной вместе со схемами и чертежами. Все листы пояснительной записки, включая графики, схемы, таблицы и приложения (кроме титульного листа и технического задания на проектирование), должны содержать стандартную рамку и иметь сквозную нумерацию страниц. В записке вначале приводятся исходные данные и схема гидросистемы. Схема выполняется на отдельном листе с условными обозначениями распределительной и регулирующей гидроаппаратуры, насосов и гидродвигателей согласно, действующих ГОСТов и ЕСКД.

Формулы записывают в общем виде с новой строки по центру строки. Если формула одна и требуется пояснение символов, входящих в нее, то за формулой ставят запятую, а если пояснений символов не требуется, то ставят точку. Все формулы должны нумероваться сквозной нумерацией арабскими цифрами, которые записывают на уровне формулы справа в круглых скобках. Допускается нумерация формул в пределах раздела. Пояснения символов, входящих в формулы, если они не пояснены выше в тексте, должны быть приведены непосредственно под формулой.

Все вычисления следует выполнять с использованием Международной системы единиц СИ.

При разработке содержания и вариантов заданий использована работа В.А. Абрамовича и В.А. Голубева “ Расчетно-графическая работа” по курсу “ Гидравлика и гидравлические машины”(Гомель, БИИЖТ, 1979) .

РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

1.1. Содержание задания

Широкое распространение в системах машин и механизмов получил объемный гидравлический привод, который состоит из объемных гидромашин, гидроаппаратуры, гидролиний (трубопроводов) и вспомогательных устройств. Объемный гидропривод служит для передачи и преобразования механической энергии посредством объемных гидромашин. Рабочий процесс объемной гидромашин основан на попеременном

заполнении рабочей камеры жидкостью и вытеснении ее из рабочей камеры. Гидромашина может иметь одну или несколько рабочих камер.

Примерная схема объемного гидропривода поступательного движения с дросселем на входе показана на рис. 1.

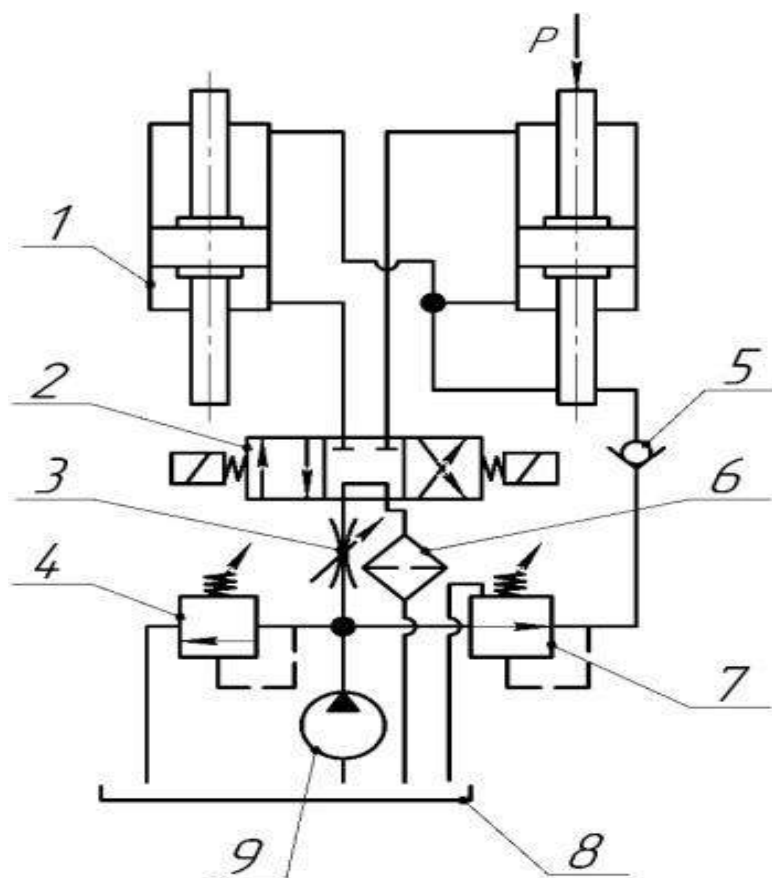


Рис.1. Схема объемного гидропривода

1 – гидроцилиндр; 2 – гидрораспределитель с электромагнитным управлением; 3 – дроссель; 4 – предохранительный клапан; 5 – обратный клапан; 6 – фильтр; 7 – редукционный клапан; 8 – гидробак; 9 – насос.

Заданием на расчет объемного гидропривода предусматривается:

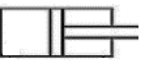
- составление схемы гидропривода;
- определение основных размеров силового гидроцилиндра и насоса;
- гидравлический расчет трубопровода;
- определение мощности насоса, гидродвигателя и КПД гидропривода.

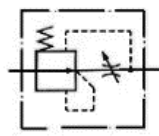
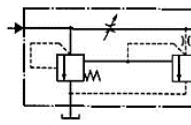
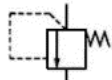
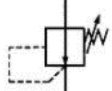
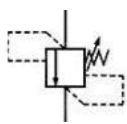
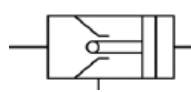
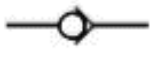
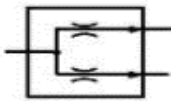
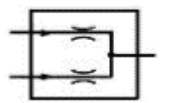
1.2. Составление схемы гидропривода

При составлении схемы гидропривода следует использовать условные обозначения по ЕСКД (ГОСТ 2.781-96, 2.782-96 и 2.784-96).

Условные обозначения наиболее употребительных элементов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Наименование элементов гидропривода	Обозначение
1	2
<u>Насосы</u>	
Насос нерегулируемый:	
с нереверсивным потоком	
с реверсивным потоком	
Насос регулируемый:	
с нереверсивным потоком	
с реверсивным потоком	
1	2
<u>Гидродвигатели</u>	
Гидромотор:	
Общее обозначение	
Нерегулируемый:	
с нереверсивным потоком	
с реверсивным потоком	
Регулируемый с нереверсивным потоком	
Гидроцилиндр	
Общее обозначение	
Одностороннего действия:	
Поршневой	
Двустороннего действия:	
с односторонним штоком	
с двусторонним штоком	

<u>Гидроаппаратура</u> Дроссель Общее обозначение Дроссель с регулятором давления	 
1	2
Дроссель с регулятором давления и предохранительным клапаном Клапан: предохранительный, ограничивающий максимальное давление редукционный, поддерживающий постоянное давление на выходе дифференциальный или перепада, поддерживающий постоянный перепад давлений обратный управляемый обратный неуправляемый делитель потока сумматор потока Распределители: четырехлинейный двухпозиционный с управлением от кулачка и пружинным возвратом с управлением от электромагнитов	         
1	2
Четырехлинейный, трехпозиционный с перекрытием потока в исходном положении:	

с ручным управлением и фиксатором	
с управлением от электромагнитов	
с электрогидравлическим управлением	
<u>Вспомогательные устройства</u>	
Масляный бак:	
Общее обозначение	
Под атмосферным давлением:	
со сливным трубопроводом выше уровня рабочей жидкости	
со сливным трубопроводом ниже уровня рабочей жидкости	
С давлением выше атмосферного:	
Общее обозначение	
со сливным трубопроводом выше уровня рабочей жидкости	
со сливным трубопроводом ниже уровня рабочей жидкости	
Фильтр	
охладитель жидкости	

1.3. *Определение основных размеров силового гидроцилиндра*

Определение основных размеров гидроцилиндра производится в такой последовательности:

— назначается давление p в силовом гидроцилиндре в зависимости от величины усилия P , прикладываемого к штоку одного цилиндра, согласно табл. 2.

Таблица 2

P , кН	10÷20	20÷30	30÷50	50÷100
p ,	1,6	3,2	5,0	10

МПа				
-----	--	--	--	--

– в зависимости от давления в гидросистеме задается отношение диаметра штока к диаметру цилиндра $d_{ш} / d_{ц}$ в пределах, указанных в табл.3.

Таблица 3

p, МПа	1,6	1,5÷5	5
$d_{ш}/d_{ц}$	0,3÷0,35	0,5	0,7

– задается значение механического КПД гидравлического цилиндра в пределах $\eta_{мц} = 0,85 \div 0,95$ и определяется диаметр цилиндра и штока по формулам:

для цилиндра с односторонним штоком

$$P = p \frac{\pi d_{ц}^2}{4} \eta_{мц}, \quad (1)$$

для цилиндра с двусторонним штоком

$$P = p \frac{\pi}{4} (d_{ц}^2 - d_{ш}^2) \eta_{мц}. \quad (2)$$

Диаметр гидроцилиндра $d_{ц}$ затем округляется до одного из ближайших стандартных размеров, мм: 40, 45, 50, 55, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 300, 350, 400. 50, 55, 6

Диаметр штока $d_{ш}$ также округляется до одного из стандартных размеров, мм: 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 55, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200.

1.4. Гидравлический расчет трубопроводной системы

Для гидравлического расчета трубопроводной системы следует в первую очередь определить скорости движения жидкости на участках от насоса до гидроцилиндра (в подводящей магистрали) и от гидроцилиндра до бака (в сливной магистрали).

Для этого по заданному числу двойных ходов в минуту определяется средняя скорость движения поршня по формуле

$$v_{ср} = \frac{2L \cdot n}{60}, \quad (3)$$

где L – ход поршня;

n – число двойных ходов в минуту.

