

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Институт сервиса, туризма и дизайна (филиал) СКФУ в г. Пятигорске

ИНЖЕНЕРНЫЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра «Строительство»

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ
ПО ДИСЦИПЛИНЕ**

**«Инженерные системы зданий и сооружений
(Водоснабжение и водоотведение с основами гидравлики)»**

Направление 08.03.01 «Строительство»
Направленность (Профиль) "Строительство зданий и сооружений"

ПЯТИГОРСК, 2020

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	
1. Лабораторная работа №1. Расчёт внутреннего водопровода.....	
2. Лабораторная работа №2. Расчет наружных сетей системы водоснабжения. Определение диаметра водопроводной сети.....	
3. Лабораторная работа №3. Расчёт внутренней канализации.....	
4. Лабораторная работа №4. Гидравлический расчёт дворовой канализационной сети и построение её продольного профиля.....	
5. Лабораторная работа № 5. Гидравлический расчет внутренней водопроводной сети здания.....	
6. Лабораторная работа №6. Определение расчетных расходов воды.....	
7. Лабораторная работа № 7. Подбор водомера.....	
8.Лабораторная работа №8. Определение рабочего напора перед внутренним пожарным.....	
9. Лабораторная работа №9. Определение потери напора в трубопроводе.....	
10. Список литературы.....	

ВВЕДЕНИЕ

Целью дисциплины «Водоснабжение и водоотведение с основами гидравлики» является передача студентам основных теоретических сведений из области проектирования и расчета современных гидравлических систем жизнеобеспечения.

Выполнение лабораторных работ способствует более глубокому пониманию дисциплины и помогает студенту приобрести практические навыки при работе с инженерными системами зданий.

Перед началом проведения опытов студент должен нарисовать в рабочей тетради схему установки, подготовить необходимые таблицы для записи показаний приборов.

Проделав необходимые измерения и выполнив требуемые расчеты, студент должен составить отчет о работе, где помещается краткое описание установки и проведения опытов, основные формулы, результаты опытов, анализ полученных результатов и соответствующие выводы.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1

Расчёт внутреннего водопровода

1.1 Цель работы. Понять основные свойства жидкости.

1.2 Основные свойства жидкостей.

Жидкости по своим механическим свойствам разделяются на два класса: мало сжимаемые (капельные) и сжимаемые (газообразные). С позиций физики капельная жидкость значительно отличается от газа, с позиций механики жидкости различие между ними не так велико, и законы справедливые для капельных жидкостей, могут быть приложены также и к газам, когда их сжимаемостью можно пренебречь.

Капельные жидкости обладают определенным объемом, который практически не

изменяется под действием сил. Газы, занимая все предоставленное им объем, могут значительно изменять объем, сжимаясь и расширяясь под действием сил. Таким образом, капельные жидкости легко изменяют форму (в отличие от твердых тел), но с трудом изменяют объем, а газы легко изменяют как объем, так и форму.

Основной механической характеристикой жидкостей является плотность. Плотностью называют массу жидкости, заключенную в единице объема. Для однородной жидкости

$$\rho = m / V, \text{ кг/ м}^3,$$

m - масса жидкости в объеме V .

Рассмотрим основные физические свойства жидкости.

1.21. **Сжимаемость**, или свойство жидкости изменять свой объем под действием давления и характеризуется коэффициентом β_p объемного сжатия, который представляет собой относительное изменение объема, приходящееся на единицу давления, т.е.

$$\beta_p = - \frac{V - V_0}{V_0} \cdot \frac{1}{P - P_0}, \text{ м}^2/\text{Н}.$$

Знак «минус» обусловлен тем, что положительному приращению давления P соответствует отрицательное приращение (т.е. уменьшение) объема жидкости V .

Тогда плотность в зависимости от давления P будет равна

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 - \beta_p(P - P_0)}, \quad (1.2)$$

где ρ_0 и ρ значения плотности при давлениях P_0 и P .

Величина обратная коэффициенту β_p представляет собой объемный модуль упругости K , который равен

$$K = 1/\beta_p = \rho a^2, \text{ Н/м}^2,$$

где a – скорость распространения волн давления в упругой среде. Она равна скорости звука в этой среде. При температуре 20°C скорость распространения звука в воздухе равна 330 м/с, в воде – 1480 м/с. Для капельных жидкостей модуль K уменьшается с увеличением температуры и возрастает с повышением давления. Для воды он при атмосферном давлении приблизительно равен $2 \cdot 10^9$ Па. Следовательно, при увеличении давления на 1 атмосферу объем воды уменьшится всего на $1/20000$ часть.

Как следует из формулы (1.2) при повышении давления воды, например до 400 атм, ее плотность повышается лишь на 2% . Поэтому в большинстве случаев капельные жидкости можно считать несжимаемыми, т.е. принимать их плотность не зависящей от давления.

1.2.2. **Температурное расширение** характеризуется коэффициентом β_t объемного расширения, который представляет собой среднее (в данном интервале температур) относительное изменение объема при изменении температуры на 1°C , т.е.

$$\beta_t = \frac{V - V_0}{V_0} \cdot \frac{1}{T - T_0}, \text{ } 1/^\circ\text{C}.$$

Тогда плотность

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 + \beta_t(T - T_0)}, \quad (1.3)$$

где ρ_0 и ρ значения плотности при температурах T_0 и T . Зависимость плотности воды от температуры показана в таблице 1.3. Для сравнения плотность простейшего представителя класса гликолей – этилен гликоля (ГОСТ 19710 – 83) при 20°C равна 1112 кг/м³.

Таблица 1.21.

Температура, °С	4	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	150	200	250	300
Плотность воды, кг/м ³	1000	999	998	996	992	988	982	978	972	965	960	917	869	790	710

Способность жидкостей менять плотность при изменении температуры широко используется для создания естественной циркуляции в котлах, отопительных системах и т.д.

Определим насколько увеличится объем жидкости при ее нагреве от температуры t_1 до температуры t_2 . При нагреве масса жидкости остается постоянной, т.е. $m_{t1} = m_{t2}$ или

$$\rho_{t1} V_{t1} = \rho_{t2} V_{t2}. \quad (1.4)$$

Но объем жидкости увеличился и стал равным $V_{t2} = V_{t1} + \Delta V$. Подставляя это выражение в уравнение (1.4) получаем, что объем жидкости увеличился на величину

$$\Delta V = V_{t1} \left(\frac{\rho_{t1}}{\rho_{t2}} - 1 \right). \quad (1.5)$$

Расширение жидкости должно учитываться при проектировании отопительной системы. Во всех системах, в которых возможен нагрев жидкости, необходимо предусмотреть установку емкости, в которую при нагреве поступает расширяющаяся часть жидкости. Это может быть или расширительный бак, соединенный с атмосферой и устанавливаемый в наивысшей точке отопительной системы, или закрытый баллон, изолированный от атмосферы, полость которого разделена мембраной на воздушную полость и полость для расширяющейся жидкости. Он устанавливается, как правило, в возвратном трубопроводе в любом доступном для монтажа и эксплуатации месте. Замкнутому баллону последнее время отдается предпочтение, т.к. он имеет следующие преимущества по сравнению с открытым расширительным баком:

- В системах с закрытым баллоном отсутствует испарение и поэтому они не требуют подпитки воды,
- Отсутствие коррозии и засоления трубопроводов из-за отложения солей в воде,
- В такие системы может добавляться жидкость против замерзания и антикоррозийные добавки. В системы с расширительным баком из-за испарения нельзя добавлять такие добавки из-за возможного вредного влияния при их испарении. Поэтому системы с расширительным баком требуют изоляции в случае возможных низких температур.
- Расширительный бак необходимо устанавливать в наивысшей точке системы, что требует дополнительных затрат на его установку.

1.3. Рассмотрим различные варианты подключения расширительных элементов.

Вариант 1

В систему отопления залили 350 литров воды при 10°C . На сколько увеличится объем?

жидкости после ее нагрева до 90°C и расширительный бачок, какого объема следует выбрать,

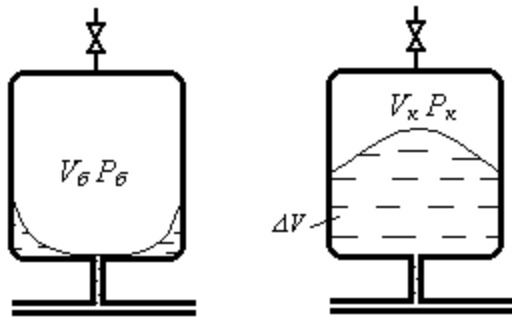
чтобы компенсировать температурное расширение такого объема жидкости?

Пользуясь таблицей 1.3 и уравнением (1.5) получаем, что объем воды, находящейся в системе увеличится на $\Delta V = V_1 (\alpha_1 / \alpha_2 - 1) = 350 (999/965 - 1) = 12.3$ литра.

Т.е. в отопительной системе следует предусмотреть расширительный бачок объемом не менее указанного.

Вариант 2

Определим объем мембранного баллона, который следует установить в отопительную систему. Пусть в баллоне объемом V_0 перед установкой в систему давление равно P_0 , при этом практически весь объем баллона занят воздухом (рис. 1.1 а).



В результате температурного расширения вода поступает в

баллон и занимает объем ΔV , сжимая воздух до объема V_k с давлением P_k . Процесс сжатия воздуха в баллоне сопровождается выделением тепла, которое передается окружающей среде.

При этом наблюдается лишь незначительное увеличение температуры

а) воздуха в баллоне. Поэтому процесс сжатия воздуха в баллоне можно считать изотермическим.

Рис. 1.1. К определению объема мембранного баллона

Запишем

1.3.1 Определим объем для системы отопления. Анализируют полученные результаты и делают вывод для чего устанавливается расширительный бак в системах отопления.

1.3.2 Определим объем мембранного баллона в отопительной установке.

Таблица 1.2 – Результаты расчетов заносим в таблицы

Номер измерения	V_1	$\wedge V$
1		
2		
...		
Средние значения		

Запишем уравнение Бойля – Мариотта для этого процесса сжатия:

$$V_{\delta} P_{\delta} = V_{\kappa} P_{\kappa} \text{ или } V_{\delta} = V_{\kappa} \frac{P_{\kappa}}{P_{\delta}}.$$

Но так как $V_{\kappa} = V_{\delta} - \wedge V$ тогда

$$V_{\delta} = \frac{\Delta V}{1 - \frac{P_{\delta}}{P_{\kappa}}} \quad (1.6)$$

Из этой формулы следует, что если $1 - P_{\delta} / P_{\kappa} \approx 0$ или $P_{\delta} / P_{\kappa} \approx 0$, что равноценно $P_{\delta} \approx 0$ или $P_{\kappa} \approx \infty$, то объем мембранного баллона будет минимальным и равным $\wedge V$, т.е. объему расширенной жидкости.

Первоначальное давление в баллоне P_{δ} всегда больше единицы.

В результате расширения жидкости давление P_{κ} увеличивается, но оно не должно быть больше максимального допустимого давления, которое может выдержать баллон из условия его прочности. Увеличение допустимого давления в баллоне достигается увеличением толщины его стенок, и значит увеличением его веса. Для того, чтобы гарантировано не превысить давление P_{κ} , устанавливают предохранительный клапан на баллон. Таким образом, давление P_{κ} – это давление на которое настроен предохранительный клапан, чтобы обеспечить безаварийную работу баллона и оно имеет конечную величину. Поэтому объем мембранного баллона всегда больше объема расширенной жидкости.

В качестве сравнения рассмотрим ту же систему отопления, что и в варианте 1, т.е. систему, в которую залили 350 литров воды при 10°C . Следует определить объем мембранного баллона, чтобы компенсировать температурное расширение объема жидкости после ее нагрева до 90°C . Начальное давление в баллоне P_{δ} равно 2.5 атм (абсолютное = атмосферное + избыточное), давление настройки предохранительного клапана $P_{\kappa} = 3.5$ атм (абсолютное = атмосферное + избыточное).

Из ранее рассмотренного варианта объем расширенной жидкости равен $\wedge V = 12.3$ л. Из уравнения (1.6) получаем, что объем мембранного баллона равен

$$V_{\delta} = \frac{\Delta V}{1 - \frac{P_{\delta}}{P_{\kappa}}} = 12.3 / [1 - (2.5/3/5)] = 43.1 \text{ л.}$$

Т.е. в отопительной системе следует предусмотреть мембранный баллон объемом почти в 3.5 раза большим объема расширительного бака. В противном случае отопительная система может быть разорвана силами температурного расширения жидкости.

Делают вывод о соответствии нагреваемой температуры и объема жидкости.

Выводы

А. Объем расширительного бака или замкнутого мембранного баллона должен быть больше объема расширенной воды при максимальной температуре отопительной системы.

Б. Величина объема расширительного бака зависит от диапазона изменения температуры нагрева жидкости.

В. Величина объема замкнутого мембранного баллона зависит от диапазона изменения температуры нагрева жидкости и соотношения давлений P_{δ}/P_{κ} .

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2

Расчет наружных сетей системы водоснабжения. Определение диаметра водопроводной сети.

1.1 Цель работы. Определить экспериментальным путем основные свойства жидкости.

1.2 Основные теоретические сведения.

Сопротивление растяжению внутри капельных жидкостей по молекулярной теории может быть значительным до 10000 атм. Однако любые даже технически чистые жидкости содержат взвешенные твердые частицы и пузырьки газов и не выдерживают даже незначительных напряжений растяжения. Например, требуется поднять жидкость из скважины с большой глубины. В этом случае под действием веса жидкости, находящейся в поднимающемся трубопроводе, жидкость разрывается с образованием газовых полостей. Поэтому считается, что напряжение растяжения в капельных жидкостях невозможны.

Вязкостью называется свойство жидкостей оказывать сопротивление сдвигу. Она проявляется в виде внутреннего трения при относительном перемещении смежных частиц

жидкости. Таким образом, вязкость характеризует степень текучести жидкости или подвижность ее частиц. Вязкость есть свойство, противоположное текучести: более вязкие жидкости (глицерин, смазочные масла и др.) являются менее текучими и наоборот.

Касательное напряжение τ – это касательная составляющая напряжения, действующего на жидкость. В то время как, давление – это нормальное к площади напряжение. Касательное напряжение в жидкости, как результат ее вязкости, зависит от рода и характера течения и изменяется прямо пропорционально поперечному градиенту скорости $\frac{dv}{dy}$ и равно

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

где μ – коэффициент динамической или абсолютной вязкости. Поперечный градиент скорости $\frac{dv}{dy}$ определяет собой изменение скорости, приходящееся на единицу длины в направлении y , т.е. перпендикулярно направлению течения жидкости и, следовательно, характеризует интенсивность сдвига слоев жидкости в данной точке.

Коэффициент динамической вязкости в системе СИ имеет размерность $\text{Па}\cdot\text{с}$ или $\text{Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2$, или $\text{кг}/(\text{м}\cdot\text{с})$. Широко используется размерность *пуаз*, при этом $1 \text{ пуаз} = 1 \text{ дин с}/\text{см}^2 = 0.1 \text{ Па}\cdot\text{с}$.

Наряду с динамическим коэффициентом вязкости μ применяют еще так называемый кинематический коэффициент вязкости

$$\nu = \mu / \rho, \text{ м}^2 / \text{сек.}$$

(1.7)

В качестве единицы измерения кинематического коэффициента вязкости употребляется также *Стокс* $= 1 \text{ см}^2 / \text{сек} = 100 \text{ сСтокса} = 100 \text{ сСт}$.

Вязкость капельных жидкостей при увеличении температуры уменьшается, а вязкость газов возрастает. Вода принадлежит к наименее вязким жидкостям. Лишь немногие из практически используемых жидкостей (эфир, спирт) имеют меньшую вязкость, чем вода.

В таблице 1.4 показаны значения вязкости воды от температуры.

Таблица 1.4.

Температура, °С	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	150
μ , 10^{-6} кг/(м·с)	151	130	100	803	655	551	470	407	357	317	284	232	184
ν , 10^{-6} м ² /сек	1.52	1.31	1.01	0.81	0.66	0.56	0.48	0.42	0.37	0.33	0.3	0.25	0.2

Принято считать, что

нормальные *стандартные условия* это: давление = 1 атм и температура = 20°C

нормальные *физические условия* это: давление = 1 атм и температура = 0°C.

Тогда для стандартных условий динамическая вязкость воды равна $1 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$, этиленгликоля – $0.0198 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$, а кинематическая вязкость воды $1.01 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} = 1 \text{ мм}^2/\text{с} = 1 \text{ сСт}$. При этих условиях этилен гликоль имеет кинематическую вязкость $0.018 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} = 0.018 \text{ сСт}$.

Вязкость жидкостей также зависит от давления, однако эта зависимость существенно проявляется лишь при относительно больших

изменениях давления, порядка нескольких сотен атмосфер.