В гидроцилиндре с односторонним штоком средняя скорость поршня $v_{ср}$ связана с его скоростями v_1 рабочего хода и v_2 обратного хода зависимостью

$$v_{ср} = \frac{v_1 + v_2}{2}. \quad (4)$$

В свою очередь скорости v_1 и v_2 обусловлены подачей рабочей жидкости соответственно в бесштоковую и штоковую полости. Для нерегулируемого насоса расход жидкости в штоковую и бесштоковую полости будет одинаков и связан соотношением

$$v_1 \frac{\pi d_{ц}^2}{4} = v_2 \frac{\pi}{4} (d_{ц}^2 - d_{ш}^2). \quad (5)$$

Используя зависимости (4) и (5), получим

$$v_1 = 2v_{cp} \frac{a}{1+a} \quad (6), \quad v_2 = 2v_{cp} \frac{1}{1+a}, \quad (7)$$

где a – постоянная цилиндра,

$$a = 1 - \frac{d_{iu}^2}{d_y^2}.$$

В гидроцилиндре с двусторонним штоком $v_1 = v_2 = v_{cp}$. Зная скорости v_1 и v_2 , можно найти расход в подводящей Q_1 и сливной Q_2 магистралях. Так, например, для скорости v_1 , расходы определяются по формулам:

$$Q_1 = \frac{\pi d_y^2}{4\eta_{ou}} v_1; \quad (8)$$

$$Q_2 = \frac{\pi(d_y^2 - d_{iu}^2)}{4\eta_{ou}} v_1. \quad (9)$$

где η_{ou} – объемный КПД гидроцилиндра, равный $0.98 \div 1.00$.

Диаметр трубопровода d_m , определяется по величине расхода Q_1 из зависимости

$$Q_1 = v \frac{\pi d_m^2}{4}, \quad (10)$$

где v – скорость движения жидкости в трубопроводе, которую в зависимости от величины давления p можно принимать по табл.4

Таблица 4

p , МПа	1÷2,5	2,5÷5,0	5,0÷10,0	10,0÷15,0
v , м/с	1,3÷2,0	2,0÷3,0	3,0÷4,5	4,5÷5,5

Толщина стенки трубопровода δ в первом приближении определяется из условия прочности на разрыв и зависит от величины давления в гидроцилиндре

$$\delta = \frac{pd}{2[\sigma_p]}, \quad (11)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на разрыв.

Величину $[\sigma_p]$ можно принимать равной $30 \div 35\%$ от предела прочности σ_{σ} .

Толщина стенки δ не должна быть менее 1мм для трубопроводов из цветных металлов и 0,5 мм для стальных трубопроводов.

Наружные диаметры и толщины стенок наиболее употребительных стальных труб приведены в табл.5.

Таблица 5

ГОСТ 8734-75		ГОСТ 8732-78	
Наружный	Толщина	Наружный	Толщина

диаметр d , мм	стенки δ , мм	диаметр d , мм	стенки δ , мм
20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 30, 32, 34, 35, 36, 38, 40	0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5.	25; 28; 32; 38; 42; 45; 50;	2,5; 2,8; 3,0; 3,5.
42, 45, 48, 50, 51, 53, 54, 56, 57, 60, 63, 65, 68, 70, 75, 76.	1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5.	54; 57; 60; 63; 68; 70.	3,0; 3,5.

Рассчитав δ и d_m , следует подобрать по соответствующему ГОСТу трубопровод и уточнить скорость движения жидкости в подводящей и сливной магистралях.

Потеря давления (напора) подсчитывается отдельно для участка от насоса до гидроцилиндра и отдельно для участка от гидроцилиндра до бака.

Для схемы с дросселем на входе потеря давления на сливном участке трубопровода ($\Delta p_{сл}$) определяется по формуле

$$\Delta p_{сл} = \rho g (h_l + h_m + h_{расп} + h_{\phi}), \quad (12)$$

где h_l , h_m , $h_{расп}$ и h_{ϕ} – потери напора соответственно по длине, в местных сопротивлениях, распределителе, фильтре;

ρ – плотность жидкости; g – ускорение силы тяжести.

Потери напора по длине рассчитываются по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d_m} \frac{v^2}{2g}, \quad (13)$$

где l – длина трубопровода, м ;

λ – коэффициента гидравлического трения.

В этой формуле значение коэффициента гидравлического трения λ , зависит от режима движения.

В случае ламинарного течения $\lambda = \frac{64}{Re}$ и потери напора по длине вычисляются по формуле Пуазейля:

$$h_l = \frac{32vlv}{gd_m^2} \quad (14)$$

При турбулентном течении λ определяется по эмпирическим формулам для разных зон сопротивления. Зона гладкостного сопротивления имеет

место при $4000 < Re < 20d_m/k_\varepsilon$, где k_ε – эквивалентная шероховатость. В этой зоне $\lambda = f(Re)$ и значение λ может быть определено при $Re < 10^4$ по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (15)$$

В случае $20 \frac{d_m}{k_\varepsilon} < Re < 500 \frac{d_m}{k_\varepsilon}$ имеет место зона доквадратичного сопротивления и коэффициент $\lambda = f(Re, \frac{d_m}{k_\varepsilon})$. В этой зоне величину λ можно определить по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{k_\varepsilon}{d_m} \right)^{0,25}. \quad (16)$$

При $Re > 500 \frac{d_m}{k_\varepsilon}$ имеет место зон квадратичного сопротивления, где $\lambda = f(\frac{k_\varepsilon}{d_m})$. В этой зоне значение λ можно рассчитать по формуле Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_\varepsilon}{d_m} \right)^{0,25} \quad (17)$$

Значения k_ε в зависимости от материала и качества трубы подбирается из справочной литературы [3]. При определении h_l длину сливного участка можно принимать примерно равной половине общей длины трубопроводной системы.

Потери напора в местных сопротивлениях h_m рассчитывают по формуле Вейсбаха:

$$h_m = \zeta_m \frac{v^2}{2g}. \quad (18)$$

Для большинства случаев принимается эмпирическое значение коэффициента местных сопротивлений ζ_m , при этом необходимо иметь в виду, что значение ζ_m приводится в справочной литературе обычно отнесенным к скорости за сопротивлением.

При расчете потерь напора h_m количество и виды местных сопротивлений, включая плавные и резкие повороты, тройники, штуцерные подсоединения труб к гидроагрегатам, следует принять самостоятельно в зависимости от конкретно разработанной схемы.

При ламинарном течении рабочей жидкости потери напора на местном сопротивлении выражаются через эквивалентную длину $l_{эkv}$.

Значения ζ_m для турбулентного режима и $l_{эkv}$ для ламинарного (для типичных местных сопротивлений) приведены в табл.6.

Таблица 6

Вид местного сопротивления	ζ_m	$\frac{l_{эkv}}{d_m}$
Вход в трубу при острых кромках	0,5	7÷8
Выход из трубопровода	1,0	14÷16

под уровень		
Внезапное расширение при входе в силовой цилиндр	0,8÷0,9	12÷15
Внезапное сужение при выходе из силового гидроцилиндра	0,5	7÷8
Внезапное расширение	1,0	7÷8
Внезапное сужение	0,5	7÷8
Предохранительный и обратный клапан	2÷3	32÷40
Резкий поворот на 90°	1,1	16÷18

Потери напора в золотниковом распределителе могут быть определены по формуле

$$h_{расч} = \frac{Q_2^2}{2 f^2 \mu_p^2 g}, \quad (19)$$

где Q_2 – расход, м³/с ;

f – площадь проходного сечения окна золотника, м²;

μ_p – коэффициент расхода.

Величину f можно принимать из соотношения

$$f = 0,1 f_{mp}$$

где f_{mp} – площадь сечения подводящего трубопровода.

Коэффициент расхода μ_p при турбулентном движении минеральных масел и для щелей с острыми кромками $\mu_p = 0,6 \div 0,62$. Для закругленных кромок или кромок с фасками $\mu_p = 0,75 \div 0,8$.

Подставляя рассчитанные значения потерь напора в формулу (12) , получим величину потерь давления в сливной магистрали при заданном числе двойных ходов в минуту поршня гидроцилиндра.

Избыточное давление в гидроцилиндре $p_{ц}$ по другую сторону поршня будет равно:

$$p_{ц} = \left[\frac{P}{F_n} + \left(1 - \frac{F_{шт}}{F_n} \right) \Delta p_{сл} \right] \frac{1}{\eta_{мц}} \quad (20)$$

где F_n – площадь поршня;

$F_{шт}$ – площадь сечения штока.

Потеря давления в подводящей магистрали $\Delta p_{под}$ на участке насос-гидроцилиндр определяется по формуле

$$\Delta p_{под} = \rho g (h_l + h_m + h_{расч} + h_{др}), \quad (21)$$

где $h_l, h_m, h_{расч}, h_{др}$ – потери напора соответственно по длине, в местных сопротивлениях, распределителе и дросселе.

Расчет потерь напора h_l, h_m, h_{dp} производится так же, как и для сливной магистрали трубопровода. Длина участка насос-гидроцилиндр, как и в предыдущем случае, принимается равной половине общей длины трубопроводной системы. Количество плавных и резких поворотов, тройников, штуцерных подсоединений труб к гидроагрегатам – самостоятельно, в зависимости от конкретно разработанной схемы.

При расчете величины h_{dp} полагаем, что в схеме используется дроссель шайбового типа. Потеря напора в таком дросселе определяется по зависимости

$$h_{dp} = \zeta_{dp} \frac{v_{dp}^2}{2g},$$

где v_{dp} – скорость в самом узком проходном сечении дросселя;

ζ_{dp} – коэффициент сопротивления дросселя, равный $2,0 \div 2,2$.

Для определения v_{dp} принимается, что

$$f_{dp} = 0,2 f_{mp},$$

где f_{mp} – площадь сечения подводящего трубопровода.

Учитывая, что $v_{dp} = \frac{Q_1}{f_{dp}}$, формулу для определения h_{dp} можно

представить в виде;

$$h_{dp} = \zeta_{dp} \frac{Q_1^2}{2g f_{dp}^2}.$$

Суммируя полученную величину p_u (см. формулу 20) с потерей давления Δp_{nod} на участке насос-гидроцилиндр (см. формулу 21), получим давление p_n , непосредственно развиваемое насосом,

$$p_n = p_u + \Delta p_{nod}. \quad (22)$$

Полагаем далее, что предохранительный клапан отрегулирован на давление p_n . Поэтому при увеличении сопротивления дросселя часть рабочей жидкости сбрасывается через предохранительный клапан в бак и движение поршня гидроцилиндра замедляется. Однако давление за насосом при этом остается постоянным и равным p_n .