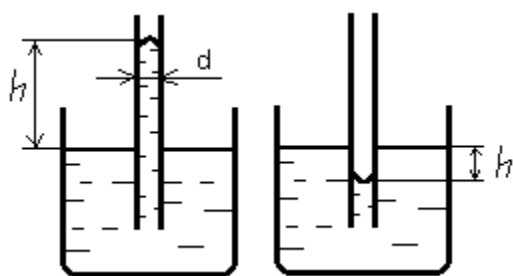
Молекулы жидкости, расположенные у поверхности контакта с другой жидкостью, газом или твердым телом, находятся в условиях, отличных от условий молекул, находящихся внутри объема. Внутри объема жидкости молекулы окружены со всех сторон такими же молекулами, вблизи поверхности – лишь с одной стороны, поэтому энергия поверхностных молекул отличается от энергии молекул, находящихся в объеме жидкости, на некоторую величину, силы *поверхностного натяжения*, стремящейся придать объему жидкости сферическую форму и вызывающей некоторое дополнительное давление в жидкости. Однако это давление заметно сказывается лишь на малых размерах и для сферических объемов (капель).

Влияние сил поверхностного натяжения приходится учитывать при работе с жидкостными приборами для измерения давления, при истечении жидкости из малых отверстий/ при фильтрации/ образовании капель и в других случаях, когда прочие силы, действующие на жидкость (вес, давление) малы. Действительно в трубках малого диаметра возникает дополнительное давление, обусловленное поверхностным натяжением, которое вызывает подъем или опускание жидкости в ней относительно нормального уровня. Высота подъема (рис. 1.2) смачивающей жидкостью или опускание несмачивающей жидкости в трубке диаметром d определяют по формуле

$$h = k/d,$$

где коэффициент k имеет следующее значение: для воды + 30 мм², для ртути – 10.1 мм².

Это значит, что при замере давления с помощью трубочки диаметром 1 мм,



мы будем мерить

давление на 30 мм Н₂О больше чем оно есть на самом деле, для ртути на 10 мм Нг меньше давление, чем оно есть на самом деле из-за того, жидкость в трубочках поднялась или опустилась из-за сил поверхностного натяжения. Поэтому при

измерениях

Рис. 1.2. Результат действия сил поверхностного натяжения для трубочек малого диаметра

следует применять трубки большого диаметра, когда силы поверхностного натяжения минимальны.

Теплоемкость – параметр, характеризующий способность среды или тела аккумулировать тепло. Количество энергии, передаваемое при тепловом взаимодействии тел, называется количеством тепла. В системе СИ теплота измеряется в *джоулях*. Однако она может измеряться и в *калориях*. Они связаны следующим соотношением $1 \text{ кал} = 4.1868 \text{ Дж}$.

Удельная теплоемкость численно равна количеству тепла, которое необходимо сообщить телу единичной массы для повышения его температуры от $t^{\circ}\text{C}$ до $(t + 1)^{\circ}\text{C}$. Количество тепла, полученное телом массы m при увеличении его температуры на Δt равно

$$Q = c \cdot m \cdot \Delta t, \text{ Дж} \quad (1.8)$$

где c – удельная теплоемкость.

Теплоемкость зависит от условий нагревания. Теплоемкость при изобарическом процессе (нагревание происходит при постоянном давлении) называется теплоемкостью при постоянном давлении – c_p . Теплоемкость при изохорическом процессе (нагревание осуществляется при постоянном объеме) называется теплоемкостью при постоянном объеме – c_v . Всегда $c_p > c_v$. Для веществ в твердом или жидком состоянии c_p и c_v отличаются незначительно. Поэтому в дальнейшем удельную теплоемкость будем обозначать как c .

Единицы измерения удельной теплоемкости: Дж/(кг \cdot град К) или ккал/(кг \cdot град К). В интервале от 0°C до 100°C удельная теплоемкость воды мало изменяется и ее можно принять равной 1 ккал/(кг \cdot град К). Существенное увеличение удельной теплоемкости воды происходит при температуре более 200°C .

Переход жидкости в газообразное состояние, происходящее с ее поверхности, называется *испарением*. Обратный переход называется *конденсацией*. *Испаряемость* свойственна всем капельным жидкостям, однако интенсивность испарения неодинакова у различных жидкостей и зависит от условий, в которых они находятся.

Испарение, происходящее не только на поверхности, но и внутри жидкости, называется *кипением*. Кипение происходит всегда при постоянной (для данного внешнего давления) температуре, которая называется температурой кипения. Испарение жидкости в открытом сосуде может продолжаться до полного исчезновения жидкости. В закрытом сосуде испарение жидкости продолжается до установления равновесия между массой вещества, находящегося в жидком состоянии и массой пара. При этом равновесии будут наблюдаться процессы испарения и конденсации, компенсирующие друг друга. Это так называемое динамическое равновесие. Пар, находящийся в динамическом равновесии со своей жидкостью, называется *насыщенным*.

С повышением температуры увеличиваются давление и плотность насыщенного пара, а плотность жидкости уменьшается. Так будет продолжаться до такой температуры, при которой плотности их станут равными друг другу. При этом пропадет граница между ними.

Одним из показателей, характеризующим испаряемость жидкости

является температура ее кипения при нормальном атмосферном давлении: чем выше температура кипения, тем меньше испаряемость жидкости.

В гидравлических системах работа насоса при нормальном атмосферном давлении является лишь частным случаем. Обычно приходится иметь дело с испарением, а иногда и кипением жидкостей при различных температурах и давлениях. Поэтому более полной характеристикой испаряемости является давление (упругость) насыщенных паров P_n , выраженное в функции от температуры. Давление, при котором закипает жидкость при данной температуре жидкости, называется *давлением насыщенного пара*. Чем больше давление насыщенных паров при данной температуре, тем больше испаряемость жидкости. С увеличением температуры давление P_n увеличивается. В таблице 1.5 приведены значения давления насыщенного пара для воды от температуры.

Таблица 1.5 (вода)

Температура, °С	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	150
$P_n, 10^{-3}$ атм	6.2	12.5	23.8	43.2	75.2	126	203	318	483	715	1030	2020	4850
$P_n, 10^2$ Па	6.08	12.3	23.4	42.4	73.8	123.6	199	312	474	701	1010	1982	4758

Давление насыщенных паров зависит не только от физико-химических свойств жидкости, но и от соотношения объемов жидкой и газо-паровой фаз. Давление насыщенных паров возрастает с увеличением части объема, занятого газовой фазой.

1.4. Понятие насыщенного пара или упругости паров очень важно для оценки кавитационных свойств насосов.

Растворимость газов в жидкостях происходит при всех условиях, но количество растворенного газа в единице объема жидкости различно для разных жидкостей и изменяется с увеличением давления. Во всех жидкостях имеется растворенный газ. Его относительный объем, растворенный в жидкости до полного ее насыщения, можно считать прямо пропорциональным давлению, т.е.

$$V_2/V_{жс} = k (P_2/P_1),$$

где V_2 – объем растворенного газа в объеме жидкости $V_{жс}$ при нормальных стандартных условиях (давление = 1 атм, температура = 20°С), k – коэффициент растворимости.

Для стандартных условий коэффициент k имеет следующие значения: для воды - 0.016, для керосина – 0.127, для масла – 0.08. Т.е. при прочих равных условиях в керосине всегда растворено большее количество газов (воздуха). При атмосферном давлении в 1 м³ воды находится 0.016 м³ воздуха. При увеличении давления в два раза во столько же увеличивается количество растворенного воздуха в нем в том же объеме жидкости.

При понижении давления в жидкости или на входе в насос происходит выделение растворенного в ней газа. Причем газ выделяется из жидкости интенсивнее, чем растворяется в ней.

Это явление может отрицательно сказываться на работе насосов и гидравлических систем.

Примеры 1.2

Кинематическая вязкость жидкости равна 20 сСт. Рассчитать динамическую вязкость жидкости в единицах СИ и пуазах, приняв плотность равной 0.8 г/см³.

Кинематическая вязкость в единицах СИ $\nu = 20 \text{ сСт} = 20 \cdot 10^{-2} \frac{\text{см}^2}{\text{с}} = 2 \cdot 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$.

Динамическая вязкость в единицах СИ $\eta = \nu \cdot \rho = 0.8 \frac{10^{-3} \text{ кг}}{10^{-6} \text{ м}^3} 2 \cdot 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}} = 1.6 \cdot 10^{-2} \text{ Па} \cdot \text{с}$.

И т.к. 1 пуаз = 0.1 Па·с то $\eta = 1.6 \cdot 10^{-2} \text{ Па} \cdot \text{с} = 0.16 \text{ Пуаз}$.

Задачи 1.4

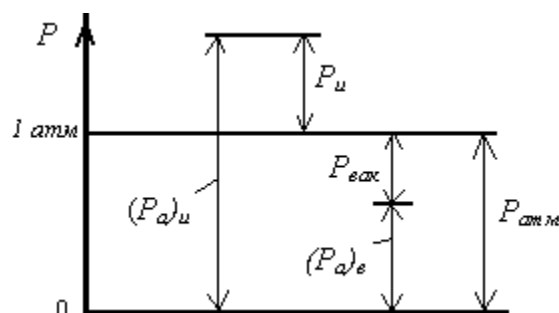
1. Определить плотность смеси жидкостей, имеющей следующий состав: этилен гликоль – 40% объема, вода – 60% объема. Плотность гликоли $\rho_2 = 1.1 \text{ г/см}^3$, воды 1 г/см^3 .
2. На сколько уменьшится объем воды при повышении давления с 1 атм до 100 атм, если первоначальный объем равен 50 л? Модуль объемной упругости воды $K = 20000 \text{ атм}$.
3. При гидроопрессовке сосуда объемом 1.2 м³ давление в нем подняли с 1 до 500 атм. Определить объем воды, который необходимо дополнительно закачать в сосуд, если коэффициент объемного сжатия воды $\sigma_p = 4.2 \cdot 10^{-10} \text{ м}^2/\text{Н}$.

Вопросы 1.4

1. Какова связь между кинематической и динамической вязкостью?
2. От чего зависит растворимость газов в жидкости?
3. Что называется давлением насыщенного пара жидкости? От чего оно зависит?

1.5. Основные уравнения статики и кинематики

Давление, отсчитываемое от нулевого значения, называют абсолютным давлением $(P_a)_u$ или $(P_a)_e$ (рис.1.3). Давление P_u , отсчитываемое и больше атмосферного давления $P_{атм}$, называется избыточным и



$$(P_a)_u = P_u + P_{атм} \quad (1.9)$$

Если абсолютное давление меньше атмосферного, то разность между ними называется вакуумом и

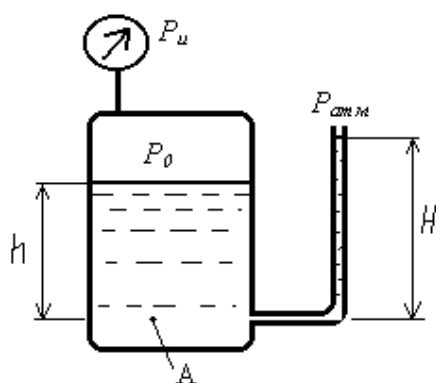
$$P_{\text{вак}} = P_{\text{атм}} - (P_a)_в . \quad (1.10)$$

Рис. 1.3. К определению давления

Манометр всегда показывают избыточное давление, а вакуумметр – вакуум.

Уравнение гидростатики: давление P_A в произвольной точке А, расположенной на глубине h равно:

$$P_A = P_0 + \rho g h,$$



$$(1.11)$$

где P_0 – давление над свободной поверхностью жидкости. Если жидкость заполняет сосуд, открытый в атмосферу, то абсолютное давление в любой точке будет равно

$$P_A = P_{\text{атм}} + \rho g H, \quad (1.12)$$

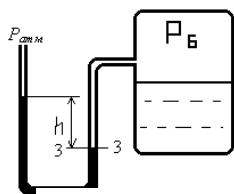
где H – глубина расположения точки А от свободной поверхности соединенной с атмосферой. Т.е.

$$P_A = P_0 + \rho g h = P_{\text{атм}} + \rho g H.$$

Рис. 1.4. К определению давления в любой точке резервуара

При этом манометр показывает избыточное давление $P_u = P_0 - P_{\text{атм}}$.

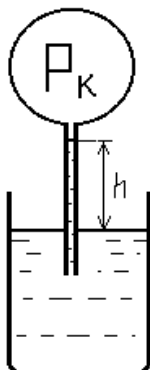
Примеры 1.5.1



1. Определить давление P_B в баке, наполненном газом и жидкостью, если разность уровня ртути в манометре $h = 0.3$ м. Плотность ртути $\rho_{\text{Hg}} = 13.6$ г/см³.

Решение. Запишем уравнение равновесия для сечения 3-3:

$$P_{3-3} = P_B = P_{\text{атм}} + \rho_{\text{Hg}} g h = 9.81 \cdot 10^4 + 13.6 \frac{10^{-3}}{10^{-6}} \cdot 9.81 \cdot 0.3 = 13.8 \cdot 10^4 \text{ Па} = 1.4 \text{ атм}$$



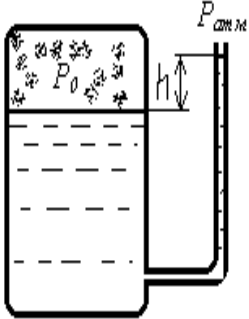
2. Определить на какую высоту поднимется вода в колбе, если абсолютное давление в ней $P_k = 9.3 \cdot 10^4$ Па.

Решение.

Условие равновесия жидкости для свободной поверхности $P_{атм} = P_k + \rho g h$.
Отсюда

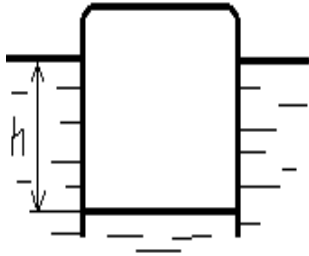
$$h = (P_{атм} - P_k) / \rho g = (9.81 - 9.3) \cdot 10^4 / 9.81 \cdot 10^3 = 0.51 \text{ м}$$

Задачи 1.3.1

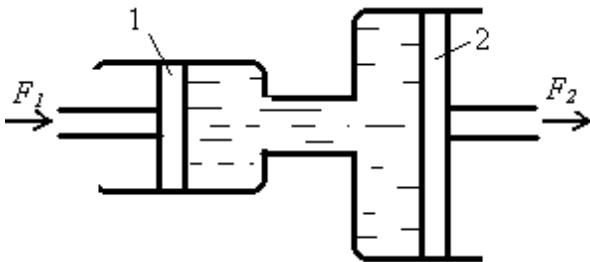


1. В закрытом сосуде находится газ и жидкость с плотностью $\rho_{Hg} = 13.6 \text{ г/см}^3$. С сосудом соединена пьезометрическая трубка. Определить давление газа в сосуде P_0 , если жидкость в трубке

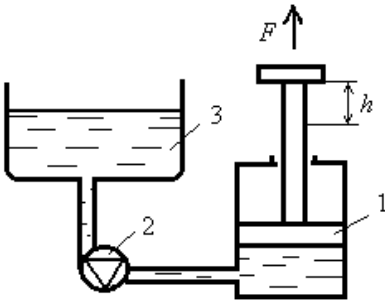
поднялась на высоту $h = 30 \text{ см}$. Ответ дать в ата (абсолютное давление).



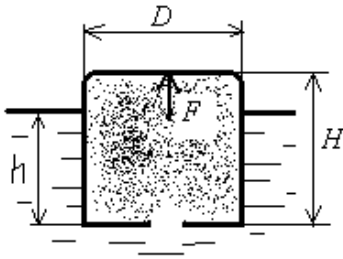
2. Полый тонкостенный цилиндр опустили в воду вверх дном. Цилиндр плавает так, что уровень воды внутри цилиндра находится на глубине $h = 20 \text{ см}$ от поверхности окружающей воды. Плотность воды 1000 кг/м^3 , вес цилиндра 2 кГ (20 Н). Определить площадь доньшка цилиндра.



3. Гидроусилитель состоит из двух цилиндров 1 и 2, соединенных трубкой. Площадь поршня $S_1 = 2 \text{ см}^2$. На него действует сила $F_1 = 50 \text{ кГ}$. Площадь поршня $S_2 = 20 \text{ см}^2$. Определить силу F_2 на втором гидроцилиндре и перемещение поршня, если первый поршень переместился на $h_1 = 5 \text{ см}$. Перемещение поршней считать бесконечно медленным.



4. Гидравлический подъемник развивает силу $F = 2000$ кГ. Площадь поршня – 1 гидроцилиндра $S = 40$ см². Какое давление должен обеспечить насос – 2, чтобы развить эту силу? Какова должна быть вместимость бака – 3, чтобы обеспечить подъем груза на высоту $h = 1$ м?



5. Опрокинутый танк с нефтью плавает в воде. Диаметр танка $D = 5$ м, высота $H = 4$ м, вес 4000 кГ. Плотность нефти $\rho_n = 850$ кг/м³. Определить глубину его погружения h и силу F давления нефти на дно танка.

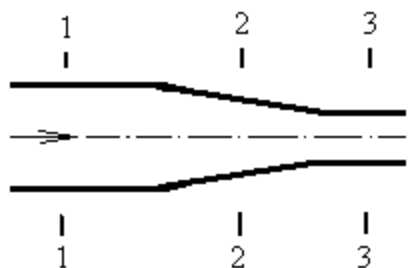
Вопросы 1.5.1

1. В чем заключается разность между напором и давлением?
2. Что называется абсолютным давлением, избыточным давлением и вакуумом?
3. Как записывается основное уравнение гидростатики?
4. Какова абсолютная возможная величина вакуума?
5. Чему равна пьезометрическая высота (в метрах H₂O для атмосферного давления)?
6. Чему равно давление жидкости на твердую поверхность?
7. Чему равна сила давления жидкости на плоскую поверхность?
8. Чем измеряют давление в жидкости?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3 Основные уравнения статики и кинематики

Расчёт внутренней канализации

1.6. Уравнение постоянства расхода



Расходом называется количество жидкости, протекающее через сечение потока в единицу времени. Различают массовый m и объемный \dot{V} расходы. Они связаны следующим соотношением

$$m = \rho \dot{V}. \quad (1.13)$$

Одним из основных уравнений гидродинамики является уравнение постоянства расхода, который говорит: расход через сечения перпендикулярные оси трубопровода есть величина постоянная, т.е.

Рис. 1.6. Поперечное сечение трубопровода

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_2 = \text{const} = \rho_1 S_1 v_1 = \rho_2 S_2 v_2 = \rho_i S_i v_i \quad (1.14)$$

где S_1 , S_2 и S_i – площади поперечных сечений трубопровода. $S_i = \pi D_i^2 / 4$, где D_i – диаметр i -ого сечения трубопровода; v_1 , v_2 и v_i – средние скорости течения жидкости в трубопроводе в сечениях 1, 2 и i -ом соответственно.

Из этого уравнения следует, что средние скорости в потоке несжимаемой жидкости обратно пропорциональны площадям сечений, т.е. $\frac{v_1}{v_2} = \frac{S_2}{S_1}$.

Примеры 1.6.2.

Трубопровод диаметром $D = 100$ мм разветвляется на два трубопровода с диаметрами d_1 и d_2 . Диаметр $d_1 = 50$ мм. Определить диаметр второго трубопровода, если после разветвления скорость в первом трубопроводе увеличилась в два раза, а во втором уменьшилась в два раза.

Решение: Запишем уравнение постоянства расходов для трубопроводов:

$$\dot{V} = \dot{V}_1 + \dot{V}_2 \text{ или}$$

учитывая, что $\dot{V} = \rho S v$ перепишем

$$\rho (\pi D^2 / 4) v = \rho_1 (\pi d_1^2 / 4) v_1 + \rho_2 (\pi d_2^2 / 4) v_2.$$

По условию задачи $\rho_1 = 2 \rho$, $\rho_2 = 0.5 \rho$. Тогда получаем $D^2 = 2 d_1^2 + 0.5 d_2^2$.

Откуда $d_2 = 100$ мм.

Задачи 1.6.2.

1. По трубопроводу диаметром $d = 200$ мм перекачивают керосин со скоростью $v = 8$ м/с. Определить массовый и объемный расход керосина.
2. По трубе диаметром $d_1 = 600$ мм движется жидкость со скоростью $v_1 = 8$

м/с. Как изменится скорость движения на участке трубопровода с диаметром $d_2 = 300$ мм?

3. Уравнение Бернулли для вязкой жидкости для двух произвольно выбранных сечений трубопроводов выражает равенство энергий в этих двух сечениях, т.е.

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \sum h_{ном 1-2} \quad \text{или} \quad (1.15)$$

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_3 + \frac{P_3}{\rho g} + \frac{v_3^2}{2g} + \sum h_{ном 1-3},$$

где z_1 , z_2 и z_3 – высоты расположения сечений 1, 2 и 3 над произвольной горизонтальной плоскостью; v_1 , v_2 и v_3 – средние скорости потока и P_1 , P_2 и P_3 – давления в сечениях 1, 2 и 3; $\sum h_{ном 1-2}$ и $\sum h_{ном 1-3}$ – потери энергии на участке 1–2 и 1–3, соответственно.

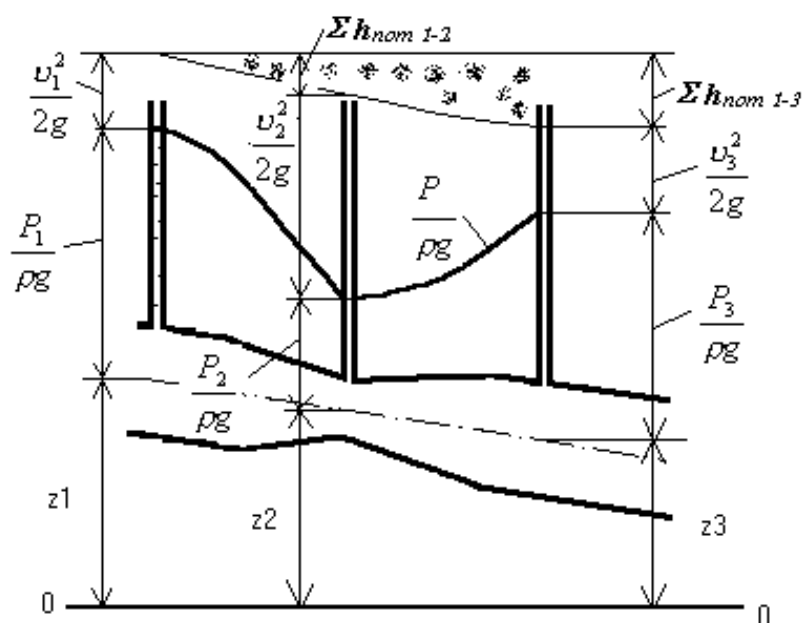
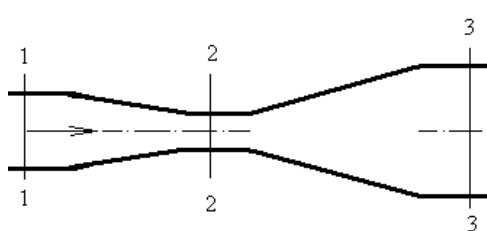


Рис. 1.6. 2. Графическая интерпретация закона Бернулли

Это уравнение баланса энергии с учетом потерь. Т.е. сумма энергии положения – z_i , энергии давления $\frac{P_i}{\rho g}$, кинетической энергии $\frac{v_i^2}{2g}$ равна той же сумме энергий для второго (третьего) сечения с учетом всех потерь энергии на данном участке $\sum h_{ном 1-i}$, которая характеризует уменьшение механической энергии потока на участке

между сечениями. На рис. 1.16 показана графическая интерпретация закона Бернулли. Энергия, теряемая жидкостью на рассмотренном участке течения, разумеется не теряется бесследно, а лишь превращается в другую форму – тепловую, которая непрерывно рассеивается, поэтому повышение температуры бывает практически малозаметным.

Из уравнения Бернулли (1.15) и уравнения расхода (1.13) следует, что если площадь поперечного трубопровода уменьшается, то скорость течения жидкости увеличивается, а давление в этом сечении будет уменьшаться, и наоборот.

Пример 1.6.3.

По горизонтальному трубопроводу переменного сечения течет жидкость. Расход равен 15 л/с. Плотность жидкости 780 кг/м³. Диаметры трубопровода в характерных сечениях $d_1 = 50$ мм, $d_2 = 25$ мм,

$d_3 = 75$ мм. Определить напоры и давления в сечениях 1-1, 2-2, 3-3, если давление в сечении 1-1 равно $P_1 = 4$ атм. Потерями пренебречь.

Решение. Запишем уравнение постоянства расхода и определим скорости в этих сечениях:

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_2 = \dot{V}_3 = \omega_1 S_1 = \omega_2 S_2 = \omega_3 S_3,$$

откуда $\omega_1 = 4 \dot{V} / (\pi d_1^2)$, $\omega_2 = 4 \dot{V} / (\pi d_2^2)$, $\omega_3 = 4 \dot{V} / (\pi d_3^2)$.

Произведя вычисления, получаем $\omega_1 = 7.64$ м/с, $\omega_2 = 30.56$ м/с, $\omega_3 = 3.4$ м/с.

Для определения пьезометрических напоров и давлений воспользуемся уравнением Бернулли $z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \sum h_{nom 1-2}$ и $z_1 + \frac{P_1}{\rho g} +$

$\frac{v_1^2}{2g} = z_3 + \frac{P_3}{\rho g} + \frac{v_3^2}{2g} + \sum h_{nom 1-3}$, т.к. $z_1 = z_2 = z_3$, а потерями можно пренебречь

получаем

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = \frac{P_3}{\rho g} + \frac{v_3^2}{2g}.$$

Т. к. $\frac{P_1}{\rho g} = \frac{4 \cdot 9.81 \cdot 10^4}{780 \cdot 9.81} = 51.2$ м, получаем

$$\frac{P_2}{\rho g} = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} = 51.2 + \frac{7.64^2 - 30.56^2}{2 \cdot 9.81} = 6.58 \text{ м,}$$

$$\frac{P_3}{\rho g} = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2 - v_3^2}{2g} = 51.2 + \frac{7.64^2 - 3.4^2}{2 \cdot 9.81} = 53.6 \text{ м.}$$

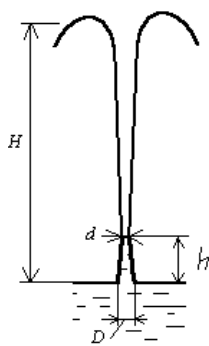
После этого можно найти давление в сечениях 2 и 3:

$P_2 = 6.58 \cdot 780 \cdot 9.81 \text{ Па} = 5 \cdot 10^4 \text{ Па} = 0.51 \text{ атм}$, $P_3 = 53.6 \cdot 780 \cdot 9.81 \text{ Па} = 41 \cdot 10^4 \text{ Па} = 4.2 \text{ атм}$.

Задачи 1.6.4.

1. По трубопроводу течет вода с расходом 125 л/с. В сечении 1-1 диаметр трубопровода

$d_1 = 40$ см, давление $P_1 = 4.8$ атм, а в сечении 2-2, расположенном на 4 м ниже, диаметр равен $d_2 = 30$ см. Определить давление P_2 в сечении 2-2. Потерями пренебречь.



2. По нефтепроводу перекачивается нефть плотностью 890 кг/м³ в количестве 40 л/с. В одном сечении нефтепровода внутренний диаметр трубы равен 305 мм и давление 10 атм, а в другом сечении, расположенном на 10 м выше, внутренний

диаметр трубы равен 254 мм и давление 8 атм. Определить потери напора между сечениями.

3. Вода фонтанирует из конического насадка на высоту $H = 5$ м. Пренебрегая потерями в насадке, определить расход воды и давление на входе в насадок, если его размеры $D = 45$ мм, $d = 8$ мм, $h = 350$ мм.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4 Расчет насосов и гидравлических систем

Гидравлический расчёт дворовой канализационной сети и построение её продольного профиля

1.1. Цель работы изучить насосы и научиться правильно подбирать для систем водоснабжения.

1.2 Основные теоретические сведения.

Насосы и насосные станции, как и любое оборудование, являются источником механических колебаний. Воздействие механических колебаний на организм человека проявляется в разных формах в зависимости от частоты, интенсивности и среды, через которую колебания передаются: звук (если передаются через воздух) и вибрация (через твердые предметы).

Звук представляет собой колебательное движение частиц упругой среды, например воздуха, распространяющееся волнообразно. Механические колебания, передаваемые в слышимом диапазоне частот, воспринимаются человеком, как звуки.

Шум – это беспорядочное сочетание звуков различной частоты и интенсивности.

По частоте звуковые колебания делятся на три диапазона:

- инфразвуковые с частотой колебаний менее 20 Гц,
- звуковые (слышимые) – от 16 Гц до 20 кГц
- ультразвуковые – более 20 кГц.

Человеческим ухом воспринимается механические колебания с частотами 16 - 20000 Гц. Колебания с частотой ниже 16 и выше 20000 Гц не вызывают слуховых ощущений, но могут оказывать вредное биологическое воздействие на организм человека.

Вибрации – это колебания твердых тел, частей аппаратов, машин, сооружений, фундаментов воспринимаемые организмом как сотрясения. Часто вибрации сопровождаются слышимым шумом.

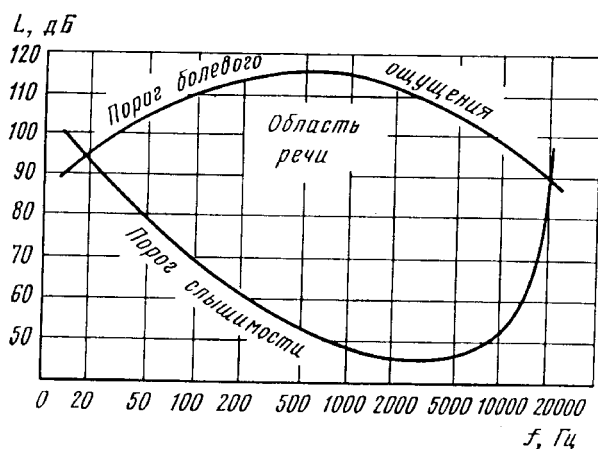


Рис. 1. Область слухового восприятия

Основные физические параметры и характеристики звука и вибраций

1. 1. Основные физические характеристики звука

Основными характеристиками являются:

- частота f (Гц),
- интенсивность J (Вт/м²) – энергия, переносимая звуковой волной в единицу времени через единичную поверхность, перпендикулярную направлению распространения волны,
- звуковое давление p (Па) – это разность давлений в возмущенной и невозмущенной средах. Именно на изменение давления в воздухе реагирует наш орган слуха.

Звуковая волна характеризуется частотой и амплитудой колебания. Амплитуда колебаний звуковой волны определяет звуковое давление, чем больше амплитуда, тем больше звуковое давление и громче звук. Время одного колебания называют периодом колебаний $T = 1/f$.

Звуковое давление связано с интенсивностью звука следующим уравнением

$$J = \rho v p^2 / (\rho c) \quad (1)$$

где p – значение звукового давления; v – колебательная скорость частиц в звуковой волне, м/с; ρ – плотность среды (плотность воздуха при температуре 20°C и атмосферном давлении 760 мм.рт.ст. равна 1.29 кг/м³), кг/м³; c – скорость звука в среде (в воздухе $c = 334$ м/с).

Интенсивность шума на расстоянии l от источника шума мощностью W равна

$$J = W / (4 \pi l^2). \quad (2)$$

Эта зависимость определяет основной закон распространения звука в свободном звуковом поле (без учета затухания), согласно которому интенсивность звука уменьшается обратно пропорционально квадрату расстояния.

Характеристикой источника звука является звуковая мощность W (Вт), которая определяет общее количество звуковой энергии, излучаемой всей поверхностью источника S в единицу времени.

Уровни минимального звукового давления и минимальной интенсивности звуков, слабо различимых слуховым аппаратом человека, называются *пороговыми*. Наибольшей чувствительностью к звуку слуховой аппарат человека обладает при частотах от 2000 до 5000 Гц (см. рис. 1). За эталонный принят звук с частотой колебаний 1000 Гц. При этой частоте порог слышимости по звуковому давлению $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па, а соответствующая ей интенсивность составляет $J_0 = p_0^2 / (\rho c) = (2 \cdot 10^{-5})^2 / (1.29 \cdot 340) = 10^{-12}$ Вт/м².

Верхняя по интенсивности граница воспринимаемых человеком звуков характеризуется порогом болевого ощущения, равным ≈ 1 Вт/м², что в 10^{14} раз превышает нижнюю пороговую.

Так как человек воспринимает звуки в очень широком диапазоне интенсивностей от 10^{-14} до 1 Вт/м², то пользоваться для оценки звука абсолютными значениями звукового давления или интенсивности неудобно.

Поэтому используют относительные значения, выраженные в логарифмической форме, в децибелах ($\text{дБ} = 0.1 \text{ Б}$ или dB). Таким образом, уровень интенсивности

$$L_J = 10 \lg (J/J_0). \quad (3)$$

И поскольку интенсивность звука $J = p^2/(\rho c)$, т.е. пропорциональна квадрату звукового давления, то уровень **звукового давления** определяется по формуле

$$L_P = 20 \lg (P/P_0). \quad (4)$$

Уровни звукового давления и интенсивности связаны между собой соотношением

$$L_J = L_P + 10 \lg [\rho_0 c_0 / (\rho c)],$$

где ρ_0 , c_0 – плотность и скорость звука при нормальных атмосферных условиях. Если измерения проводятся при нормальных атмосферных условиях (температура 20°C и атмосферном давлении), очевидно, что $L_J = L_P = L$, т.к. $\rho_0 c_0 = \rho c$. На рис.1 показана область слухового восприятия человека. Из которого можно видеть, что если уровень звукового давления, например, для частот 100 Гц, меньше 70 дБ, то человек его не слышит, а если $L > 110$ дБ, то человек получает болевое ощущение.

Звуковое давление и интенсивность звука характеризуют звуковое поле в определенной точке пространства, но не характеризует сам источник шума.

Характеристикой непосредственно источника шума является звуковая мощность – общее количество звуковой энергии, излучаемой источником шума в окружающее пространство. Уровень звуковой мощности определяется по формуле

$$L_P = 20 \lg (W/W_0),$$

где W – звуковая мощность источника шума, Вт; W_0 – пороговая величина звуковой мощности, равная 10^{-12} Вт, характеризует, сколько мощности (энергии) механическая система передает внешней среде. Чем больше мощность, тем громче механическая система.