Приняв несколько значений (4–6) средней скорости поршня, меньших заданной, можно найти соответствующие расходы Q_1 и Q_2 и по ним определить скорости движения жидкости в подводящей v_{nod} и сливной v_{cl} магистралях. Это дает возможность рассчитать зависимость $\Delta p_{cl} = f(v_{cp})$ и, используя формулу(20), найти зависимость $\Delta p_u = f(v_{cp})$.

Так как насос при всех значениях v_{cp} , меньше заданного, развивает постоянное давление p_n , то, зная зависимость $p_u = f(v_{cp})$, можно для каждого значения v_{cp} определить потерю давления в подводящей магистрали

$$\Delta p_{nod} = p_n - p_u.$$

Используя теперь формулу(4), можно найти зависимость $h_{\partial p} = f(v_{cp})$, если предварительно для каждого принятого значения v_{cp} вычислить $h_l = f(v_{cp})$; $h_m = f(v_{cp})$ и $h_{расп} = f(v_{cp})$.

При расчете системы с дросселем на выходе потери давления в подводящей и сливной магистралях определяются соответственно по формулам:

$$\Delta p_{под} = \rho g(h_l + h_m + h_{расп}); \quad (23)$$

$$\Delta p_{сл} = \rho g(h_l + h_m + h_{расп} + h_{\partial p} + h_{\phi}). \quad (24)$$

Давление, создаваемое насосом при заданном числе двойных ходов в минуту, определяется так же, как и для схемы с дросселем на выходе с помощью зависимостей (20),(21),(22).

Расчет зависимости $h_{\partial p} = f(v_{cp})$ начинается с подсчета потерь напора на подводящей магистрали, а не сливной. В результате сначала получают зависимость $\Delta p_{под} = f(v_{cp})$, а затем зависимость $\Delta p_{сл} = f(v_{cp})$ с помощью формулы

$$\Delta p_{сл} = \frac{(p_n - \Delta p_{под})\eta_{мц} - \frac{P}{F_n}}{1 - \frac{F_{ум}}{F_n}}. \quad (25)$$

Используя формулу(24), далее находят зависимость $h_{\partial p} = f(v_{cp})$,

рассчитав предварительно для каждого значения v_{cp} величины $h_l = f(v_{cp})$; $h_m = f(v_{cp})$; $h_{расп} = f(v_{cp})$; $f_{\partial p} = f(v_{cp})$.

Гидравлический расчет гидросистемы заканчивается для схемы с дросселем на входе построением графиков: $\Delta p_{сл} = f(v_{cp})$;

$\Delta p_{под} = f(v_{cp})$; $h_{\partial p} = f(v_{cp})$. Для схемы с дросселем на выходе строятся графики: $\Delta p_{сл} = f(v_{cp})$; $\Delta p_{под} = f(v_{cp})$; $h_{\partial p} = f(v_{cp})$. Зная зависимость $h_{\partial p} = f(v_{cp})$, можно с помощью формулы для определения $h_{\partial p}$ найти зависимость $f_{\partial p} = f(v_{cp})$.

1.5. Определение основных размеров насоса

Расчет основных размеров насоса можно производить в следующем, зависящем от типа насоса, порядке.

Шестеренный насос

Вычислить теоретическую подачу

$$Q_m = \frac{Q_1}{\eta_{он}}.$$

Значение $\eta_{он}$ можно принять в предел 0,95÷0,96.

Зная n , об/мин, вычислить рабочий объем насоса q , см³/об, по формуле

$$q = \frac{Q_m}{n}.$$

Приняв предварительно ширину шестерни $b=(4\div 6)m$ и число зубьев $z = 9\div 15$, вычислить модуль m из формулы $q = 6,5m^2zb$.

Для определения модуля можно воспользоваться также и эмпирической формулой

$$m = (0,3\div 0,5)\sqrt{Q_m},$$

где Q_m , л/мин, и затем, пользуясь предыдущей формулой, определить ширину колеса.

Рассчитать размеры шестерен:

диаметр начальной окружности $d_n = mz$;

шаг зубчатого зацепления $t = \frac{3,14d_n}{z}$;

диаметр окружности выступов $D_l = m(z + 2)$;

диаметр окружности впадин $D_i = m[z - (2 + c)]$, где c – коэффициент радиального зазора, равный 0,05.

При определении потребляемой мощности можно принять механический КПД $\eta_{\text{мн}} = 0,92\div 0,94$.

Аксиально-поршневой насос

Определить теоретическую подачу

$$Q_m = \frac{Q_1}{\eta_{\text{он}}}.$$

Значение объемного КПД можно принимать равным $\eta_{\text{он}} = 0,97\div 0,98$.

Зная чистоту вращения n , об/мин, вычислить рабочий объем насоса, см³/об, по формуле

$$q = \frac{Q_m}{n}.$$

Задаться нечетным числом цилиндров $z = 7\div 11$ и значением $i = \frac{h_{\text{max}}}{d}$ в пределах $i = 1\div 2$, где h_{max} – максимальный ход поршня и вычислить диаметр поршня d по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{4q}{\pi z \cdot i}}.$$

Из выражения $q = \frac{\pi d^2}{4} D_{\delta} \cdot \text{tg} \gamma \cdot z$ найти угол наклона шайбы γ

$$\gamma = \arctg \frac{4q}{3,14d^2 D_{\delta} z},$$

где D_{δ} – диаметр блока по осям цилиндров;

$D_{\delta} = (0,35\div 0,4)d \cdot z$. Угол γ не должен превышать 20° .

Определить наружный диаметр D_n блока по формуле

$$D_n = D_{\delta} + 1,6d.$$

Определить длину цилиндра и поршня по формулам:

$$L_{\text{поршня}} = D_{\delta} \cdot \text{tg} \gamma + (1,6\div 2,2)d,$$

$$L_{\text{цилиндра}} = 0,1d + D_{\delta} \cdot \text{tg} \gamma + (1,5\div 2)d.$$

При определении потребляемой мощности механический КПД можно принимать в пределах $\eta_m = 0,93 \div 0,98$.

Радиально-поршневой насос

Определить теоретическую подачу

$$Q_m = \frac{Q_1}{\eta_{он}}$$

Значение $\eta_{он}$ можно принимать в пределах $\eta_{он} = 0,96 \div 0,98$.

Исходя из заданного значения n , об/мин, найти рабочий объем насоса, $\text{см}^3/\text{об}$, по формуле

$$q = \frac{Q_m}{n}.$$

Задаться нечетным числом цилиндров в пределах $z = 5 \div 11$ и отношением $i = \frac{2e}{d}$ в пределах $1 \div 1,5$, где e – эксцентриситет, и вычислить диаметр поршня d и величину e по формулам:

$$d = \sqrt[3]{\frac{4}{\pi} \frac{q}{z \cdot i}}; \quad e = \frac{i \cdot d}{2}.$$

Значение d округлять по ГОСТ 6636-69, значение e – до ближайшего целого числа.

Диаметр распределительной цапфы назначить конструктивно при вычерчивании схемы насоса.

Длину поршня $L_{пор.}$ и $L_{цил.}$ определить по формулам:

$$L_{пор.} = 2e + (1,6 \div 2,2)d; \quad L_{цил.} = 0,1d + 2e + (1,5 \div 2)d.$$

Радиус сферы головки поршня принять равным

$$r = (1,5 \div 2,5)d.$$

Механический КПД $\eta_{мн}$ при определении потребляемой мощности принять в пределах $\eta_{мн} = 0,85 \div 0,9$.

Роторно-пластинчатый насос

Определить теоретическую подачу

$$Q_m = \frac{Q_1}{\eta_{он}}$$

где $\eta_{он}$ – объемный КПД насоса, равный $0,6 \div 0,95$.

Вычислить рабочий объем насоса, $\text{см}^3/\text{об}$, по формуле

$$q = \frac{Q_m}{n}.$$

где n – частота вращения вала насоса.

Вычислить значения максимального эксцентриситета, мм, по формуле $e_{\max} = k\sqrt{q}$, где k – коэффициент, зависящий от рабочего объема насоса; $k = 1$ при $q \leq 200 \text{ см}^3/\text{об}$; $k = 0,8$ при $200 < q < 500 \text{ см}^3/\text{об}$; $k = 0,6$ при $500 < q < 4000 \text{ см}^3/\text{об}$.

Задаться числом пластин $z = 8 \div 16$ (для получения большей равномерности подачи рекомендуется принимать z кратным 4), толщиной пластины $\delta =$

2÷2,5 мм, отношением $k_1 = b/D$ в пределах 0,2÷0,55, где b – ширина пластины; D – диаметр статора и вычислить значение D из формулы

$$q = 2be_{\max}(\pi D + \delta \cdot z).$$

Значение k_1 принимается тем больше, чем меньше q .

Принятые окончательно значения D, e, b, z должны обеспечить требуемый рабочий объем насоса.

Радиальная длина пластина может быть принята равной $l = 6e_{\max}$.

Диаметр ротора определяется по формуле

$$d = D - (2e_{\max} + c),$$

где c – зазор между статором и ротором ($c = 1$ мм).

При определении потребляемой мощности $\eta_{\text{мн}}$ принимается

равным 0,7÷0,9.

После определения основных размеров вычерчивается в масштабе схема насоса на листе формата 12.

1.6. Определение мощности насоса, гидродвигателя и КПД гидропривода

Полезная мощность N_n , *квт*, определяется по величине p_n , найденной при гидравлическом расчете трубопроводной системы, и расходу Q_1 , по формуле

$$N = \frac{p_n Q_1}{1000}.$$

Принимая механический КПД $\eta_{\text{мн}}$ и объемный КПД насоса $\eta_{\text{он}}$ в соответствии с изложенными выше рекомендациями, найдем потребляемую мощность насоса N_n

$$N_n = \frac{N}{\eta_{\text{мн}} \eta_{\text{он}}}.$$

Полезная мощность в *квт* на исполнительном органе (штоке) гидродвигателя определяется по формуле

$$N_{\text{шт}} = \frac{P v_1}{1000},$$

где v_1 – скорость движения штока гидроцилиндра, определяемая по формуле (6).

КПД гидропривода $\eta_{\text{г.пр}}$ определяется как отношение полезной мощности $N_{\text{шт}}$ и потребляемой мощности насоса N_n

$$\eta_{\text{г.пр}} = \frac{N_{\text{шт}}}{N_n}.$$

Литература

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы- М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
3. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам–2-е изд.–Мн.: Высшэйшая школа, 1985.–382 с.

Варианты исходных данных для заданий по расчету объемного гидропривода

№ варианта	Данные по гидродвигателю						Общая длина трубопроводной системы, м	Рабочая жидкость и ее свойства			Тип насоса				Частота вращения, n , об/мин	Регулирование	
	Полезное усилие на штоке одного цил., кН	Число цилиндров	Длина хода поршня, м	n , двойн. ход/мин	Гидроцилиндр			Марка масла	Плотность, ρ , км/м ³	Кинематическая вязкость, ν , сСт	радиально-поршневой	аксиально-поршневой	роторно-пластинчатый	шестеренный		дроссель на входе	дроссель на выходе
					с односторонним штоком	с двусторонним штоком											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1	10	2	1	10	+		10	Инд. 20	890	17-23	+				960	+	
2	15	2	0,9	12		+	12	Инд. 30	900	27-33		+			1950		+
3	20	2	0,8	14	+		14	Инд. 50	920	42-58			+		1000	+	
4	25	2	0,7	16		+	16	Турб. 22	900	20-23				+	1440		+
5	30	2	0,65	17	+		18	Турб. 46	880	44-48	+				1420	+	

Продолжение приложения

6	35	2	0,6	18		+	20	Трансф.	890	9,6		+			1450		+
7	40	1	0,5	19	+		22	Инд. 20	900	17-23			+		1500	+	
8	45	2	0,4	20		+	24	Инд. 30	920	29-33				+	890		+
9	50	1	0,3	25	+		26	Инд. 50	880	42-58	+				1440	+	
10	55	1	0,7	30		+	28	Турб. 22	900	20-23		+			980		+
11	60	1	0,8	15	+		30	Турб. 46	920	44-48			+		1430	+	
12	65	1	0,9	16		+	10	Трансф.	900	9,6				+	1450		+
13	70	1	1,2	17	+		12	Инд. 20	880	17-23	+				1500	+	
14	75	1	1,1	18		+	14	Инд. 30	890	27-33		+			980		+
15	80	1	1,0	19	+		16	Инд. 50	900	44-48			+		960	+	
16	85	1	0,9	20		+	18	Турб. 22	920	9,6				+	1000		+
17	90	1	0,8	19	+		20	Турб. 46	910	44-48	+				2900	+	
18	95	1	0,7	18		+	22	Трансф.	900	9,6		+			960		+
19	100	1	0,6	17	+		24	Инд. 20	890	17-23			+		2900	+	
20	95	1	0,5	16		+	26	Инд. 30	880	27-33				+	1000		+
21	90	1	0,4	15	+		28	Инд. 50	870	42-58	+				1440	+	
22	85	1	0,6	14		+	30	Турб. 22	920	20-23		+			1420		+
23	80	1	0,7	13	+		10	Турб. 46	910	44-48			+		1450	+	

Продолжение приложения

24	75	1	0,8	12		+	12	Трансф.	900	9,6				+	1500		+
25	70	1	0,9	11	+		16	Инд. 20	810	17-23	+				960	+	
26	65	1	1,0	10		+	18	Инд. 30	886	27-33		+			980		+
27	70	1	0,8	20	+		30	Инд. 50	920	42-58		+			890	+	
28	75	1	0,9	22		+	32	Турб. 22	900	20-23			+		1440		+
29	80	1	1,0	24	+		34	Турб. 46	920	44-48				+	980	+	
30	85	1	1,1	26		+	36	Трансф.	880	9,6	+				1430		+
31	90	1	1,2	28	+		38	Инд. 20	890	17-23		+			1420	+	
32	10	1	0,5	20		+	40	Инд. 30	900	27-33			+		1500		+
33	20	1	0,6	22	+		22	Инд. 50	900	17-23				+	1450	+	
34	30	1	0,7	24		+	24	Турб. 22	890	20-23	+				890		+
35	35	1	0,8	26	+		26	Турб. 46	900	44-48		+			730	+	
36	40	1	0,9	28		+	28	Инд. 20	920	27-33			+		950		+
37	45	1	1,0	30	+		14	Инд. 30	900	42-58				+	1000	+	
38	50	2	1,1	15		+	16	Инд. 50	920	17-23	+				1440		+
39	55	2	1,2	10	+		18	Трансф.	890	9,6		+			1500	+	
40	60	1	0,5	12		+	20	Турб. 46	880	44-48			+		1420		+
41	65	2	0,6	14	+		22	Турб. 22	920	20-23				+	1440	+	
42	70	1	0,7	16		+	24	Инд. 50	900	42-58	+				980		+

Окончание приложения

43	75	2	0,8	18	+		26	Инд. 30	920	27-33		+			890	+	
44	80	1	0,9	20		+	28	Инд. 20	900	17-23			+		960		+
45	85	2	1,0	22	+		30	Трансф.	890	9,6				+	730	+	
46	90	1	1,1	24		+	32	Турб. 46	880	44-48	+				960		+
47	95	2	1,2	26	+		34	Турб. 22	920	20-23		+			1000	+	
48	10	1	1,3	28		+	36	Инд. 50	900	42-58			+		1440		+
49	20	2	0,5	30	+		38	Инд. 20	920	27-33				+	1500	+	
50	25	1	0,6	32		+	40	Трансф.	900	17-23	+				1420		+
51	30	2	0,7	34	+		14	Турб. 46	890	9,6		+			1440	+	
52	35	1	0,8	36		+	16	Турб. 22	880	44-52			+		980		+
53	40	1	0,9	38	+		18	Инд. 50	920	9,6				+	960	+	
54	45	1	1,0	40		+	20	Инд. 30	900	44-58	+				1900		+
55	50	1	1,1	42	+		22	Инд. 20	920	20-23		+			1950	+	

3. Раздел контроля знаний

3.1. Вопросы к экзамену по дисциплине «Механика жидкости и газа» для студентов специальности 6-05-0715-06

Введение

1. Определение МЖГ (гидравлики) как науки и связь ее с другими дисциплинами.
2. Основные физические свойства жидкостей (плотность, удельный вес, сжимаемость, температурное расширение, модуль упругости жидкости).
3. Внутреннее трение в жидкости. Вязкость жидкостей. Влияние температуры и давления на вязкость жидкостей. Единицы измерения вязкости.

Гидростатика

4. Силы, действующие на жидкость. Модель идеальной жидкости.
5. Давление в жидкости, единицы давления. Свойства гидростатического давления.
6. Дифференциальные уравнения равновесия жидкости (уравнения Эйлера).
7. Основное уравнение гидростатики.
8. Закон Паскаля и его практические приложения.
9. Абсолютное, избыточное и вакуумметрическое давление. Приборы для их измерения.
10. Поверхность равного давления. Относительный покой жидкости.
11. Сила давления жидкости на плоские поверхности. Центр давления.
12. Графоаналитический метод определения силы давления жидкости и центра давления.
13. Сила давления жидкости на криволинейные стенки.

Основы гидродинамики

14. Виды движения жидкости: установившееся неустановившееся, равномерное и неравномерное, напорное и безнапорное, плавноизменяющееся движение жидкости.
15. Траектория, линия тока, элементарная струйка. Свойства элементарной струйки.
16. Понятие потока жидкости. Расход жидкости. Гидравлические элементы потока.
17. Уравнение расхода для элементарной струйки.
18. Уравнение расхода для потока жидкости. Средняя скорость.
19. Дифференциальные уравнения движения идеальной жидкости (уравнения Эйлера).
20. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости.
21. Уравнение Бернулли для элементарной струйки вязкой жидкости. Геометрическая и энергетическая интерпретация уравнения Бернулли.
22. Уравнение Бернулли для потока вязкой жидкости.
23. Примеры применения уравнения Бернулли в технике (расходомер Вентури, скоростная трубка).

Гидравлические сопротивления

24. Общие сведения о потерях энергии (напора).
25. Режимы движения жидкости. Критерий Рейнольдса и его критическое значение. Критическая скорость движения жидкости.
26. Ламинарный режим движения. Распределение скоростей по сечению цилиндрической трубы. Потери напора.
27. Турбулентное движение. Структура турбулентного потока в трубе. Пульсация и осредненная скорость. Процесс перемешивания.
28. Шероховатость абсолютная и относительная. Понятие о механизме турбулентного течения в гидравлически гладких и шероховатых трубах.
29. Потери напора на трение при турбулентном движении. Формула Дарси-Вейсбаха.
30. Коэффициент Дарси при турбулентном режиме в гладких и шероховатых трубах.
31. Движение в трубах некруглого сечения. Формула Шези.
32. Местные гидравлические сопротивления. Основные виды местных сопротивлений. Коэффициент местных потерь.

33. Потери напора при внезапном расширении потока жидкости.
34. Местные сопротивления при изменении сечения, изгибе и делении потока.
35. Определение коэффициента местного сопротивления в арматуре трубопроводов.

Движение жидкости в напорных трубопроводах

36. Назначение и классификация трубопроводов.
37. Основные типы задач по расчету трубопроводов.
38. Простой трубопровод. Примеры расчета коротких трубопроводов.