В производственном помещении может находиться несколько источников шума, каждый из которых оказывает влияние на общий уровень шума. Суммарный уровень шума от n одинаковых по уровню шума источников в точке, равноудаленной от них, определяют по формуле

$$L_{\text{сум}} = L + 10 \lg n, \quad (5)$$

где L – уровень звукового давления одного источника. Например: два одинаковых насоса, работая совместно, создают уровень шума на 3 дБ больше, чем каждый из них.

Суммарный уровень шума в расчетной точке от произвольного числа n источников разной интенсивности определяется по уравнению

$$L_{\text{сум}} = 10 \lg (10^{0.1 L_1} + \dots + 10^{0.1 L_n}), \quad (6)$$

где L_1, \dots, L_n – уровни звукового давления, создаваемые каждым из источников в расчетной точке. Например: Насосная станция состоит из 5 насосов, при этом $L_1 = L_2 = 35$ дБ, $L_3 = L_4 = 55$ дБ, $L_5 = 60$ дБ. Тогда суммарный уровень шума равен $L_{\text{сум}} = 10 \lg (2 \cdot 10^{0.1 \cdot 35} + 2 \cdot 10^{0.1 \cdot 55} +$

$$+ 10^{0.1 \cdot 60}) = 62 \text{ дБ.}$$

1. 2.Частотная характеристика

Звуковая мощность и звуковое давление есть величины переменные, изменяющиеся во времени. Разложение шума на составляющие его тона (звуки с одной частотой) с

определением их интенсивностей называют *спектральным анализом*, а графическое изображение шума – *спектром*.

Для получения частотных спектров шумов или его частотной характеристики производят измерение уровней звукового давления от времени с помощью шумомера (см. рис. 2 для станции СО – 3МНН402/ER – WMS).

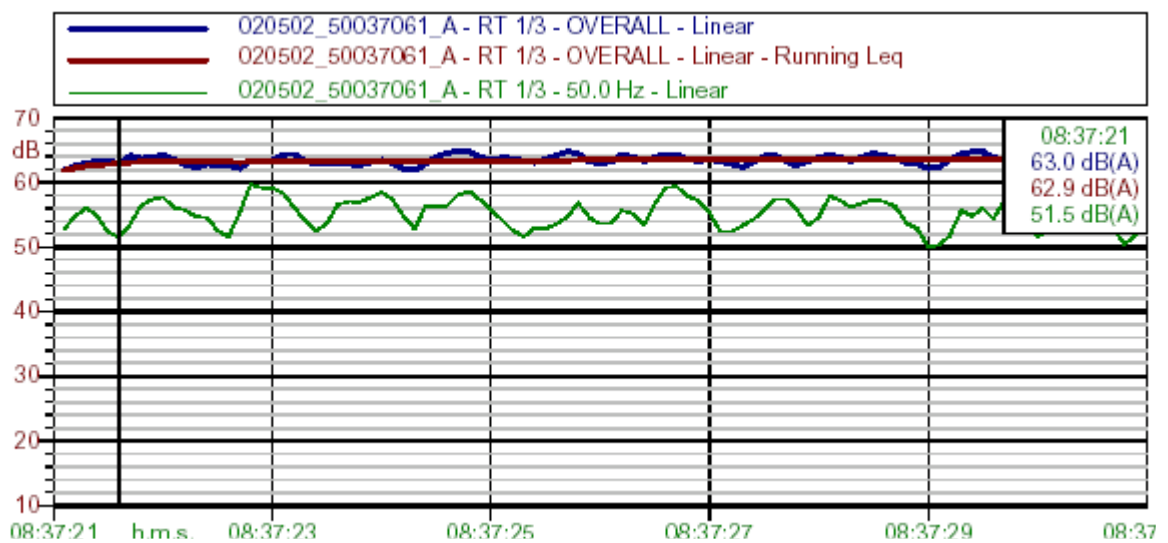


Рис. 2. Временная зависимость уровня звукового давления для насосной станции СО – 3МНН402/ER-WMS

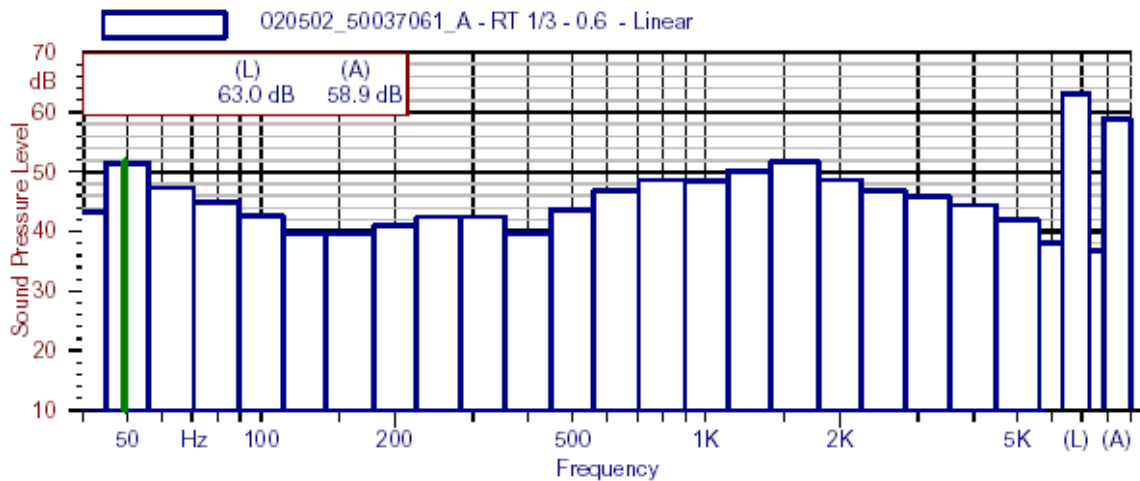
Затем с помощью анализатора получают спектры звука в координатах: уровень звукового

давления – частота (см. рис. 3).

Таким образом, частотным спектром или частотной характеристикой называется зависимость уровней звукового давления от частоты. Различают спектры **сплошные**, у которых спектральные составляющие распределены по шкале частот непрерывно, и **дискретные**, когда спектральные составляющие разделены участками нулевой интенсивности.

В зависимости от вида спектра шумы делят на **тональные**, состоящие из нескольких ярко выраженных звуков, и **широкополосные**, когда энергия расположена в частотном диапазоне достаточно равномерно.

По временным характеристикам шумы подразделяются на: **постоянные**, уровень звука которых за рабочий день изменяется во времени не более чем



на
5

Рис. 3. Спектры уровня звука от частоты для насосной станции СО – 3МНН402/ER-WMS

дБ, и **непостоянные**, уровень звука которых меняется не менее чем на 5 дБ.

1.3. Основные физические характеристики вибрации

Вибрации характеризуются:

- величиной амплитуды смещения A , или величиной наибольшего отклонения колеблющейся точки от положения равновесия, м;
- амплитудой колебательной скорости v , м/с;
- амплитудой колебательного ускорения a , м/с²;
- периодом T , с;
- частотой колебаний $f = 1/T$, Гц;
- уровнем значения колебательной скорости в дБ, определяемой относительно порогового значения $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ м/с по формуле $L_v = 20 \lg [v/v_0]$.

2. Нормирование и измерение уровней шума

2.1. Методы измерений

Орган слуха человека и микрофоны шумомеров чувствительны к **изменению уровня звукового давления**, поэтому нормирование шумов и градуация измерительных приборов осуществляется по уровню звукового давления, а не по интенсивности звука. В акустических измерениях и расчетах пользуются не пиковыми (максимальными) значениями параметров J , p , а их среднеквадратичными значениями, которые при гармонических колебаниях в $\sqrt{2}$ раз меньше максимальных. Введение среднеквадратичных величин определяется тем, что они отражают количество энергии, содержащейся в соответствующих сигналах, получаемых в измерительных приборах, а также тем, что орган слуха человека реагирует на изменение среднего квадрата звукового давления.

Согласно ГОСТ 12.1.003 – 83 «Шум. Общие требования безопасности» нормирование осуществляется двумя методами:

1. По уровню звукового давления в октавных полосах частот со среднегеометрическими стандартными частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 и 8000 Гц, которые представляют совокупность восьми нормативных уровней звукового давления.
2. По уровню звука (дБА) (или общим уровнем шума), измеренного при включении корректирующей частотной характеристики «А» шумомера. **Уровень звука – это суммарный уровень звукового давления, определенного во всем частотном диапазоне.**

Эта величина в дБА принята в акустических стандартах многих стран и России.

Нормативные данные по октавным уровням звукового давления в дБ, уровням звука в дБА для производственных предприятий приводятся в ГОСТ 12.1 003 – 83. В таблице 1 показаны значения предельно допустимых уровней шума для производственных предприятий по ГОСТ 12.1.003- 83.

Для жилых и общественных зданий нормирование производится по СН 3077-84 «Санитарные нормы допустимого шума в помещениях жилой застройки, общественных зданиях и на территории жилой застройки».

	Уровни звукового давления (дБ) в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Уровни звука и эквивалентные уровни звука, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Помещения конструкторских бюро, комнат инженеров, лабораторий, приемные больных в поликлиниках и т.д.	71	61	54	49	45	42	40	38	50
Помещения управления, рабочие комнаты	79	70	68	58	55	52	50	49	60
Постоянные рабочие места и рабочие зоны в произв. Помещениях и на территории предприятий	99	92	86	83	80	78	76	74	85

Системой стандартов (ГОСТ 12.1.024 – 81 и др.) предусмотрены пять методов

измерения шумовых характеристик источников шума – два точных, два технических и один ориентировочный метод.

Точные методы установлены для измерения шумовых характеристик источников шума в заглушенной и реверберационной камерах.

Технические методы установлены для измерения шумовых характеристик источников шума в свободном звуковом поле над звукоотражающей поверхностью и реверберационном поле, как правило, измерением шумовых характеристик на расстоянии 1 м от наружного контура машин. Таким методом определяются шумовые характеристики насосов Wilo.

В производственных условиях наиболее широко применим (в виду отсутствия специальных измерительных помещений) ориентировочный метод измерения шумовых характеристик источников шума в местах их эксплуатации.

2.2. Приборы для измерения шума

Для измерения **уровней звукового давления в октавных полосах, общего уровня**

шума, называемого уровнем звука или уровнем звукового давления, и некоторых других параметров шума (например, регистрация уровней звукового давления во времени) применяют шумомеры, основными элементами которых являются: микрофон, преобразующий звуковые колебания воздушной среды в электрические; усилитель и стрелочный или цифровой индикатор со шкалой в дБ.

Современные шумомеры имеют корректирующие частотные характеристики «А» и «Лин» (или С). Линейная характеристика «Лин» используется при измерениях уровней звукового давления в октавных полосах 63 ... 8000 Гц, когда шумомер имеет одинаковую чувствительность по всему частотному диапазону (см. рис. 3). Для того чтобы показания шумомера приближались к субъективным ощущениям громкости, используется характеристика шумомера «А», которая примерно соответствует чувствительности органа слуха при разной громкости. Характеристика А, имеющая завал на низких частотах, имитирует кривую чувствительности уха человека. Поэтому она применяется наиболее часто. Тип частотной характеристики указывается буквой с величиной уровня звука, например 50 дБ (А).

Частотный анализ шума производится шумомером с присоединенным анализатором спектра. Который представляет собой набор акустических фильтров, каждый из которых пропускает узкую полосу частот, определяемую верхней и нижней границей октавной полосы.

Уровни непостоянного шума измеряются специальными интегрирующими шумомерами – дозиметрами и оцениваются эквивалентными уровнями звука в дБ по шкале «А» (среднеквадратичное значение уровня звука в пределах интервала времени).

Измеренные уровни звука или звукового давления в каждой октавной полосе частот должны быть ниже нормативных значений. Если имеются превышения, то необходимо предусмотреть мероприятия по глушению источников шума.

3. Шумовые характеристики насосов Wilo

3.1. Конструктивные и режимные особенности насосов Wilo, влияющие на их шумовые характеристики

Источниками шума в насосе являются как сам насос, так и его электропривод. Шум, который создает насос, могут вызывать:

- течение жидкости в гидравлической части насоса: в рабочем колесе, улитке, диффузоре, щелевых уплотнениях. Наибольший уровень шума связан с натеканием жидкости выходящей из рабочего колеса на «язык» улитки с частотой равной

$f = n \rightarrow z / 60$, где n – частота вращения насоса, z – число лопаток рабочего колеса.

- электрическими элементами привода с частотой равной частоте тока, т.е. 50 или 60 Гц
- вентиляционные шумы, вызванные вращением ротора в корпусе привода и работой вентилятора, применяемого для охлаждения электродвигателя,
- шумы, вызванные механическими узлами, такими как подшипники, элементы сцепления вала привода и рабочего колеса (например, муфты), а также касание вращающихся частей ротора корпуса или других неподвижных элементов.

Все эти составляющие обязательно присутствуют при работе насоса, т.е. шумы неизбежны. Уровень звука и частота этих шумов зависит от

- конструктивного исполнения насоса,
- частоты вращения насоса,
- его мощности.

Однако при работе насоса на потребителя могут возникать шумы, вызванные не правильным его монтажом и его эксплуатацией. Так одной из причин появления дополнительных шумов является не правильный монтаж насоса к трубопроводам, когда вес трубопроводов, силы и моменты, связанные с неточностью установки насоса, могут быть столь велики, что возможно смещение вала или других элементов конструкции насоса.

Кроме того, источником дополнительного шума является насос, работающий на кавитацион-ных режимах, что также нельзя допускать, особенно для постоянно работающих насосов.

По уровню звука и конструкции насоса, насосы Wilo можно разделить на три группы:

- 1 - насосы с мокрым ротором с наименьшим уровнем шума
- 2 – блочные насосы с сухим ротором, у которых корпус насоса жестко соединен с корпусом электропривода
- 3 – консольные насосы.

3.2. Шумовые характеристики насосов с мокрым ротором

Насосы с мокрым ротором работают с наименьшим уровнем шума, т.к. его ротор установлен в подшипниках скольжения. Ротор и подшипники работают в рабочей жидкости, которая является естественным гасителем возможных шумов, возникающих при работе насоса.

В каталоге «Насосы с мокрым ротором» на стр. 8 приводятся уровни звукового давления насосов мокрого ротора от мощности. Они могут быть обобщены следующими зависимостями

для 2 – х полюсных стандартных насосов ($n_{\max} = 2900$ об/мин) и насосов серии Stratos:

$$L = 27 + 0.008 P_l;$$

для 4 – х полюсных стандартных насосов ($n_{\max} = 1450$ об/мин) и насосов серии TOP – E:

$$L = 23 + 0.008 P_l,$$

где P_l – мощность насоса, Вт.

3.3. Шумовые характеристики блочных насосов

В таблице показаны уровни звука для блочных насосов (каталог «Насосы с сухим ротором»).

Мощность двигателя кВт кВт	Уровень звукового давления L _p (дБА) ¹⁾	
	1450 об/мин	2900 об/мин
<0.55	52	55
0.75	53	58
1.1	54	58
1.5	54	61
2.2	57	62
3	58	64
4	58	67
5.5	63	70
7.5	64	71
11	67	74
15	68	75
18.5	67	76
22	67	77
30	69	78
37	77	81
45	77	81
55	77	81
75	79	84
90	79	84

¹⁾ Без защитного шумопоглощающего кожуха, измерено на расстоянии 1 м над работающим насосом.

3.4. Шумовые характеристики насосов NP-серии

Насосы этой серии создают наибольший уровень шума. В таблице показаны уровни звука для насоса NP взятыми из инструкции на этот насос.

Мощность двигателя кВт	Уровень звукового давления L _p (дБА) ¹⁾	
	1450 об/мин	2900 об/мин
<0.55	63	64
0.75	63	67
1.1	65	67
1.5	66	70
2.2	68	71
3	70	74
4	71	75
5.5	72	83
7.5	73	83
11	74	84
15	75	85
18.5	76	85
22	77	85
30	80	93
37	80	93
45	80	93
55	82	95
75	83	95
90	85	95
110	86	95
132	86	95
160	86	96

¹⁾ Без защитного шумопоглощающего кожуха, измерено на расстоянии 1 м над работающим насосом в свободном пространстве над звукоотражающей поверхностью.

3.5. Сравнительные шумовые характеристики насосов Wilo

<i>Запуск 150 дБ</i>	<i>ракеты</i>	
Реактивный самолет при взлете дБ	120	
Болевые ощущения Выступление поп группы дБ	100	
Скорый поезд дБ	80	NP 125/315V ($P_2 = 50$ кВт, $n = 1450$ об/мин) IL 100/170 – 30/2 ($P_2 = 30$ кВт, $n = 2900$ об/мин)
Крик болельщиков на футболе дБ	70	IL 50/160 – 5.5/2 ($P_2 = 5.5$ кВт, $n = 2900$ об/мин) Ipn 150/360 – 30/4 ($P_2 = 30$ кВт, $n = 1450$ об/мин)
Разговор дБ	60	Ipn 125/200 – 4/4 ($P_2 = 4$ кВт, $n = 1450$ об/мин) IL 100/170 – 3/4 ($P_2 = 3$ кВт, $n = 1450$ об/мин)
50 дБ		
Шепот	40 дБ	TOP – SD 80/10 ($P_2 = 1.1$ кВт, $n_{max} = 2900$ об/мин)
Тиканье часов на расстояние 1 м дБ	30	TOP – S – 50/7 ($P_2 = 0.37$ кВт, $n_{max} = 2900$ об/мин) TOP – E 100/1-10 ($P_2 = 1.1$ кВт, $n_{max} = 2900$ об/мин)
Самый слабый звук, восприним. ухом дБ	10	RS 30/6 ($P_2 = 0.037$ кВт, $n_{max} = 2900$ об/мин) TOP – E 30/1-7 ($P_2 = 0.09$ кВт, $n_{max} = 2900$ об/мин)
Падающий осенний листок	0 дБ	

Таким образом, насосы с мокрым ротором при своей работе создают шум сравнимый с тиканьем часов или разговора шепотом.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5

Гидравлический расчет внутренней водопроводной сети здания

1.1 Цель работы научиться минимизировать возникновение утечек рабочей жидкости и повысить эксплуатационные качества насосов

1.2 Основные теоретические сведения.

Особенности конструкций насосов

При работе насоса возникают эффекты, действие которых необходимо минимизировать, чтобы повысить эффективность и эксплуатационные качества насоса. Для этого производители идут на значительные усложнения конструкции, и как следствие, на удорожание насосов. Это, прежде всего, относится к таким эффектам как:

- утечка рабочей жидкости из областей высокого давления,
- возникновение радиальной и осевой сил, не учет которых может привести к разрушению насоса и привода.

Рассмотрим, какие решения вносятся в конструкцию насоса, чтобы уменьшить влияние этих эффектов.

1. Утечки рабочей жидкости из полости насоса

На рис. 1 показана схема утечек жидкости, которые имеют место в любом насосе. Часть жидкости с выхода рабочего колеса

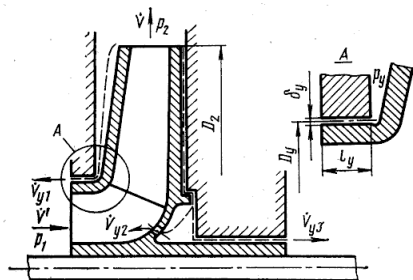


Рис. 1. Схема утечек жидкости из насоса

\dot{V}_{y1} и \dot{V}_{y2} не попадая в отвод, по радиальным зазорам между передним и задним дисками рабочего колеса попадает на вход насоса. Другая часть жидкости \dot{V}_{y3} через зазор между корпусом и валом вытекает наружу. Все эти утечки могут снижать к.п.д. насоса в среднем на 10 – 15% и ухудшать эксплуатационные качества насоса в целом. Величина утечек зависит от зазоров

между вращающимися дисками и корпусом насоса. Чем они меньше, тем меньше утечки. Поэтому для уменьшения утечек \dot{V}_{y1} и \dot{V}_{y2} на переднем и заднем дисках рабочего колеса устанавливают щелевые уплотнения в виде малого зазора δ_y между диском и корпусом (сечение А). Из-за износа стенок этих уплотнений и, следовательно, увеличения зазора (особенно при наличии в жидкости абразивных частиц) часто в этом месте закрепляют сменные уплотнительные кольца. Межступенчатые уплотнения также выполняют в виде щелей, образованных сменными уплотнительными кольцами.

Утечка \dot{V}_{y2} имеет место, если в диске рабочего колеса имеется отверстие для уменьшения осевой силы на роторе насоса (обычно это делается у высоконапорных насосов).

Для того чтобы полностью исключить утечки \dot{V}_{y3} по валу наружу предусматривают установку либо сальниковых уплотнений, либо скользящих торцевых уплотнений.

1.1. Сальниковые уплотнения. Сальниковые уплотнения устанавливают в местах выхода вала из корпуса насоса (см. рис. 2). Основным элементом,

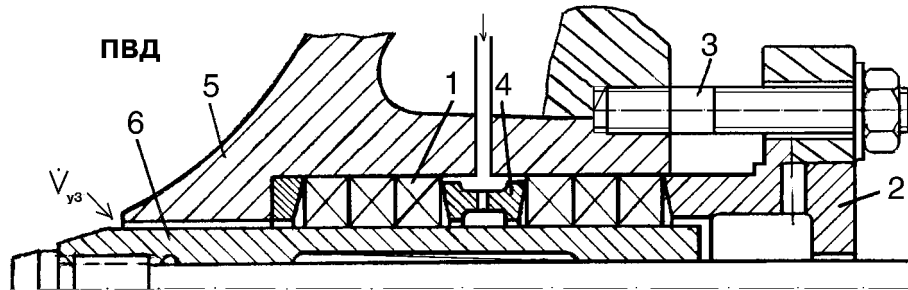


Рис. 2. Сальник

обеспечивающим герметичность полости высокого давления (ПВД) от внешней среды является набивка сальника 1, которую изготавливают из специального хлопчатобумажного или, при высокой температуре перекачиваемой жидкости, асбестового шнура квадратного сечения. Перед установкой ее пропитывают смазкой из графита и технического жира. Шнур укладывают в камеру сальника в корпусе 5 насоса отдельными кольцами. Его нельзя наматывать на вал одним куском, так как при этом нельзя получить равномерного по окружности поджатия набивки. После укладки набивка зажимается крышкой 2 сальника равномерным затягиванием гаек шпилек 3. При работе насоса между втулкой вала 6 и набивкой возникают значительные силы трения, и выделяется много тепла, которое должно отводиться жидкостью, просачивающейся через сальник. *Поэтому утечка жидкости через сальник совершенно необходима. Натяжение крышки сальника должно быть отрегулировано так, чтобы через сальник просачивались капли чуть теплой жидкости.* При работе насоса материал набивки изнашивается, перестает плотно прилегать к валу, что приводит к существенным утечкам жидкости. Поэтому гайки сальника надо периодически подтягивать и добавлять набивку сальника. Если повторное натягивание, а затем добавление набивки не дает уплотнения или приводит к чрезмерному нагреву сальника, то набивку необходимо сменить. Через сальник ни в коем случае не должен проходить воздух, т.к. воздух практически не отводит тепло, и набивка может сгореть, т.е. сальник должен обязательно находиться в рабочей среде.

Для того чтобы гарантировано избежать работы сальника на сухую иногда применяют гидравлический затвор, который состоит из кольца 4 двутаврового сечения, помещенного между кольцами набивки. К этому кольцу по трубке подводится жидкость под давлением с выхода насоса. Жидкость из кольца 4 медленно, по каплям, вытекает наружу и внутрь насоса, отводя при

этом тепло. Для защиты вала от износа на него иногда надевают защитную втулку 6.

Как видим сальник требует больших затрат на проведение технического обслуживания и мастерства обслуживающего персонала. Поэтому в последнее время почти все производители насосов переходят на скользящие торцевые уплотнения, которые не требуют проведения технического обслуживания на протяжении всего срока их службы.

1.2. Скользящее торцевое уплотнение. На рис. 3 для примера показано торцевое уплотнение для смеси вода + гликоль (до 40%) для температуры не выше 70°C. Основными элементами любого скользящего торцевого уплотнения (СТУ) являются:

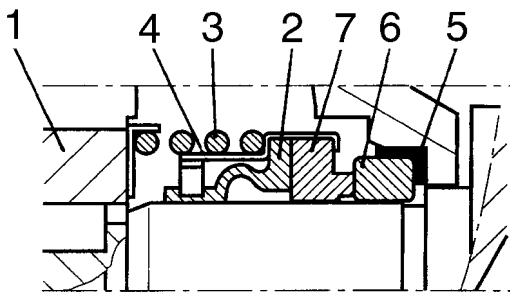


Рис. 3. Скользящее торцевое уплотнение

1. Скользящая пара, состоящая из кольца 6, запрессованного через проставку 5 в крышке уплотнения, и вращающегося кольца 7. Эта пара исключает радиальные утечки между ними.

2. Манжеты 2, исключающей утечки в осевом направлении между ней и валом,

3. Пружины 3, поджимающей скользящую пару по направляющей 4 и упирающейся в корпус 1 насоса.

Полная герметичность может быть обеспечена идеальным касанием вращающегося 7 и запрессованного 6 колец. Малейшее нарушение трущихся поверхностей (царапина, залипание и т.д.) может привести к резкому увеличению утечек жидкости через уплотнение.

Скользящие уплотнения для других жидкостей и условий работы имеют те же элементы, но конструктивно могут быть изготовлены иначе.

Необходимым условием работы этого уплотнения является наличие смачивающей пленки между скользящей парой, т.е. оно должно всегда находиться в рабочей среде.

Выбор конструкции СТУ и материала трущейся пары (колец 6 и 7) зависит от агрессивности, температуры, давления перекачиваемой жидкости. Для мало агрессивных жидкостей (вода, водные растворы, маловязкие нефтепродукты) кольцо 6 обычно изготавливают из графита, пропитанного смолой, или другим наполнителем, а кольцо 7 – из хромистых сталей. Трущиеся поверхности этих колец обрабатывают по 10 – му классу чистоты. Торцевые уплотнения более долговечны, чем сальниковые, и не требуют обслуживания (подтяжки).

Средний срок службы скользящего торцевого уплотнения составляет до двух – трех лет при нормальных условиях эксплуатации. Загрязнения,

присутствующие в перекачиваемой жидкости, могут значительно уменьшить срок службы торцевого уплотнения.

2. Осевая сила на роторе насоса

При работе насоса на его роторе возникают радиальная и осевая силы. По их величине выбираются подшипники, которые могут воспринять такие усилия. В мощных насосах могут возникать осевые силы больших величин, что требует применять конструктивные решения, направленные на их уменьшение. Рассмотрим причины возникновения осевой силы на роторе работающего насоса.

Осевая сила A (рис. 4) возникает главным образом из-за разности сил

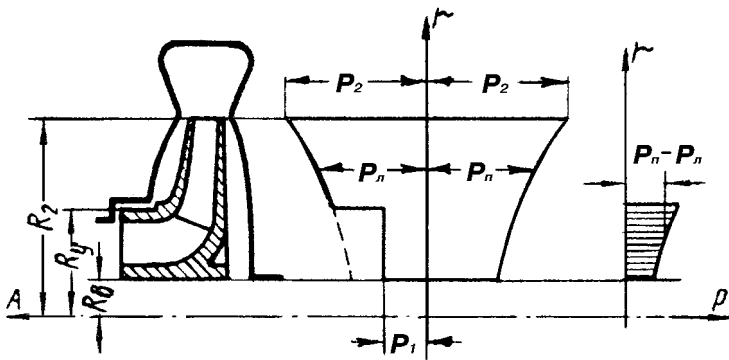


Рис. 4. Осевая сила

давления, действующих справа и слева на рабочее колесо, и направлена в сторону входа. Давление p_2 на выходе из рабочего колеса больше давления p_1 на входе в него. В области от R_2 до R_y давления справа и слева равны и уравниваются. В области от R_y до R_6 давления слева, равное давлению у входа в насос, значительно меньше, чем справа. Это ведет к возникновению осевой силы A , равной объему эпюры разности давлений на правую и левую наружные

поверхности рабочего колеса. Приблизительно осевое усилие на роторе насоса можно определить по уравнению

$$A = \pi (R_y^2 - R_6^2) H \rho g,$$

где H – напор насоса.

Для многоступенчатых насосов осевая сила может достигать значительных значений и

может быть причиной выхода из строя подшипников.

Для уменьшения осевой силы в конструкциях насоса предусматривают:

- установку уплотнения на ведущем диске рабочего колеса (см. рис. 6),
- разгрузочные отверстия у ступицы (см. рис.1),
- установку гидравлической пяты (для многоступенчатых насосов большой мощности).

Благодаря этим мероприятиям удается почти полностью выровнять давления с обеих сторон рабочего колеса, уменьшить осевую силу, действующую на ротор насоса. Остаточное усилие воспринимается радиально-упорным или радиальным подшипником.

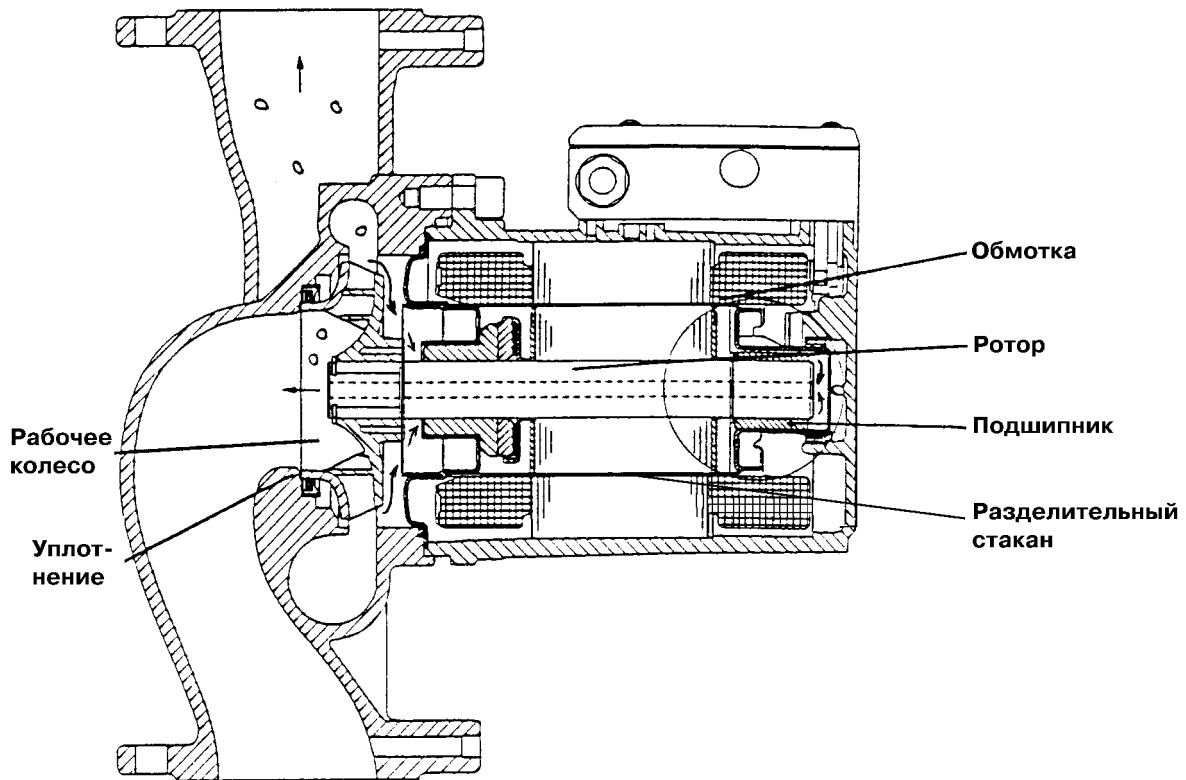
3. Конструкции насосов

По конструкции все насосы Wilo можно разделить на два основных класса: насосы с мокрым ротором и насосы с сухим ротором.

3.1. Насосы с мокрым ротором представляют собой насосы, в которых все вращающиеся части насоса и электродвигателя омываются перекачиваемой жидкостью (см. рис.5). В этом случае не требуются уплотнительные элементы, сальники или торцевые уплотнения. Перекачиваемая среда служит с одной стороны, смазкой для подшипников ротора (в насосах с мокрым ротором это подшипники скольжения), а с другой стороны охлаждающей средой для внутренней полости ротора. Полость, в которой циркулирует жидкость, от обмотки

двигателя отделена разделительным стаканом (толщина стенки которого 0.1 до 0.3 мм), который выполнен из немагнитной высоколегированной стали. Уплотнение разделительного стакана производится с помощью кольцевого уплотнения.

В данной конструкции часть жидкости из полости высокого давления (с выхода рабочего колеса) через систему отверстий и каналов направляется на передний подшипник (см. рис. 5), смачивая и охлаждая его, а затем через зазор между разделительным стаканом и ротором попадает и омывает задний подшипник и через отверстие в валу возвращается на вход насоса.



Преимущества насосов мокрого ротора:

1. Полностью исключена утечка жидкости во внешнее пространство;
2. Отсутствие любых уплотнений, что не требует технического обслуживания;
3. Насосы, выполненные по такой технологии малозумные, т.к. используются подшипники скольжения, генерирующие меньший шум, чем подшипники качения и к тому же омываются жидкостью, которая являющейся хорошим демпфером любых звуков и вибраций.

Это все влияет на плавность хода, на срок службы насоса и на эксплуатационные

характеристики насосов.

К.п.д. насосов мокрого ротора относительно не высокий, т.к. значительная часть энергии тратится на прокачивание жидкости через подшипники качения. Поэтому такой тип конструкции насоса применяют для маломощных насосов (не более 3 кВт).

Осевая сила в насосах мокрого ротора, при правильном выборе его рабочей точки, небольшая и может без нарушения целостности восприниматься подшипниками скольжения.