39. Расчет длинных трубопроводов. Расходная характеристика.
40. Основные задачи расчета простых длинных трубопроводов.
41. Гидравлический расчет сложных трубопроводов. Последовательное и параллельное соединение.
42. Гидравлический удар в трубах. Формула Н.Е Жуковского. Меры борьбы с гидравлическим ударом.

Истечение жидкости из отверстия и насадков

43. Истечение жидкости через малые отверстия в тонкой стенке при постоянном напоре. Сжатие струи. Коэффициенты сопротивления, скорости и расхода.
44. Истечение жидкости из малого отверстия в тонкой стенке при переменном напоре.
45. Истечение жидкости через цилиндрический насадок. Насадки различного типа.
46. Коэффициенты скорости и расхода для различных типов насадков. Вакуум в насадках.

Насосы и насосные установки

47. Общие сведения о насосах. Классификация насосов.
48. Основные параметры насосов.
49. Насосная установка и ее характеристика.
50. Кавитация: основные понятия, причины возникновения и ее следствия
51. Лопастные насосы. Классификация
52. Характеристики лопастных насосов.
53. Центробежные насосы. Схемы центробежных насосов.
54. Напор и производительность центробежного насоса
55. Характеристика центробежного насоса. Работа насоса на сеть.
56. Последовательная и параллельная работа насосов на сеть
57. Осевые насосы. Классификация осевых насосов. Конструкция и параметры осевых насосов
58. Характеристики осевых насосов
59. Поршневые насосы. Классификация.
60. Производительность поршневых насосов
61. Характеристика поршневого насоса. Неравномерность подачи и способы ее выравнивания.
62. Роторные насосы. Общие сведения.

4. Вспомогательный раздел

4.1. Учебная программа

Белорусский национальный технический университет

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе
Белорусского национального
технического университета

_____ Ю.А. Николайчик

Регистрационный № УД-_____ /уч.

МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА

Учебная программа учреждения высшего образования

по учебной дисциплине для специальности

6-05-0715-06 Водные транспортные средства

Минск 2024 г.

Учебная программа составлена на основе образовательного стандарта ОСВО 6-05-0715-06-2023 и учебного плана специальности 6-05-0715-06 «Водные транспортные средства» (рег. № ФЭС52д-1/уч от 31.03.2023 г.)

СОСТАВИТЕЛИ:

И.В. Качанов, заведующий кафедрой «Гидротехническое и энергетическое строительство, водный транспорт и гидравлика» Белорусского национального технического университета, доктор технических наук, профессор;

В.А. Ключников, доцент кафедры «Гидротехническое и энергетическое строительство, водный транспорт и гидравлика» Белорусского национального технического университета, кандидат технических наук.

РЕЦЕНЗЕНТЫ:

А.С. Дмитриченко, заведующий кафедрой «Энергосбережение, гидравлика и теплотехника» учреждения образования «Белорусский государственный технологический университет», кандидат технических наук, доцент

А.М. Якимович, профессор кафедры «Технологическое оборудование» Белорусского национального технического университета, кандидат технических наук, доцент

РЕКОМЕНДОВАНА К УТВЕРЖДЕНИЮ:

Кафедрой «Гидротехническое и энергетическое строительство, водный транспорт и гидравлика» Белорусского национального технического университета
(протокол № 14 от 18.06 2024 г.)

Заведующий кафедрой

И.В. Качанов

Методической комиссией факультета энергетического строительства Белорусского национального технического университета
(протокол № 11 от 18.06 2024 г.)

Председатель методической
комиссии

В.А. Евдокимов

Научно-методическим советом Белорусского национального технического университета (протокол № _____ секции №1 от _____ 202__ г.)

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Учебная программа по учебной дисциплине «Механика жидкости и газа» разработана для специальности 6-05-0715-06 «Водные транспортные средства»

Целью изучения учебной дисциплины является развитие и закрепление у студентов способности самостоятельно выполнять гидравлические расчеты механизмов, трубопроводных систем, отдельных секций входящих в состав судовых систем и устройств, конструкции корпуса судна соответственно.

Основными задачами учебной дисциплины являются:

- теоретическая подготовка в области гидромеханики, позволяющая инженеру свободно ориентироваться в потоке научно-технической информации и обеспечивающая возможность использования ими гидромеханических методов в будущей специальности;
- формирование у студентов научного мышления в частности, правильного понимания границ применимости различных гидромеханических понятий, законов, теорий и умение оценивать степень достоверности результатов, полученных с помощью экспериментальных и математических методов исследования или инженерных расчетов;
- усвоение основных гидромеханических явлений и законов, методов гидромеханических исследований применительно к различным задачам будущей специальности;
- выработка у студентов приемов и навыков решения конкретных задач из различных областей МЖГ, помогающих студентам в дальнейшем эффективно решать инженерные задачи.

Учебная дисциплина базируется на знаниях, полученных при освоении общенаучных и общепрофессиональных дисциплин таких, как «Математика», «Теоретическая механика», «Физика», «Сопротивление материалов и теория упругости», «Компьютерная графика». Знания и умения, полученные студентами при изучении данной дисциплины, необходимы для освоения последующих специальных дисциплин, связанных с расчетами и проектированием ходкости судна, пожарных, сточно-фановых, осушительных, рулевых систем, расчетами мощности водоизмещающих и судов с динамическими принципами поддержания и т.д.

В результате изучения учебной дисциплины студент должен:

знать:

- основные законы равновесия и движения жидкости и газов; основы теории плавания тел;
- методику гидравлического расчета трубопроводов (простых и сложных);
- устройство, принципы действия и конструирования гидравлических и пневматических машин;
- режимы безопасной эксплуатации гидромашин и гидроприводов, используемых в судовых устройствах и системах;

уметь:

- рассчитывать силу давления жидкости на плоские и криволинейные поверхности;
- производить гидравлический расчет простых и сложных трубопроводов;
- определять оптимальные параметры лопастных и объемных гидромашин (насосов и гидродвигателей);
- выбирать гидроаппаратуру, предназначенную для изменения параметров потока и направления движения рабочей жидкости в объемном гидроприводе;

иметь навык:

- экспериментального определения основных свойств рабочих жидкостей;
- экспериментального исследования и построения характеристик гидро-и пневмосистем;
- обработки результатов экспериментальных исследований гидро-и пневмосистем.

Освоение данной учебной дисциплины обеспечивает формирование следующих компетенций:

СК-12. Применять знания о законах движения жидкости, методы математического и физического моделирования гидравлических процессов, методы фильтрационных, гидравлических расчетов гидротехнических сооружений.

УК-1. Владеть основами исследовательской деятельности, осуществлять поиск, анализ и синтез информации.

Согласно учебному плану для очной (дневной) формы получения высшего образования на изучение учебной дисциплины отведено всего 456 ч., из них аудиторных – 188 часа. На выполнение курсовой работы отведено 40 часов самостоятельной работы.

Распределение аудиторных часов по курсам, семестрам и видам занятий приведено в таблице 1.

Таблица 1.

Очная (дневная) форма получения высшего образования						
Курс	Семестр	Лекции, ч.	Лабораторные занятия, ч.	Практические занятия, ч.	Форма текущей аттестации	Форма промежуточной аттестации
2	3	50	18	16	опрос	экзамен
2	4	52	18	34	опрос	защита курсовой работы, экзамен

СОДЕРЖАНИЕ УЧЕБНОГО МАТЕРИАЛА

РАЗДЕЛ I. ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ

Тема 1.1. Введение. Свойства жидкостей

Задачи курса, его связь со смежными и специальными дисциплинами, Применение законов механики жидкости и газа (МЖГ), включая знания в области гидромашин, гидроприводов и гидроавтоматики, в современном промышленном производстве. МЖГ как одна из общеинженерных дисциплин, обеспечивающих фундаментальную подготовку специалистов. Свойства жидкостей, особенности жидкостей, применяемых в судовых устройствах и системах. Вязкость. Поверхностное натяжение. Давление насыщенного пара в жидкости. Модель идеальной жидкости. Неньютоновские жидкости.

Тема 1.2. Гидростатика

Классификация сил, действующих в жидкости. Уравнение равновесия жидкости Эйлера. Интегрирование уравнений Эйлера. Основное уравнение гидростатики. Закон Паскаля. Приборы для измерения давления. Сила давления жидкости на плоские и криволинейные поверхности. Закон Архимеда. Плавание тел. Относительный покой жидкости.

Тема 1.3. Кинематика и динамика жидкости

Виды движения жидкости. Основные понятия кинематики жидкости. Дифференциальные уравнения движения идеальной жидкости. Уравнение Бернулли для установившегося движения идеальной жидкости. Геометрические и энергетические толкования уравнения Бернулли. Коэффициент Кориолиса. Краткие сведения о движении газов. Условия применения законов гидравлики к движению газов. Уравнение Бернулли для изотермического, политропного и адиабатического течения потока газа. Трубка Пито, расходомер Вентури. Режимы движения жидкости. Число Рейнольдса. Основы теории гидродинамического подобия.

Тема 1.4. Ламинарное и турбулентное движение жидкости. Местные гидравлические сопротивления

Ламинарное движение жидкости. Турбулентное движение жидкости. Особенности турбулентного движения жидкости. Потери напора в трубах. Классификация потерь напора. Формула Дарси-Вейсбаха. Коэффициент Дарси при ламинарном напорном движении в трубе. Шероховатость абсолютная и относительная. Гидравлически гладкие и шероховатые трубы. Зависимость коэффициента Дарси от числа Рейнольдса и относительной шероховатости. Опыты Никурадзе. Обобщенные формулы для расчета коэффициента Дарси. Основные виды местных потерь напора. Внезапное расширение, сужение трубы. Колена, диффузоры. Кавитация в местных сопротивлениях.