В насосах Wilo широко применяются следующие подшипниковые пары скольжения: керамический вал – керамическая втулка подшипника, стальной вал – углеродная втулка подшипника.

Подшипниковая пара: керамический вал – керамическая втулка. Такое сочетание материалов благодаря чрезвычайно твердому, но хрупкому материалу – керамике при оптимальной смазке, обеспечивает очень маленький износ подшипниковой пары. Однако при недостаточной смазке, из-за скопления воздуха или образования пара при перегреве, уже через короткий промежуток времени существует опасность блокировки вала. Сюда следует добавить довольно высокую чувствительность данной пары к механическим нагрузкам, возникающим, например, при ударах во время транспортировки или при попытке деблокировать вал отверткой и т.д.

Подшипниковая пара: стальной вал – углеродная втулка в противоположность вышерассмотренной подшипниковой пары обладает высокой устойчивостью к работе на сухом ходу. Она имеет высокую устойчивость закаленного вала к ударам.

На основании многолетней работы миллионов насосов с мокрым ротором были получены статистические данные от том, что при нормальных условиях эксплуатации продолжительность службы насосов составляет от 40000 до 70000 часов или 8 – 12 годам эксплуатации. Имеются данные, что большое количество насосов с мокрым ротором отработали более 15 лет не ломаясь и, не требуя технического обслуживания.

3.2. Насосы с сухим ротором

На рис. 6 показан насос с сухим ротором фирмы Salmson. Рассмотрим на этом примере, как решается проблема утечек, осевой силы в насосах сухого ротора.

Для герметичности рабочей полости насоса, чтобы исключить утечки \dot{V}_{y3} , используют скользящее торцевое уплотнение (4220 и 4240). В данной конструкции крутящий момент от двигателя передается рабочему колесу через муфту.

Утечки жидкости \dot{V}_{y1} и \dot{V}_{y2} минимизируются установкой на переднем и заднем дисках лабиринтных уплотнений в виде цилиндрических буртов с минимальными зазорами между ними и корпусом насоса. Причем для уравновешивания осевой силы эти бурты выполнены на одном радиусе. Кроме того, в ведущем диске выполнено отверстие, которое также уменьшает осевую силу, возникающую при работе насоса.

Насосы сухого ротора применяются для создания больших мощностей (более 3 кВт). Они имеют высокий к.п.д., но уступают насосам мокрого ротора по шумовым и эксплуатационным показателям.

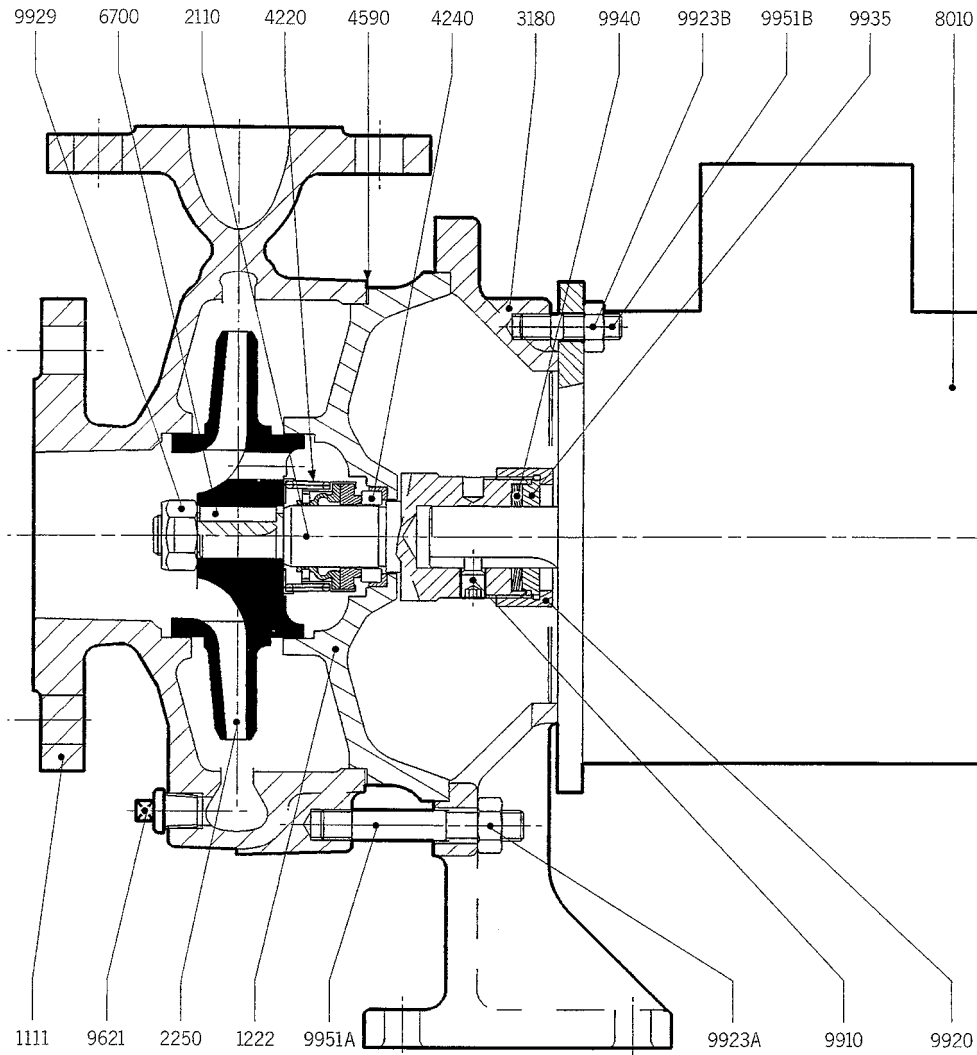


Рис. 6. Насос с сухим ротором

1111 – корпус насоса, 1222 – кожух, 2110 – вал насоса, 2250 – закрытое рабочее колесо, 3180 – насосная опора, 4220 – вращающаяся часть торцевого уплотнения, 4240 – не вращающаяся часть торцевого уплотнения, 4590 – уплотнительная прокладка, 6700 – шпонка, 8010 – мотор, 9621 – дренажная заглушка, 9910 – винт муфты, 9920 – затяжная гайка, 9923А и 9923В – гайка, 9929 – гайка рабочего колеса, 9935 – упор муфты, 9940 – пружинная шайба, 9951А и 9951В – шпилька.

Влияние тепло - физических параметров жидкости на высоту всасывания и минимальное допустимое давление, которое должно быть на входе в насос, чтобы он работал без кавитации

Для бескавитационной работы насоса необходимо выполнение условий лекция 4, стр. 5

$$NPSHA \geq NPSH + (0.6 - 0.9) \text{ м}$$

$$H_{г\text{ вс}} \geq H_{вс} - (0.5 \div 0.6) \text{ м.}$$

Для подключений насоса к сети, показанных на рис. 4, величины NPSHA

определяются:

$$A) \text{ NPSHA} = (p_{атм} + \rho g H_{Гвс} - p_n - \rho g h_{ном\ вс}) / \rho g$$

$$B) \text{ NPSHA} = (p_1 + \rho g H_{Гвс} - p_n - \rho g h_{ном\ вс}) / \rho g$$

$$C) \text{ NPSHA} = (p_1 - \rho g H_{Гвс} - p_n - \rho g h_{ном\ вс}) / \rho g$$

В общем виде эти уравнения можно переписать как

$$\text{NPSHA} = (p_{вх\ доп} - p_n) / \rho g, \quad (5)$$

где $p_{вх\ доп} = (p_1 + \rho g H_{Гвс} - \rho g h_{ном\ вс})$ – допускаемое давление, которое должно быть на входе в насос, чтобы он работал без кавитации.

Из уравнения (5) получаем, что

$$p_{вх\ доп} = \rho g \text{ NPSHA} + p_n. \quad (6)$$

1. Влияние температуры перекачиваемой жидкости

При увеличении температуры жидкости увеличивается давление насыщенного пара p_n и уменьшается плотность перекачиваемой жидкости, см. графики и таблицы изменение этих параметров для воды и ее смесей.

Пример 1. Определить высоту всасывания и минимальное допускаемое давление на входе в насос Wilo-IL 50/170 перекачивающего горячую воду (температура 80°C) с расходом 50 м³/час. Сравнить полученные значения для нагнетания насосом холодной воды.

Из каталога на этот насос по кривой $\text{NPSH} = f(Q)$ для расхода $Q = 50$ м³/час находим, что $\text{NPSH} = 5$ м. Из графиков для чистой воды определяем, что при этой температуре плотность воды равна 972 кг/м³, давление насыщенного пара $p_n = 0.473$ атм = $0.473 \cdot 9.81 \cdot 10^4$ Па.

Для минимального допустимого давления на входе: $\text{NPSHA} = \text{NPSH} + 0.6$.

Тогда по формуле (6) проводим не сложный расчет

$$p_{вх\ доп} = \rho g (\text{NPSH} + 0.6) + p_n = 972 \cdot 9.81 \cdot (5 + 0.6) + 0.473 \cdot 9.81 \cdot 10^4 = 1.017 \cdot 9.81 \cdot 10^4 \text{ Па} = 1.017 \text{ атм.}$$

Для холодной воды

$$p_{вх\ доп} = \rho g (\text{NPSH} + 0.6) + p_n = 1000 \cdot 9.81 \cdot (5 + 0.6) + 0.012 \cdot 9.81 \cdot 10^4 = 0.57 \text{ атм.}$$

Т.е. увеличение температуры перекачиваемой жидкости приводит к увеличению допускаемого давления по сравнению с холодной водой на: $1.017 - 0.57 = 0.45$ атм.

Это значит, что для варианта подключения А) и В) необходимо или увеличивать давление p_1 на эту величину или поднять подающий резервуар на 4.5 метра. Для варианта С) надо уменьшать расположение насоса относительно уровня воды на 4.5 м.

Определим, как изменяется геометрическая высота расположения при нагнетании горячей воды для того же насоса, работающего на том же режиме.

Согласно формуле (3) высота всасывания равна

$$H_{вс} = (p_1 - \rho g \text{NPSH} - p_n - \rho g h_{потерь\ вс}) / \rho g.$$

Пусть насос откачивает воду из открытого резервуара, тогда $p_1 = p_{атм} = 9.81 \cdot 10^4$ Па и потери во всасывающем трубопроводе равны 0.5 м.

Тогда для холодной воды высота всасывания равна

$$H_{вс\ хол} = (p_1 - \rho g \text{NPSH} - p_n - \rho g h_{потерь\ вс}) / \rho g = (9.81 \cdot 10^4 - 1000 \cdot 9.81 \cdot 5 - 0.012 \cdot 9.81 \cdot 10^4 - 1000 \cdot 9.81 \cdot 0.5) / 1000 \cdot 9.81 = 4.38 \text{ м}$$

А максимальная допустимая геометрическая высота расположения насоса, перекачивающего холодную воду равна

$$H_{г\ вс\ хол} < H_{вс} - (0.5 \div 0.6) = 4.38 - 0.5 = 3.88 \text{ м.}$$

Т.е. насос должен находиться не выше 3.88 метров над уровнем воды в резервуаре.

Для горячей воды высота всасывания равна

$$H_{вс\ гор} = (p_1 - \rho g \text{NPSH} - p_n - \rho g h_{потерь\ вс}) / \rho g = (9.81 \cdot 10^4 - 972 \cdot 9.81 \cdot 5 - 0.473 \cdot 9.81 \cdot 10^4 - 972 \cdot 9.81 \cdot 0.5) / 972 \cdot 9.81 = -0.078 \text{ м.}$$

А максимальная допустимая геометрическая высота расположения насоса, перекачивающего горячую воду тогда будет равна

$$H_{г\ вс\ гор} < H_{вс} - 0.5 = (-0.078) - 0.5 = -0.58 \text{ м.}$$

Т.е. при перекачивании горячей воды с температурой 80°C насос надо опустить ниже уровня воды в подающем резервуаре на 0.58 м.

2. Нагнетание смеси: вода + гликоль

При добавлении гликоля в воду увеличивается плотность смеси и уменьшается давление насыщенных паров по сравнению с чистой водой для соответствующих температур жидкости.

Пример 2. В качестве примера рассмотрим работу того же насоса, но перекачивающего смесь: вода 60% + гликоль 40% при температуре 80°C.

Из таблицы и графиков для данной смеси определяем ее плотность, которая при этой температуре равна 1033 кг/м³ и давление насыщенного пара, которое равно 0.36 атм.

Тогда по формуле (6) проводим не сложный расчет

$$p_{ex\ доп} = \rho g (NPSH + 0.6) + p_n = 1033 \cdot 9.81 \cdot (5 + 0.6) + 0.36 \cdot 9.81 \cdot 10^4 = 0.938 \cdot 9.81 \cdot 10^4 \text{ Па} = 0.938 \text{ атм.}$$

Высота всасывания при нагнетании горячей смеси для того же насоса, работающего на том же режиме, можно найти по формуле (3)

$$H_{вс} = (p_{атм} - \rho g \text{NPSH} - p_n - \rho g h_{потерь\ вс}) / \rho g = (9.81 \cdot 10^4 - 1033 \cdot 9.81 \cdot 5 - 0.36 \cdot 9.81 \cdot 10^4 - 1033 \cdot 9.81 \cdot 0.5) / 1033 \cdot 9.81 = 0.7 \text{ м.}$$

А максимальная допустимая геометрическая высота расположения насоса, перекачивающего горячую смесь равна

$$H_{г\ вс} < H_{вс} - 0.5 = 0.7 - 0.5 = 0.2 \text{ м.}$$

Т.е. при перекачивании горячей смеси с температурой 80°C насос должен находиться не выше 0.2 м над уровнем воды в подающем резервуаре.

3. Влияние установки насоса на отметке, отличной от нулевой отметки над уровнем моря

Как известно, при увеличении высоты над уровнем моря, атмосферное

давление уменьшается. На это следует делать поправку в сторону увеличения допустимого давления на входе в насос $p_{ex\ доп}$ или уменьшения высоты расположения насоса $H_{Г\ вc}$ на эту же величину, т.е

$$p_{ex\ доп\ H=0} = p_{ex\ доп\ H=0} + \rho g \Delta H_{вc}$$

$$H_{Г\ вc\ H=0} = H_{вc\ H=0} - \Delta H_{вc}$$

В таблице показаны значения поправок входного давления и высоты всасывания $\Delta H_{вc}$ для разных высот над уровнем моря.

Высота установки насоса над уровнем моря, м	300	500	700	1000	1500	2000	2500	3000	3500
Поправка $\Delta H_{вc}$, м	0.3	0.6	0.8	1.2	1.7	2.2	2.7	3.2	3.6

Пример 3. Определить минимальное допустимое давление на входе в насос Wilo-IL 50/170 перекачивающего горячую воду (температура 80°C) с расходом 50 м³/час и установленного на высоте 1000 м над уровнем моря.

Из примера 1 допустимое давление для насоса установленного на нулевой отметке равно

$p_{ex\ доп} = 1.017 \cdot 9.81 \cdot 10^4 \text{ Па} = 1.017 \text{ атм}$. Тогда при установке этого насоса на высоте 1000 м давление на входе должно быть равно

$$p_{ex\ доп} = p_{ex\ доп\ H=0} + \rho g \Delta H_{вc} = 1.017 \cdot 9.81 \cdot 10^4 + 972 \cdot 9.81 \cdot 1.2 = 1.134 \cdot 9.81 \cdot 10^4 = 1.134 \text{ атм}$$

А геометрическая высота расположения относительно подающего резервуара

$$H_{Г\ вc\ зор} = H_{Г\ вc\ H=0} - \Delta H_{вc\ H=0} = -0.58 - 1.2 = -1.78 \text{ м}$$

Т.е. уровень жидкости в резервуаре должен находиться выше, чем насос на 1.78 м, чтобы насос работал без кавитации.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №6

Определение расчетных расходов воды

Цель работы:

1. Практическое изучение основных характеристик струй.
2. Изучение и отработка методики измерения скоростей воздуха при помощи трубок Пито и микроманометра ММН - 2500.

Приборы и оборудование:

1. Лабораторная установка.
2. Трубка Пито и микроманометр ММН – 2500.
3. Координатное устройство.

Постановка задачи

В вентиляционной технике часто приходится встречаться со струями, как правило, эти струи турбулентные. Струя, неограниченная твёрдыми стенками и распространяющаяся свободно в пространстве, заполненном той же средой,

называется свободной затопленной струёй. Если температура струи равна температуре воздуха в помещении, она называется изотермической.

Механизм образования и распространения турбулентной приточной струи характеризуется следующими чертами:

- струя турбулентна, поэтому течение её сопровождается образованием вихрей, перемещающих частицы струи как в продольном, так и в поперечном направлениях.

- вихревые массы при своём поперечном перемещении попадают за пределы струи, переносят в соприкасающиеся со струёй слой неподвижного воздуха свой импульс движения и увлекают эти слои. На место выброшенных из струи частиц проникают частицы окружающего воздуха, подтормаживают граничные (периферийные) слои потока. Так устанавливается обмен массами и импульсом движения между струёй и неподвижным воздухом, в результате чего масса, ширина струи растут в направлении течения за счёт вовлечения в движение неподвижного воздуха.