Тема 1.5. Истечение жидкости через отверстия и насадки

Истечение жидкости из малого отверстия в тонкой стенке. Сжатие струи. Коэффициенты скорости, расхода и сопротивления. Истечение через насадки. Типы насадок. Вакуум в насадках. Зависимость коэффициентов истечения от числа Рейнольдса. Истечение жидкости при переменном напоре. Истечение газа через отверстия и насадки. Истечение под уровень.

Тема 1.6. Гидравлический расчет трубопроводов и газопроводов

Основное расчетное уравнение простого трубопровода. Основные расчетные задачи. Сифонный трубопровод. Последовательное и параллельное соединение трубопроводов. Сложные трубопроводы. Трубопроводы с насосной подачей. Основы расчета газопроводов с малым и большим перепадом давления.

Тема 1.7. Гидравлический удар в трубах.

Неустановившиеся движения несжимаемой жидкости в жестких трубах с учетом инерционного напора. Явление гидравлического удара. Формула Жуковского для прямого удара. Понятие о непрямом ударе. Способы ослабления гидравлического удара. Практическое использование гидроудара в технике.

Тема 1.8. Взаимодействие потока со стенками

Теорема импульсов. Воздействие свободной струи на твердые преграды. Сила воздействия напорного потока на стенки.

РАЗДЕЛ II. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Тема 2.1. Общие сведения о гидромашинах

Общие сведения о гидромашинах. Классификация насосов. Принцип действия динамических и объемных машин. Основные параметры: подача (расход), напор, мощность, КПД.

Тема 2.2. Основы теории лопастных насосов. Гидродинамические передачи

Основы теории лопастных насосов. Центробежные насосы. Уравнение Эйлера для насоса и турбины. Теоретический напор. Потери энергии в насосе. Основы теории подобия насосов. Характеристики центробежных насосов. Коэффициент быстроходности и типы лопастных насосов. Осевые насосы.

Тема 2.3. Эксплуатационные расчеты лопастных насосов

Применение формул подобия для перерасчета характеристик насосов. Насосная установка. Регулирование подачи. Последовательное и параллельное соединение насосов. Кавитация в лопастных насосах. Кавитационная характеристика. Кавитационный запас. Формула Руднева и ее применение.

Тема 2.4. Вихревые и струйные насосы

Схема вихревого насоса, принцип действия, характеристика, области применения, области применения в специальности.

Тема 2.5. Гидродинамические передачи

Назначение и области применения гидродинамических передач. Принцип действия и классификация. Рабочие жидкости.

Тема 2.6. Гидродинамические муфты

Устройство и рабочий процесс гидромукты. Основные параметры, уравнения и характеристики. Совместная работа гидромукты с двигателем. Регулирование гидромукты.

Тема 2.7. Гидродинамические трансформаторы

Устройство, классификация, рабочий процесс, основные параметры и уравнения. Потери энергии в трансформаторе. Внешние характеристики гидротрансформаторов различных типов. Формулы подобия для гидротрансформаторов и их применение. Совместная работа гидротрансформаторов с двигателями. Комплексные гидротрансформаторы.

Тема 2.8. Объемные насосы и компрессоры

Объемные насосы и компрессоры, принцип действия, общие свойства, классификация, применение в гидро- и пневмоприводах, в системах гидропневмоавтоматики.

Тема 2.9. Поршневые и плунжерные насосы

Устройство и области применения поршневых и плунжерных насосов. Индикаторная диаграмма. КПД поршневых насосов. Графики подачи и способы ее выравнивания. Диафрагменные насосы. Поршневые компрессоры.

Тема 2.10. Роторные насосы

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

РАЗДЕЛ III. ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОДЫ

Тема 3.1. Объемный гидропневмопривод

Принцип действия объемного гидропневмопривода (ОГПП). Основные понятия. Классификация ОГПП по характеру движения выходного звена.

Тема 3.2. Гидродвигатели

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

Тема 3.3. Гидроаппаратура и элементы гидроавтоматики

Классификация гидроаппаратов и элементов гидроавтоматики. Распределительные устройства. Назначение, принцип действия и основные типы. Клапаны. Принцип действия, устройство и характеристики. Дроссельные устройства. Назначение, принцип действия и элементов гидроавтоматики по ЕСКД.

Тема 3.4. Схемы гидропривода и системы гидроавтоматики

Схемы гидропривода с замкнутой и разомкнутой циркуляцией, с дроссельным и объемным регулированием скорости. Сравнение различных способов регулирования скорости гидропривода. Стабилизация скорости. Синхронизация движения нескольких гидродвигателей.

Тема 3.5. Следящий гидропривод

Назначение, принцип действия, схема и области применения следящего гидропривода в системах автоматического управления. Чувствительность, точность и устойчивость гидроусилителей.

Тема. 3.6. Струйная гидропневмоавтоматика

Струйная и мембранная аппаратура промышленной пневмоавтоматики. Мембранные аппараты П2ЭС1 и П2ЭС3 и их статические характеристики. Элементы струйной техники системы «Волга». Логические операции, выполняемые на основе элементов струйной пневмоавтоматики («Импликация», «Запрет», «Конъюнкция», «Равнозначность», «Стрелка Пирса», «Штрих Шеффера» и т.д.).

ТРЕБОВАНИЯ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ

Целью курсовой работы является приобретение студентами комплексных практических навыков при проведении различных гидравлических и аэродинамических расчетов, связанных с проектированием и созданием судов, а также судовых систем, устройств и механизмов.

Курсовая работа на тему «Расчет объемного гидропривода» включает:

- составление схемы гидропривода;
- определение основных размеров силового гидроцилиндра;
- гидравлический расчет трубопроводной системы на сливном участке;
- гидравлический расчет трубопроводной системы на подводящем участке;
- расчет избыточного давления в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра;
- определение основных размеров роторных насосов;
- определение рабочего объема, подачи, мощности роторных насосов;
- определение мощности и коэффициента полезного действия (КПД) гидропривода;
- подбор конкретной марки насоса и конкретных типоразмеров гидроаппаратуры для проектируемого гидропривода.

В соответствии с учебным планом на выполнение курсовой работы отводится всего 40 часов самостоятельной работы.

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ

очная форма получения высшего образования

Номер раздела, темы	Название раздела, темы, занятия	Количество аудиторных часов				Количество часов УСР	Литература	Форма контроля знаний
		Лекции	Практические занятия	Лабораторные занятия	Иное			
1	2	3	4	5	6	7	8	9
	3 семестр							
1.	Основы Гидравлики							
1.1.	Введение. Свойства жидкостей	2					[1–4]	
	Лабораторное занятие №1. Определение вязкости жидкости			2			[5, 11]	Защита отчета по лаб. работе
1.2.	Гидростатика	12					[1–4]	
	Практическое занятие №1. Гидростатическое давление, его свойства		2				[6–10]	Опрос
	Практическое занятие №2. Сила давления жидкости на плоские поверхности. Центр давления и определение его координат		2				[6–10]	Опрос
	Практическое занятие №3. Сила давления жидкости на криволинейные поверхности		2				[6–10]	Опрос
1.3.	Кинематика и динамика жидкости	10					[1–4]	
	Лабораторное занятие №2. Изучение режимов движения жидкости			2			[5, 11]	Защита отчета по лаб. работе
	Лабораторное занятие №3. Построение пьезометрической и напорной линии для трубопровода переменного сечения			4			[5, 11]	Защита отчета по лаб. работе
	Лабораторное занятие №4. Определение коэффициента расхода трубы Вентури			2			[5, 11]	Защита отчета по лаб. работе
1.4.	Ламинарное и турбулентное движение жидкости. Местные гидравлические сопротивления	10					[1–4]	

1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Практическое занятие №4. Гидравлические сопротивления.		2				[6–10]	Опрос
	Лабораторное занятие №5. Определение коэффициентов местных потерь			2			[5, 11]	Защита отчета по лаб. работе
	Лабораторное занятие №6. Определение коэффициента гидравлического трения при движении жидкости в трубопроводе			2			[5, 11]	Защита отчета по лаб. работе
1.5.	Истечение жидкости через отверстия и насадки	4					[1–4]	
	Практическое занятие №5. Истечение через отверстие и насадки при постоянном и переменном напоре.		2				[6–10]	
	Лабораторное занятие №7. Исследование истечения через малые отверстия в тонкой стенке и через насадки			4			[5, 11]	Защита отчета по лаб. работе
1.6.	Гидравлический расчет трубопроводов и газопроводов	8					[1–4]	
	Практическое занятие №6. Расчет простого трубопровода		4				[6–10]	Опрос
1.7.	Гидравлический удар в трубах.	2					[1–4]	
	Практическое занятие №7. Неустановившееся движение в трубах. Гидравлический удар. Определение повышения давления в трубах.		2				[6–10]	Опрос
1.8.	Взаимодействие потока со стенками	2					[1–4]	
	Итого за семестр	50	16	18				экзамен
4 семестр								
	Лабораторное занятие №8. Определение местных скоростей гидрометрической трубкой			2			[5, 11]	Защита отчета по лаб. работе
	Лабораторное занятие №9. Определение потерь давления в газопроводе			2			[5, 11]	Защита отчета по лаб. работе
	Лабораторное занятие №10. Изучение обтекания крылового профиля методом ЭГДА			4			[5, 11]	Защита отчета по лаб. работе
2.	Гидравлические машины							
2.1.	Общие сведения о гидромашинах	2					[1–4]	
	Практическое занятие №8. Основные параметры гидромашин.		2				[6–10]	Опрос
2.2.	Основы теории лопастных насосов. Гидродинамические передачи.	4					[1–4]	
	Лабораторное занятие №11. Параметрические испытания центробежного насоса			2			[5, 11]	Защита отчета по лаб. работе
	Практическое занятие №9. Определение основных параметров центробежного насоса. Построение характеристики центробежного насоса		4				[6–10]	Опрос
1	2	3	4	5	6	7	8	9