Подторможение частицы активного потока вместе с увлечёнными частицами окружающего воздуха образуют пограничный турбулентный слой, толщина которого в направлении течения возрастает. Если в выходном сечении приточного патрубка имеет место равномерное распределение скоростей, то в начале струи толщина пограничного слоя равна нулю.

В этом случае границы пограничного слоя представляют собой расходящиеся поверхности, которые пересекаются у кромки патрубка.

С внешней стороны пограничный слой струи соприкасается с неподвижным воздухом, причём под внешней границей понимают поверхность, во всех точках которой продольная (осевая) составляющая скорости равна нулю (практически около 4 % от скорости на оси струи). Поперечная составляющая скорости не может равняться нулю, так как за счёт неё происходит возрастание массы струи.

С внешней стороны пограничный слой граничит с ядром струи. Ядро – область струи, где скорость постоянная и равна скорости истечения. По мере удаления от выходного сечения с утолщением пограничного слоя происходит сужение ядра.

Участок струи, характеризующийся неизменностью скорости по оси, называется начальным. Далее, скорость по оси потока уменьшается, пограничный слой заполняет уже все поперечные сечения струи вплоть до оси.

Участок, для которого это характерно, называется основным. Согласно современной теории турбулентности струй, между начальным и основным участками расположен переходный, но поскольку его протяжённость незначительна, им пренебрегают и считают струя, состоит только из начального и основного участков. Статическое давление в струе неизменно и равно давлению в окружающем пространстве.

Динамическое же давление потока падает в направлении движения. Полное количество движения секундной массы остаётся постоянным во всех сечениях струи.

Поскольку температура (плотность) изотермической струи совпадает с этими же параметрами окружающего воздуха, ось струи прямолинейна. Если плотность в струе меньше плотности воздуха в окружающем пространстве, ось струи искривляется вверх, если плотность в струе больше, то ось искривляется вниз благодаря действию гравитационных сил.

С удалением от приточного отверстия ширина струи быстро возрастает, что приводит к резкому уменьшению скорости и интенсивности изменению температур и концентрации вредности в пограничном слое. В ядре же воздух сохраняет физические свойства и химический состав постоянным и соответствующим этим свойствам воздуха при истечении.

Схема струи

Расчет приточной струи.

$$L = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$F_{\text{пом}} = 31,1 \text{ м}^2$$

$$H_{\text{пом}} = 3 \text{ м}$$

$$t_0 = 7$$

Выбираем воздухораспределительную решетку РР-3 $A_0 = 0,032 \text{ м}^2$ $m = 4,5$
 $n = 3,2$

$$V_0 = 1,74 \text{ м/с}$$

$$H = 5,45 \cdot m \cdot V_0 \cdot \left(\frac{\sqrt[4]{A_0}}{\sqrt{n \cdot \Delta t_0}} \right) = 5,45 \cdot 4,5 \cdot 1,74 \cdot \left(\frac{\sqrt[4]{0,032}}{3,2 \cdot 7} \right) = 3,82$$

$$V_x = \frac{m \cdot V_0 \cdot \sqrt{A_0}}{x} \cdot k_c \cdot k_g \cdot k_n = \frac{4,5 \cdot 1,74 \cdot \sqrt{0,032}}{5} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 0,28$$

$$V_{\text{доп}} = 1,4 \cdot 0,2 = 0,28 \text{ м/с} \quad V_{\text{доп}} = V_x$$

$$\Delta t_x = \frac{n \cdot \Delta t_0 \cdot \sqrt{A_0}}{x} \cdot \frac{k_g}{k_c \cdot k_n} = \frac{3,2 \cdot 7 \cdot \sqrt{0,032}}{5} \cdot \frac{1 \cdot 1}{1} = 0,8$$

$$t_x < t_{\text{доп}} = 1,5$$

$x_{\text{отр}} = 0,5 \cdot H = 0,5 \cdot 3 = 1,91 \text{ м}$ Происходит отрыв струи.

Оставляем принятый воздухораспределитель.

Если условно продолжить образующие основного участка до их пересечения, то точка пересечения их будет являться полюсом струи. Эти образующие струи составляют с осью струи угол, называемый углом бокового расширения.

Следует отметить, что угол бокового расширения основного участка отличается от угла бокового расширения начального участка. Боковой угол

расширения основного участка составляет порядка $12-13^{\circ}$ (если за граничную скорость принимать $V_{ep} = 0,04 \cdot V$). Боковой угол расширения начального участка зависит от равномерности профиля скорости на выходе из насадка.

На основном участке струи, как на начальном, имеет место непрерывная деформация скоростного профиля струи. Чем дальше от выходного сечения насадка, тем ниже и шире скоростной профиль (смотри схему струи). На основном участке имеет место полное подобие скоростных полей (скоростных профилей) во всех сечениях. Подобие заключается в том, что в сходных точках любых двух сечений основного участка относительные величины скоростей (отношение скорости в какой – либо точке данного сечения струи к скорости на оси) и градиенты скоростей одинаковы. Сходные точки основного участка лежат на одном луче, проведённом из полюса струи.

В задачу лабораторной работы входит определение длины начального участка X_n : изменение осевой скорости по длине струи, построение характерного профиля скоростей в безразмерных координатах, определение количества воздуха эжектирующей струей и сравнение полученных результатов вычисленным по зависимостям, известным из теории турбулентных струй.

Методика измерения скоростей

Для измерения скоростей движения воздуха используются различные приборы: чашечные и крыльчатые анемометры, термоанемометры типа ТА или трубки Пито с микроанемометрами типа ММН. Все эти приборы измеряют скорость косвенным путём, а затем либо по тарировочным графикам, либо пересчётом определяется значение скорости. Для выполнения данной лабораторной работы принята методика определения скоростей, с помощью трубок Пито в сочетании с микроанемометром ММН. Этот способ прост, более точен и требует меньше времени для замера скорости в каждой точке струи.

При помощи координатника, трубку Пито помещают в точку сечения струи для замера полного давления. В данном случае будет измеряться скоростное давление $P_n = P_d$, так как статическое давление равно давлению в окружающей среде помещения. Для измерения полного давления штуцер со знаком “+” трубки Пито подсоединяется шлангом к плюсовому штуцеру микроанемометра ММН. Показания микроанемометра записывают в таблицу, причём необходимо зафиксировать коэффициент, определяющий угол наклона микроанемометра.

Последовательность выполнения лабораторной работы

Для изучения основных параметров струи большое значение имеет скорость на оси в различных сечениях. Поэтому выполнение замеров лабораторной работы сводится к измерению скоростей в различных точках оси симметричной изотермической струи. Приступая к замерам скоростей в

каждом сечении, прежде всего, необходимо определить координаты оси струи в этом сечении.

Нахождение оси струи в каждом сечении производится следующим образом:

1. Координатник вместе с закреплёнными на нём трубками пито устанавливают приблизительно на 5-10 см левее (в горизонтальной плоскости) визуальной оси струи так, чтобы концы трубок были на необходимом расстоянии от выходного отверстия, т.е. в определённом сечении струи.

2. Постоянно фиксируя показания микроманометра плавно передвигают координатник вправо. По показаниям микроманометра определяют точку в горизонтальной плоскости. С максимальным показанием закрепляют горизонтальное перемещение координатника в этой точке.

3. Поднимают при помощи координатника трубки Пито выше визуальной оси на 5-10 см.

4. Постоянно фиксируя показания микроманометра, плавно перемещают трубки вниз. Определяют точку в вертикальной плоскости с максимальным показателем по микроманометру. Эта точка будет соответствовать оси струи в данном сечении.

5. Координаты оси струи записывают в данном сечении и все дальнейшие изменения расстояний в этом сечении отсчитывают от оси струи. Полученные результаты заносят в таблицу.

Таблица №1

X																	
Y																	
$\bar{Y} = \frac{Y}{X}$																	
V_i																	
V_x																	
$\bar{X} = \frac{V_i}{V_x}$																	

I Построение профиля скоростей в различных сечениях основного участка струи

На основном участке выбирают 4 – 5 сечений (произвольно). В каждом сечении определяют ось струи. Далее от оси струи в каждом из выбранных сечений в 4 – 5 определяют скорость.

Обработка полученных данных

Построение схемы струи по замеренным данным. На миллиметровой бумаге в определённом масштабе вычерчивается схема струи. На схему струи наносится граница начального участка и строятся замеренные профили скоростей для всех сечений, где проводились замеры. Определяется угол раскрытия струи.

1. Построение распределения осевых скоростей:

а) на графике, выполненной на миллиметровой бумаге, в безразмерных координатах по вертикальной оси наносятся точки, полученные при замере осевых скоростей в различных сечениях;

б) на этот же график наносятся точки и строится теоретическая кривая

$$V_x = \frac{M}{X}$$

где: V_x - скорость на оси струи на расстоянии “X”, в м;

X – расстояние от выходного отверстия, в м;

M – кинематическая характеристика струи

$$M = V_0 \cdot \varphi \cdot \theta \cdot \sqrt{F_0} \cdot 6.86$$

где: φ - поправочный коэффициент, учитывающий неравномерность профиля скоростей на выходе $\varphi = \sqrt[4]{\xi}$ (в нашем случае $\varphi \approx 1$)

θ - поправочный коэффициент, учитывающий плотность струи

$$\theta = \sqrt{\frac{T}{T_0}}, \text{ (в нашем случае } \theta = 1)$$

F_0 - площадь живого сечения приточного отверстия.

II Построение безразмерного профиля распределения скоростей

1. На миллиметровой бумаге строится график безразмерного профиля скоростей в координатах по вертикальной оси – относительное расстояние от оси $\bar{y} = \frac{y}{x}$, по горизонтальной оси – относительная скорость $\bar{X} = \frac{V_i}{V_x}$. На этот график наносятся все замеренные точки во всех измеряемых сечениях основного участка.

2. На этот график наносятся точки и проводится кривая теоретического распределения скоростей, определённые по формуле:

$$V = V_x \cdot e^{-\left(8.6 \frac{Y}{X}\right)^2}$$

где: Y - расстояние от оси до точки замера, в м.

III Анализ получения данных

Нужно проанализировать полученные экспериментальные данные и сравнить с теоретическими и сделать общие выводы по лабораторной работе.

Вспомогательные таблицы для определения функции приведены в “Справочнике по математике”, авторы И.Н. Бронштейн и К.А. Семендлев, Москва, 1967 год, 52 с.

Правила техники безопасности

1. К исполнению лабораторной работы допускаются студенты прошедшие специальный инструктаж по технике безопасности и знающие устройство лабораторной установки. Студенты могут выполнять работу только в присутствии преподавателя /учебного мастера/ и под его руководством.

2. Самостоятельное включение лабораторной установки без разрешения преподавателя запрещается.

3. Запрещается ремонтировать установку во время её работы, чистить и устранять неисправности электрооборудования, когда установка находится под напряжением.

4. При работе на установке необходимо следить за тем, чтобы вентилятор имел плавный и бесшумный ход: при обнаружении ударов постороннего шума или вибрации, попадания посторонних предметов в движущиеся части и др. установка должна быть немедленно выключена.

5. Не разрешается оставлять работающую установку без присмотра.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №7

Подбор водомера

Счётчики холодной воды (водомеры) устанавливаются по требованиям СНиП 2.04.01-85 в жилых зданиях в следующих местах:

- 1) домовый водомер на вводе водопровода;
- 2) квартирные водомеры ВК-15 на подводках у стояков в квартирах.

Подбор водомеров следует выполнять с использованием гл. 11 СНиП 2.04.01-85. Покажем это на примере.

Прежде всего определяют среднечасовой расход холодной воды за сутки q^c_T . Формулу (9) СНиПа 2.04.01-85 запишем в виде

$$q^c_T = \frac{q_{\text{дн}}}{1000 \text{сут}} = \frac{q_{\text{сут}}}{1000 \text{сут}}$$

По приложению 3 СНиПа для рассматриваемого здания $q_{\text{д}} = 300 - 120 = 180$ л/сут. Число жителей принимаем равным $U = 48$, согласно прим. 1 п. 3.4 СНиПа. Тогда

$$q = \frac{180 \cdot 48}{100 \cdot 24} = 0,36$$

Последняя колонка табл. 4 СНиПа была исправлена изменением от 1996 г., что нужно учитывать при подборе водомера. По табл. 4, сопоставляя $q_{\text{д}} = 0,36$ м³/ч с эксплуатационным расходом воды, находим диаметр условного прохода счётчика 20 мм, то есть первоначально его марка получается ВК-20 (водомер крыльчатый). Отметим, что диаметрам 15-40 мм в табл. 4 СНиПа соответствуют крыльчатые водомеры (марка ВК-...), а диаметрам 50 мм и более - турбинные водомеры (марка ВТ-...).

Проверим выбранный счётчик ВК-15 на потерю напора по формуле (18) СНиПа:

$$h = S \cdot q^2.$$

По табл. 4 СНиПа величина $S = 14,5$ м/(л/с). Расчётный секундный расход q воды для здания уже рассчитан в таблице. Это расход на вводе водопровода (последний участок) $q = 0,6$ л/с. Тогда потеря напора на домовом водомере

$$h_{\text{дом-в}} = 14,5 \cdot (0,6)^2 = 5,22 \text{ м}$$

Потеря напора на крыльчатом водомере ВК-15 превышает 5 метров, что не разрешено п. 11.3 СНиП 2.04.01-85*. Поэтому для всего здания подобранный водомер ВК-15 (домовой водомер) не подходит. Необходимо пересчитать потери расхода для другого счётчика с бОльшим диаметром.

Для водомера ВК-20 величина $S = 5,18$ м/(л/с)

$$h_{\text{дом-в}} = 5,18 \cdot (0,6)^2 = 1,86 \text{ м}; 1,86 \text{ м} < 5 \text{ м}$$

Принимаем водомер ВК-20 в качестве домового водомера.

Квартирные водомеры принимаем ВК-15. Потеря напора на квартирном водомере (используем расход на участке ввода в квартиру из таблицы гидравлического расчёта)

$$h_{\text{кв}} = 14,5 \cdot (0,03)^2 = 0,013 \text{ м}$$

По табл. 4 СНиПа находим для ВК-15 минимальный расход воды $(0,03 \text{ м}^3/\text{ч})/3,6 = 0,0083$ л/с. В квартире на рассматриваемом участке расход $q = 0,24$ л/с (см. табл.), что больше минимального и ВК-15 может быть принят как квартирный водомер.

ПОДБОР НАСОСОВ

Проектирование насосных установок осуществляют в соответствии с гл. 12 СНиП 2.04.01-85. Проиллюстрируем это на примере.

В соответствии с п. 12.7 и п. 12.9 СНиПа насос подбирается по максимальному секунднему расходу воды q (это расход на вводе В1, то есть участок 9-10 табл.) и требуемому напору насоса H_p .

В

→

начале переведём $q = 0,6$ л/с в м³/ч, то есть найдём подачу (производительность) насоса по расходу:

$$q = 0,6 \cdot 3,6 = 2,16 \text{ (м}^3/\text{ч)}.$$

Таким образом, подача (производительность) насоса должна быть не менее $2,16$ (м³/ч).

Потребный напор на вводе водопровода должен быть:

$$H_{\text{н}} = H_{\text{геом}} + H_{\text{ост}} + h_{\text{с}} + H_{\text{т}}$$

где $H_{\text{геом}}$ - геометрическая высота от отметки верха наружной трубы В1 до отметки наиболее высокорасположенного водоразборного устройства в здании, её можно подсчитать по аксонометрической схеме, например,

$$H_{\text{geom}} = 3,9 + 6,85 = 10,75 \text{ м};$$

$H_{\text{tot}}^{\text{с}}$ - суммарные потери напора во внутреннем водопроводе В1; принимают по таблице гидравлического расчёта $H_{\text{tot}}^{\text{с}} = 4,9 - 1,3 = 6,37$;

$h_{\text{дом.в}}$ - потери напора на домовом водомере, $h_{\text{дом.в}} = 1,86$ м (см. выше);

$h_{\text{кв.в}}$ - потери напора на квартирном водомере, $h_{\text{кв.в}} = 0,84$ м (см. выше);

H_f - свободный напор для водоразборного устройства принимают по приложению 2 СНиП 2.04.01-85, например, для смесителя мойки $H_f = 2$ м.

Таким образом, потребный напор на вводе водопровода

$$H_{\text{н}}^{\text{с}} = 10,75 + 6,37 + 1,86 + 0,84 + 2 = 21,82 \text{ м.}$$

Сравним его с наименьшим гарантированным напором в наружной сети водопровода (см. исходные данные) $H_g = 15$ м, который тоже отсчитан от верха наружного водопровода В1. Так как H_g меньше, чем $H_{\text{н}}^{\text{с}}$, то вода не сможет поступать за счёт напора в наружной сети В1 на верхние этажи здания. Следовательно, необходимо установить повысительную насосную установку для подкачки воды.