2.3.	Эксплуатационные расчеты лопастных насосов	4					[1–4]	
	Практическое занятие №10. Пересчет параметров насоса по формулам подобия. Коэффициент быстроходности		2				[6–10]	Опрос
	Практическое занятие №11. Определение допустимой высоты всасывания центробежного насоса. Кавитационный запас.		2				[6–10]	Опрос
	Практическое занятие №12. Определение рабочей точки для совместно работающих насоса и трубопровода. Последовательное и параллельное соединение насосов.		4				[6–10]	Опрос
2.4.	Вихревые и струйные насосы	2					[1–4]	
2.5.	Гидродинамические передачи	2					[1–4]	
2.6.	Гидродинамические муфты	2					[1–4]	
	Практическое занятие №13. Построение характеристики гидромуфты		2				[6–10]	Опрос
	Практическое занятие №14. Выбор гидромуфты для работы с двигателем внутреннего сгорания.		2					Опрос
2.7.	Гидродинамические трансформаторы	2					[1–4]	
	Практическое занятие №15. Построение характеристики гидротрансформатора		2				[6–10]	Опрос
2.8.	Объемные насосы и компрессоры	4					[1–4]	
	Практическое занятие №16. Определение параметров объёмных насосов		2				[6–10]	Опрос
2.9.	Поршневые и плунжерные насосы	4					[1–4]	
	Практическое занятие №17. Допускаемая высота всасывания поршневого насоса. Мощность и КПД насоса. Режим работы насосной установки.		2				[6–10]	Опрос
2.10	Роторные насосы	6					[1–4]	
	Лабораторное занятие №12. Изучение конструкций роторных насосов.			2			[5, 11]	Защита отчета по лаб. работе
	Лабораторное занятие №13. Построение характеристики шестеренного насоса			2			[5, 11]	Защита отчета по лаб. работе
	Практическое занятие №18. Характеристики роторных гидромашин.		2				[6–10]	
3.	Гидро- и пневмоприводы							
3.1	Объемный гидропневмопривод	6					[1–4]	
1	2	3	4	5	6	7	8	9

	Лабораторное занятие №14. Испытания объемного гидропривода возвратно-поступательного движения.			2			[5, 11]	Защита отчета по лаб. работе
	Лабораторное занятие №15. Испытания объемного гидропривода вращательного движения.			2			[5, 11]	Защита отчета по лаб. работе
	Практическое занятие №19. Регулирование скорости выходного звена.		2				[6–10]	Опрос
3.2.	Гидродвигатели	6					[1–4]	
	Практическое занятие №20. Расчет гидродвигателя		4				[6–10]	Опрос
3.3	Гидроаппаратура и элементы гидроавтоматики	2					[1–4]	
3.4.	Схемы гидропривода и системы гидроавтоматики	2					[1–4]	
	Практическое занятие №21. Расчет простых объемных гидроприводов.		2				[6–10]	Опрос
3.5.	Следящий гидропривод	2					[1–4]	
3.6.	Струйная гидропневмоавтоматика	2					[1–4]	
	Курсовая работа				40			Защита курсовой работы
	Итого за семестр	52	34	18				экзамен
	Всего аудиторных часов	188						

ИНФОРМАЦИОННО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Список литературы

Основная литература

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта [и др.]. – 4-е изд., стереотипное, перепечатка со 2-го издания 1982 г. – М.: «Издательский дом Альянс», 2010. – 423 с.
2. Медведев, В.Ф. Гидравлика и гидравлические машины: Учеб. пособие / В.Ф. Медведев. – Мн.: Выш. шк., 1998. – 311 с.
3. Луговский, В.В. Гидромеханика / В.В. Луговский. – Л.: Судостроение, 1990 – 192 с.

Дополнительная литература

4. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Б.Б. Некрасов [и др.]; под ред. Б.Б. Некрасова. – Минск: Вышэйшая школа, 1985. – 382 с.
5. Механика жидкости и газа. Лабораторный практикум: учебное пособие / Н.Е. Бонч-Осмоловская [и др.]. – 4-е изд., перераб. и доп. – Мн.: БНТУ, 2007. – 295 с.
6. Золотов, С.С. Задачник по гидромеханике для судостроителей / С.С. Золотов, В.Б. Амфиложиев, Ю.И. Фадеев. – Л.: Судостроение, 1984. – 232 с.
7. Сборник задач по гидравлике / В.А. Большаков [и др.]; под ред В.А. Большакова. – Киев.: Вища школа, 1979. – 337 с.
8. Примеры расчетов по гидравлике / А.Д. Альтшуль [и др.]; под ред. А.Д. Альтшуля. – М.: Стройиздат, 1976. – 254 с.
9. Юшкин, В.В. Основы расчета объемного гидропривода / В.В. Юшкин. – Мн.: Вышэйш. школа, 1982. – 93 с.
10. Вакина, В.В. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчета / В.В. Вакина, И.Д. Денисенко, А.Л. Столяров. – К.: Вища школа. Головное изд-во, 1986. – 208 с.
11. Лабораторный практикум по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер [и др.]; под ред. Я.М. Вильнера. – Минск: Вышэйшая школа, 1980. – 224 с.

Средства диагностики результатов учебной деятельности

Оценка уровня знаний студента производится по десятибалльной шкале в соответствии с критериями, утвержденными Министерством образования Республики Беларусь.

Для оценки достижений студента рекомендуется использовать следующий диагностический инструментарий:

- устный и письменный опрос во время практических занятий;
- защита выполненных на лабораторных занятиях заданий;

- защита выполненных в рамках самостоятельной работы индивидуальных заданий;
- выступление студента на конференции по подготовленному реферату;
- защита курсовой работы;
- сдача экзамена по дисциплине.

Перечень тем курсовых работ

1. Расчет объемного гидропривода.
2. Расчет гидропривода поступательного движения для подъемно-транспортной тележки.
3. Расчет гидропривода вращательного движения.
4. Расчет гидропривода рулевого устройства судна.

Темы рефератов

1. Применение законов механики жидкости и газа в современных технических устройствах.
2. Закон Архимеда в инновационном судостроении.
3. Трубка Пито, расходомер Вентури, их применение в современной технике.
4. Влияние шероховатости лопастей гребных винтов судна на его скорость.
5. Истечение жидкости через форсунки. Типы форсунок
6. Гидравлический удар. Технические устройства для предотвращения гидравлического удара.
7. Современные гидромашины и их применение на водном транспорте.
8. Применение силовых гидроцилиндров на водном транспорте.

Перечень контрольных вопросов и заданий для самостоятельной работы студентов

1. Предмет МЖГ и его значение для подготовки специалистов судостроительного профиля. Физические свойства жидкостей (плотность, удельный вес, сжимаемость, температурное расширение, модуль упругости жидкости).
2. Внутреннее трение в жидкости. Вязкость жидкостей. Влияние температуры и давления на вязкость жидкостей. Единицы измерения вязкости.
3. Идеальный и реальный газ. Уравнение состояния. Уравнение для анализа изотермического, изохорного, изобарного, адиабатического и политропного процессов. Уравнение состояния для реального газа.
4. Модель идеальной жидкости. Гидростатика. Силы, действующие на жидкость. Давление в жидкости. Свойства гидростатического давления.
5. Дифференциальные уравнения равновесия жидкости (уравнения Эйлера).
6. Примеры интегрирования уравнений Эйлера. Поверхность равного давления. Основное уравнение гидростатики.

7. Гидростатический напор. Приборы для измерения давления атмосферного, манометрического и вакуумметрического.
8. Эпюры гидростатического давления. Закон Паскаля и его практические приложения.
9. Сила давления жидкости на плоскую стенку. Центр давления (Выводы уравнений для расчета F и Z_d).
10. Графоаналитический метод определения силы давления жидкости и центра давления. Закон Архимеда.
11. Сила давления жидкости на криволинейные стенки.
12. Расчет толщины стенки труб и резервуаров.
13. Условия равновесия плавающих тел. Плавание в погруженном состоянии.
14. Условия равновесия тел при плавании в неполностью погруженном состоянии.
15. Относительный покой при прямолинейном ускоренном (замедленном) движении резервуара с жидкостью.
16. Относительный покой при равномерном вращении цилиндра с жидкостью вокруг вертикальной оси.
17. Гидродинамика. Понятие о местной мгновенной и осредненной скоростях. Виды движения жидкости. Траектория, линия тока, элементарная струйка.
18. Свойства элементарной струйки. Поток жидкости. Смоченный периметр, гидравлический радиус.
19. Уравнение расхода для элементарной струйки и для потока. Средняя и массовая скорости. Равномерное и неравномерное движение жидкости.
20. Дифференциальные уравнения движения идеальной жидкости (уравнения Эйлера).
21. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости.
22. Геометрическая и энергетическая интерпретация уравнения Бернулли.
23. Уравнение Бернулли для потока вязкой жидкости (Вывод). Общие сведения о потерях энергии (напора).
24. Примеры применения уравнения Бернулли в технике (расходомер Вентури, скоростная трубка, струйный насос).
25. Режимы движения жидкости. Критерий Рейнольдса и его критическое значение. Критическая скорость движения жидкости.
26. Ламинарный режим движения. Распределение касательных напряжений и местных скоростей по сечению цилиндрической трубы.
27. Турбулентное движение. Структура турбулентного потока в трубе. Пульсация и осредненная скорость. Процесс перемешивания.
28. Шероховатость абсолютная и относительная. Понятие о механизме турбулентного течения в гидравлически гладких и шероховатых трубах.
29. Потери напора на трение при турбулентном движении. Формула Дарси.
30. График Никурадзе.
31. Коэффициент Дарси при турбулентном режиме в гладких и шероховатых трубах.
32. Движение в трубах некруглого сечения. Формула Шеши.
33. Местные сопротивления.

34. Потери напора при внезапном расширении потока жидкости.
35. Местные сопротивления при изменении сечения, изгибе и делении потока.
36. Зависимость коэффициента местных сопротивлений от числа Рейнольдса.
37. Назначение и классификация трубопроводов.
38. Основные типы задач по расчету трубопроводов.
39. Простой трубопровод. Примеры расчета коротких трубопроводов.
40. Расчет длинных трубопроводов. Расходная характеристика.
41. Основные задачи расчета простых длинных трубопроводов.
42. Гидравлический расчет сложных трубопроводов. Последовательное и параллельное соединение.
43. Гидравлический удар в трубах. Формула Н.Е Жуковского. Меры борьбы с гидравлическим ударом. Практическое использование гидроудара в технике.
44. Истечение жидкости через малые отверстия в тонкой стенке при постоянном напоре. Сжатие струи. Коэффициенты сопротивления, скорости и расхода.
45. Истечение жидкости из малого отверстия в тонкой стенке при переменном напоре.
46. Истечение жидкости через цилиндрический насадок. Насадки различного типа.
47. Коэффициенты скорости и расхода для различных типов насадков. Вакуум в насадках.
48. Насосы и гидродвигатели. Основные параметры: подача (расход), напор, мощность, КПД.
49. Уравнение Эйлера для насоса и турбины.
50. Характеристика центробежных насосов.
51. Применение формул подобия для пересчета характеристик насосов.
52. Кавитация в лопастных насосах. Кавитационная характеристика. Кавитационный запас.
53. Схема вихревого насоса, принцип действия, характеристика, области применения.
54. Вихревая гидротурбина.
55. Схема струйного насоса, принцип действия, характеристика, применение в судовых устройствах и системах.
56. Гидродинамические передачи. Классификация, конструкции. Принцип действия. Рабочие жидкости.
57. Устройство и принцип действия гидромфты (ГМ). Регулирование гидромфты.
58. Совместная работа ГМ с электродвигателем.
59. Совместная работа ГМ с двигателем внутреннего сгорания (ДВС).
60. Устройство и принцип действия гидродинамического трансформатора (ГТ).
61. Потери энергии в ГТ. Внешние и приведенные характеристики ГТ различных типов.
62. Совместная работа ГТ с ДВС.

63. Комплексные гидротрансформаторы. Устройство, принцип действия, характеристики внешние и приведенные.
64. Объемные насосы, принцип действия, общие свойства и классификация.
65. Устройство и принцип действия поршневых и плунжерных насосов.
66. Топливные насосы высокого давления.
67. Графики подачи и способы её выравнивания.
68. Диафрагменные насосы.
69. Поршневые компрессоры. Устройство, принцип действия, основные параметры.
70. Устройство и особенности работы роторно-поршневых насосов.
71. Устройство и особенности работы пластинчатых насосов.
72. Устройство и особенности работы шестеренных насосов.
73. Устройство и особенности работы винтовых насосов.
74. Устройство и особенности работы роторно-поршневых компрессоров.
75. Устройство и особенности работы пластинчатых компрессоров.
76. Устройство и особенности работы шестеренных компрессоров.
77. Устройство и особенности работы винтовых компрессоров.
78. Подача и её равномерность. Характеристики насосов и компрессоров.
79. Классификация ОГПП по характеру движения выходного звена.
80. Дроссельный способ регулирования скорости в ОГП.
81. Объемный способ регулирования скорости в ОГП.
82. Объемные гидропневмодвигатели, назначение, устройство, принцип действия.
83. Расчет гидро-пнеumoцилиндров. Поворотные гидро-пнеumoдвигатели.
84. Роторные гидромоторы. Устройство, принцип действия, применение в судовых устройствах и системах.
85. Гидромоторы роторно-поршневого, пластинчатого, шестеренного и винтового типов.
86. Расчет крутящего момента и мощности по валу гидромотора.
87. Высокомоментные гидромоторы.
88. Назначение, принцип действия и основные типы распределительных устройств.
89. Клапаны предохранительные прямого и непрямого действия. Устройство, принцип действия, основные типы.
90. Клапаны редуционные прямого и непрямого действия. Устройство, принцип действия, основные типы.
91. Клапаны последовательности. Устройство, принцип действия, основные типы.
92. Регуляторы расхода двухлинейные и трехлинейные. Устройство, принцип действия, основные типы.
93. Фильтры, гидроаккумуляторы. Обозначение гидроаппаратов и элементов гидроавтоматики по ЕСКД.
94. Стабилизация скорости выходного звена в ОГП.
95. Синхронизация движения нескольких гидродвигателей.
96. Мембранная аппаратура промышленной пневмоавтоматики.

97. Статическая характеристика мембранных аппаратов П2ЭС1 и П2ЭС.3.
98. Струйные аппараты промышленной пневмоавтоматики.
99. Элементы струйной техники системы «Волга».
100. Элемент системы «Волга» «ИЛИ-НЕ-ИЛИ».
101. Устройство, принцип действия, реализация логических операций «Импликация», «Запрет», «Конъюнкция», «Равнозначность», «Стрелка Пирса», «Штрих Шеффера».

Методические рекомендации по организации и выполнению самостоятельной работы студентов

При изучении дисциплины рекомендуется использовать следующие формы самостоятельной работы:

- решение индивидуальных задач;
- подготовка рефератов по индивидуальным темам;
- подготовка сообщений, тематических докладов, презентаций по заданным темам;
- составление тематической подборки литературных источников, интернет-источников;
- проработка тем (вопросов), вынесенных на самостоятельное изучение.

ПРОТОКОЛ СОГЛАСОВАНИЯ УЧЕБНОЙ ПРОГРАММЫ УВО

Название учебной дисциплины, с которой требуется согласование	Название кафедры	Предложения об изменениях в содержании учебной программы учреждения высшего образования по учебной дисциплине	Решение, принятое кафедрой, разработавшей учебную программу (с указанием даты и номера протокола заседания кафедры)
Согласование не требуется	Кафедра «Гидротехническое и энергетическое строительство, водный транспорт и гидравлика»		Содержание данной учебной программы не требует согласования с другими учебными дисциплинами специальности. Протокол № <u>14</u> от <u>18.06. 2024</u>

ДОПОЛНЕНИЯ И ИЗМЕНЕНИЯ К УЧЕБНОЙ ПРОГРАММЕ

_____/____ учебный год

№	Дополнения и изменения	Основание

Учебная программа пересмотрена и одобрена на заседании кафедры
 _____ (протокол №____ от _____ 202__ г.)

Заведующий кафедрой

 (подпись)

 (И.О. Фамилия)

УТВЕРЖДАЮ

Декан факультета

 (ученая степень, ученое звание)

 (подпись)

 (И.О.Фамилия)

ОФОРМЛЕНИЕ ЗАПИСИ О ПЕРЕУТВЕРЖДЕНИИ УЧЕБНОЙ ПРОГРАММЫ БЕЗ ИЗМЕНЕНИЙ

Учебная программа рассмотрена и одобрена без изменений на
 ____/____ учебный год кафедрой _____
 (протокол №____ от _____ 202__ г.)

Заведующий кафедрой
 (ученая степень, ученое звание)

 (подпись)

 (И.О. Фамилия)

4.2. Список литературы, рекомендуемой к использованию в образовательном процессе

1. Электронный учебно-методический комплекс по учебной дисциплине «Механика жидкости и газа» Разделы: гидростатика и гидродинамика для специальностей: 1-37 03 02 «Кораблестроение и техническая эксплуатация водного транспорта»; 1-70 03 02 «Водоснабжение, водоотведение и охрана водных ресурсов»; 1-70 04 01 «Водохозяйственное строительство» [Электронный ресурс] / Белорусский национальный технический университет, Кафедра «Гидротехническое и энергетическое строительство, водный транспорт и гидравлика»; сост.: М. К. Щербакова [и др.]. – Минск: БНТУ, 2021
2. Электронный учебно-методический комплекс по учебной дисциплине «Механика жидкости и газа». Специальный раздел механики жидкости и газа для специальностей 1-70 04 03 «Водоснабжение, водоотведение и охрана водных ресурсов» 1-70 04 01 «Водохозяйственное строительство» [Электронный ресурс] / Белорусский национальный технический университет, Кафедра «Гидротехническое и энергетическое строительство, водный транспорт и гидравлика»; сост.: И.В. Качанов [и др.]. – Минск: БНТУ, 2022.
3. Механика жидкости и газа. Гидростатика: учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-70 04 03 «Водоснабжение, водоотведение и охрана водных ресурсов» / И. В. Качанов [и др.]; Белорусский национальный технический университет, Кафедра «Гидротехническое и энергетическое строительство, водный транспорт и гидравлика». – Минск: БНТУ, 2021. – 63 с.
4. Механика жидкости и газа. Лабораторный практикум: учебное пособие / Н.Е. Бонч-Осмоловская [и др.]. – 4-е изд., перераб. и доп. – Мн.: БНТУ, 2007. – 295 с.
5. Гиргидов, А.Д. Механика жидкости и газа (гидравлика) / А.Д. Гиргидов. – СПб.: Издательство политехнического университета, 2007. – 596 с.
6. Альтшуль, А.Д. Гидравлика и аэродинамика / А.Д. Альтшуль, А.С. Животовский, Л.Ш. Иванов. – М.: Стройиздат, 1987. – 414 с.
7. Гидравлика: [учебник для вузов по специальности "Водоснабжение, канализация, рациональное использование и охрана водных ресурсов"] / Ю.М. Константинов. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – Киев: Выща школа, 1988. – 397, [1] с.: ил.
8. Механика жидкости и газа (гидравлика): учебник: для студентов высших учебных заведений, обучающихся по техническим направлениям подготовки (бакалавриат и магистратура) и программам подготовки дипломированных технических специалистов / А.Д. Гиргидов. – 2-е изд., испр. и доп. – Москва: ИНФРА-М, 2018. – 703, [1] с.: ил.
9. Примеры расчетов по гидравлике / А.Д. Альтшуля [и др.]; под общ. ред. А.Д. Альтшуля. – М.: Стройиздат, 1976. – 254 с.