Напор H_p , развиваемый повысительной насосной установкой, следует определять с учетом наименьшего гарантированного напора в наружной водопроводной сети по формуле 19 СНиП 2.04.01-85

$$H_p = H_{\text{н}}^{\text{с}} - H_g$$

$$H_p = H_{\text{н}}^{\text{с}} - H_g = 21,82 - 15 = 6,82 \text{ м.}$$

С учётом найденных величин $q = 2,16 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $H_p = 6,82$ м по каталогам и справочникам подбирают насос. Наиболее широко для зданий применяют насосы консольные центробежного типа. Для выбора насоса можно использовать рис. 13, заимствованный из книги П.П. Пальгунова и В.Н. Исаева (1991 г.).

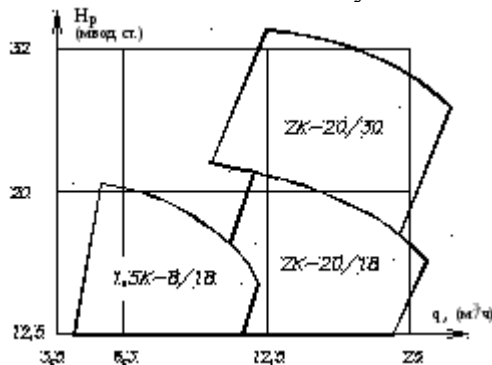


Рис. 10

Таким образом, выбран насос 1,5К-8/18. Его марка расшифровывается так:

1,5 - мощность электродвигателя в кВт;

К - насос консольного типа, то есть он соединяется с электродвигателем консолью;

8 - подача (производительность) насоса q в $\text{м}^3/\text{ч}$;

18 - напор насоса H_p в м.

Количество насосов в насосной установке должно быть не менее двух: один рабочий и другой резервный. Эти требования изложены в СНиП 2.04.02-84, гл. 7. Насосную установку для рассматриваемого здания см. рис. 7.

Подбором водомеров и насосов заканчивается расчётная часть по водопроводу.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №8

Определение рабочего напора перед внутренним пожарным краном

Для жилых и общественных зданий, а также административно-бытовых зданий промышленных предприятий необходимость устройства внутреннего противопожарного водопровода, а также минимальный расход воды на пожаротушение следует определять в соответствии с табл. 1*, а для производственных и складских зданий - в соответствии с табл. 2.

Расход воды на пожаротушение в зависимости от высоты компактной части струи и диаметра spryska следует уточнять по табл. 3.

Необходимость устройства систем автоматического пожаротушения надлежит принимать согласно требованиям соответствующих сметных норм и правил и перечней зданий и помещений, подлежащих оборудованию автоматическими средствами пожаротушения, утвержденных министерствами. При этом следует учитывать одновременное действие пожарных кранов и спринклерных или дренчерных установок.

Таблица 1*

Жилые, общественные и административно-бытовые здания и помещения	Число струй	Минимальный расход воды на внутреннее пожаротушение, л/с, на одну струю
1. Жилые здания:		
при числе этажей от 12 до 16	1	2,5
то же, при общей длине коридора св.10 м	2	2,5
при числе этажей св. 16 до 25	2	2,5
то же, при общей длине коридора св. 10 м	3	2,5
2. Здания управлений:		
высотой от 6 до 10 этажей и объемом до 25000 куб.м	1	2,5
то же, объемом св. 25000 куб.м	2	2,5
при числе этажей св. 10 и объемом до 25000 куб.м	2	2,5
то же, объемом св. 25000 куб.м	3	2,5
3. Клубы с эстрадой, театры, кинотеатры, актовые и конференц-залы, оборудованные киноаппаратурой	Согласно СНиП 2.08.02-89*	
4. Общежития и общественные здания, не указанные в поз. 2:		
при числе этажей до 10 и объемом от 5000 до 25000 куб.м	1	2,5
то же, объемом св. 25000 куб.м	2	2,5
при числе этажей св. 10 и объемом до 25000	2	2,5

куб.м		
то же, объемом св. 25000 куб.м	3	2,5
5. Административно-бытовые здания промышленных предприятий объемом, куб.м:		
от 5000 до 25000	1	2,5
св. 25000	2	2,5
Примечания: 1. Минимальный расход воды для жилых зданий допускается принимать равным 1,5 л/с при наличии пожарных стволов, рукавов и другого оборудования диаметром 38 мм. 2*. За объем здания принимается строительный объем, определяемый в соответствии со СНиП 2.08.02-89*.		

Таблица 2

Степень огнестойкости зданий	Категория зданий по пожарной опасности	Число струй и минимальный расход воды, л/с, на одну струю, на внутреннее пожаротушение в производственных и складских зданиях высотой до 50 м и объемом, тыс. куб.м				
		от 0,5 до 5	св. 5 до 50	св. 50 до 200	св. 200 до 400	св. 400 до 800
I и II	A, B, B	2·2,5	2·5	2·5	3·5	4·5
III	B	2·2,5	2·5	2·5	-	-
III	Г, Д	-	2·2,5	2·2,5	-	-
IV и V	B	2·2,5	2·5	-	-	-
IV и V	Г, Д	-	2·2,5	-	-	-

Примечания: 1. Для фабрик-прачечных пожаротушение следует предусматривать в помещениях обработки и хранения сухого белья.
2. Расход воды на внутреннее пожаротушение в зданиях или помещениях объемом свыше величин, указанных в табл. 2, следует согласовывать в каждом конкретном случае с территориальными органами пожарного надзора.
3. Количество струй и расход воды одной струи для зданий степени огнестойкости: IIIб - здания преимущественно каркасной конструкции. Элементы каркаса из цельной или клееной древесины и другие горючие материалы ограждающих конструкций (преимущественно из древесины), подвергнутые огнезащитной обработке; IIIа - здания преимущественно с незащищенным металлическим каркасом и ограждающими конструкциями из негорючих листовых материалов с трудногорючим утеплителем; IVа - здания преимущественно одноэтажные с металлическим незащищенным каркасом и ограждающими конструкциями из листовых негорючих материалов с горючим утеплителем принимаются по указанной таблице в зависимости от размещения в них категорий производств как для зданий II и IV степеней огнестойкости с учетом требований пункта 6.3* (приравнивая степени огнестойкости IIIа к II, IIIб и IVа к IV).

Таблица 3

Высота компактной части струи или помещения	Производительность пожарной струи, л/с	Напор, м, у пожарного крана с рукавами длиной, м	Производительность пожарной струи, л/с	Напор, м, у пожарного крана с рукавами длиной, м	Производительность пожарной струи, л/с	Напор, м, у пожарного крана с рукавами длиной, м
---	--	--	--	--	--	--

я, м	10	15	20		10	15	20		10	15	20	
	Диаметр sprыска наконечника пожарного ствола, мм											
	13			16			19					
	Пожарные краны d = 50 мм											
6	-	-	-	-	2,6	9,2	9,6	10	3,4	8,8	9,6	10,4
8	-	-	-	-	2,9	12	12,5	13	4,1	12,9	13,8	14,8
10	-	-	-	-	3,3	15,1	15,7	16,4	4,6	16	17,3	18,5
12	2,6	20,2	20,6	21	3,7	19,2	19,6	21	5,2	20,6	22,3	24
14	2,8	23,6	24,1	24,5	4,2	24,8	25,5	26,3	-	-	-	-
16	3,2	31,6	32,2	32,8	4,6	29,3	30	31,8	-	-	-	-
18	3,6	39	39,8	40,6	5,1	36	38	40	-	-	-	-
	Пожарные краны d = 65 мм											
6	-	-	-	-	2,6	8,8	8,9	9	3,4	7,8	8	8,3
8	-	-	-	-	2,9	11	11,2	11,4	4,1	11,4	11,7	12,1
10	-	-	-	-	3,3	14	14,3	14,6	4,6	14,3	14,7	15,1
12	2,6	19,8	19,9	20,1	3,7	18	18,3	18,6	5,2	18,2	19	19,9
14	2,8	23	23,1	23,3	4,2	23	23,3	23,5	5,7	21,8	22,4	23
16	3,2	31	31,3	31,5	4,6	27,6	28	28,4	6,3	26,6	27,3	28
18	3,6	38	38,3	38,5	5,1	33,8	34,2	34,6	7	32,9	33,8	34,8
20	4	46,4	46,7	47	5,6	41,2	41,8	42,4	7,5	37,2	38,5	39,7

Расход воды и число струй на внутреннее пожаротушение в общественных и производственных зданиях (независимо от категории) высотой свыше 50 м и объемом до 50000 куб.м следует принимать 4 струи по 5 л/с каждая; при большем объеме зданий - 8 струй по 5 л/с каждая.

В производственных и складских зданиях, для которых в соответствии с табл. 2 установлена необходимость устройства внутреннего противопожарного водопровода, минимальный расход воды на внутреннее пожаротушение, определенный по табл. 2, следует увеличивать:

при применении элементов каркаса из незащищенных стальных конструкций в зданиях IIIа и IVа степеней огнестойкости, а также из цельной или клееной древесины (в том числе подвергнутой огнезащитной обработке) - на 5 л/с (одна струя);

при применении в ограждающих конструкциях зданий IVa степени огнестойкости утеплителей из горючих материалов - на 5 л/с (одна струя) для зданий объемом до 10 тыс.куб.м; при объеме более 10 тыс.куб.м дополнительно на 5 л/с (одна струя) на каждые последующие полные или неполные 100 тыс.куб.м объема.

Требования настоящего пункта не распространяются на здания, для которых в соответствии с табл. 2 внутренний противопожарный водопровод не требуется предусматривать.

В помещениях залов с большим пребыванием людей при наличии сгораемой отделки число струй на внутреннее пожаротушение следует принимать на одну больше, чем указано в табл. 1*.

Внутренний противопожарный водопровод не требуется предусматривать:

- а) в зданиях и помещениях, объемом или высотой менее указанных в табл. 1* и 2;
- б) в зданиях общеобразовательных школ, кроме школ-интернатов, в том числе школ, имеющих актовые залы, оборудованные стационарной киноаппаратурой, а также в банях;
- в) в зданиях кинотеатров сезонного действия на любое число мест;
- г) в производственных зданиях, в которых применение воды может вызвать взрыв, пожар, распространение огня;
- д) в производственных зданиях I и II степеней огнестойкости категорий Г и Д независимо от их объема и в производственных зданиях III-V степеней огнестойкости объемом не более 5000 куб.м категорий Г, Д;
- е) в производственных и административно-бытовых зданиях промышленных предприятий, а также в помещениях для хранения овощей и фруктов и в холодильниках, не оборудованных хозяйственно-питьевым или производственным водопроводом, для которых предусмотрено тушение пожаров из емкостей (резервуаров, водоемов);
- ж) в зданиях складов грубых кормов, пестицидов и минеральных удобрений.

Примечание. При напорах у пожарных кранов более 40 м между пожарным краном и соединительной головкой следует предусматривать установку диафрагм, снижающих избыточный напор. Допускается устанавливать диафрагмы с одинаковым диаметром отверстий на 3-4 этажа здания.

Для частей зданий различной этажности или помещений различного назначения необходимость устройства внутреннего противопожарного водопровода и расхода воды на пожаротушение надлежит принимать отдельно для каждой части здания.

При этом расход воды на внутреннее пожаротушение следует принимать:

- для зданий, не имеющих противопожарных стен, - по общему объему здания;
- для зданий, разделенных на части противопожарными стенами I и II типов, - по объему той части здания, где требуется наибольший расход воды.

При соединении зданий I и II степеней огнестойкости переходами из несгораемых материалов и установке противопожарных дверей объем здания считается по каждому зданию отдельно; при отсутствии противопожарных дверей - по общему объему зданий и более опасной категории.

Гидростатический напор в системе хозяйственно-питьевого или хозяйственно-противопожарного водопровода на отметке наиболее низко расположенного санитарно-технического прибора не должен превышать 45 м.

Гидростатический напор в системе раздельного противопожарного водопровода на отметке наиболее низко расположенного пожарного крана не должен превышать 90 м.

При расчетном давлении в сети противопожарного водопровода, превышающем 0,45 МПа, необходимо предусматривать устройство раздельной сети противопожарного водопровода.

Примечание. При напорах у пожарных кранов более 40 м между пожарным краном и соединительной головкой следует предусматривать установку диафрагм, снижающих

избыточный напор. Допускается устанавливать диафрагмы с одинаковым диаметром отверстий на 3-4 этажа здания (см. номограмму 5 рекомендуемого [приложения 4](#)).

Свободные напоры у внутренних пожарных кранов должны обеспечивать получение компактных пожарных струй высотой, необходимой для тушения пожара в любое время суток в самой высокой и удаленной части здания. Наименьшую высоту и радиус действия компактной части пожарной струи следует принимать равными высоте помещения, считая от пола до наивысшей точки перекрытия (покрытия), но не менее, м:

6 - в жилых, общественных, производственных и вспомогательных зданиях промышленных предприятий высотой до 50 м;

8 - в жилых зданиях высотой свыше 50 м;

16 - в общественных, производственных и вспомогательных зданиях промышленных предприятий высотой свыше 50 м.

Примечания: 1. Напор у пожарных кранов следует определять с учетом потерь напора в пожарных рукавах длиной 10, 15 или 20 м.

2. Для получения пожарных струй с расходом воды до 4 л/с следует применять пожарные краны и рукава диаметром 50 мм, для получения пожарных струй большей производительности - диаметром 65 мм. При технико-экономическом обосновании допускается применять пожарные краны диаметром 50 мм, производительностью свыше 4 л/с.

Расположение и вместимость водонапорных баков здания должны обеспечивать получение в любое время суток компактной струи высотой не менее 4 м на верхнем этаже или этаже, расположенном непосредственно под баком, и не менее 6 м - на остальных этажах; при этом число струй следует принимать: две производительностью 2,5 л/с каждая в течение 10 мин при общем расчетном числе струй две и более, одну - в остальных случаях.

При установке на пожарных кранах датчиков положения пожарных кранов для автоматического пуска пожарных насосов водонапорные баки допускается не предусматривать.

Время работы пожарных кранов следует принимать 3 ч. При установке пожарных кранов на системах автоматического пожаротушения время их работы следует принимать равным времени работы систем автоматического пожаротушения.

В зданиях высотой 6 этажей и более при объединенной системе хозяйственно-противопожарного водопровода пожарные стояки следует закольцовывать поверху. При этом для обеспечения сменности воды в зданиях необходимо предусматривать кольцевание противопожарных стояков с одним или несколькими водоразборными стояками с установкой запорной арматуры.

Стояки отдельной системы противопожарного водопровода рекомендуется соединять перемычками с другими системами водопроводов при условии возможности соединения систем.

На противопожарных системах с сухотрубами, расположенных в неотапливаемых зданиях, запорную арматуру следует располагать в отапливаемых помещениях.

При определении мест размещения и числа пожарных стояков и пожарных кранов в зданиях необходимо учитывать следующее:

в производственных и общественных зданиях при расчетном числе струй не менее трех, а в жилых зданиях - не менее двух на стояках допускается устанавливать спаренные пожарные краны;

в жилых зданиях с коридорами длиной до 10 м при расчетном числе струй две каждую точку помещения допускается орошать двумя струями, подаваемыми из одного пожарного стояка;

в жилых зданиях с коридорами длиной свыше 10 м, а также в производственных и общественных зданиях при расчетном числе струй две и более каждую точку помещения

следует орошать двумя струями - по одной струе из двух соседних стояков (разных пожарных шкафов).

Примечания: 1. Установку пожарных кранов в технических этажах, на чердаках и в техподпольях следует предусматривать при наличии в них сгораемых материалов и конструкций.

2. Число струй, подаваемых из каждого стояка, следует принимать не более двух.

3. При числе струй четыре и более для получения общего требуемого расхода воды допускается использовать пожарные краны на соседних этажах.

Пожарные краны следует устанавливать на высоте 1,35 м над полом помещения и размещать в шкафчиках, имеющих отверстия для проветривания, приспособленных для их опломбирования и визуального осмотра без вскрытия. Спаренные пожарные краны допускается устанавливать один над другим, при этом второй кран устанавливается на высоте не менее 1 м от пола.

В пожарных шкафах производственных, вспомогательных и общественных зданий следует предусматривать возможность размещения двух ручных огнетушителей.

Каждый пожарный кран должен быть снабжен пожарным рукавом одинакового с ним диаметра длиной 10, 15 или 20 м и пожарным стволом.

В здании или частях здания, разделенных противопожарными стенами, следует применять спрыски, стволы и пожарные краны одинакового диаметра и пожарные рукава одной длины.

Внутренние сети противопожарного водопровода каждой зоны здания высотой 17 этажей и более должны иметь два выведенных наружу пожарных патрубка с соединительной головкой диаметром 80 мм для присоединения рукавов пожарных автомашин с установкой в здании обратного клапана и задвижки, управляемой снаружи.

Внутренние пожарные краны следует устанавливать преимущественно у входов, на площадках отапливаемых (за исключением незадымляемых) лестничных клеток, в вестибюлях, коридорах, проходах и других наиболее доступных местах, при этом их расположение не должно мешать эвакуации людей.

В помещениях, оборудуемых установками автоматического пожаротушения, внутренние пожарные краны допускается размещать на водяной спринклерной сети после узлов управления

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №9

Определение потери напора в трубопроводе

Данная автоматизированная система позволяет произвести расчет потерь напора по длине online. Расчет производится для трубопровода, круглого сечения, одинакового по всей длине диаметра, с постоянным расходом по всей длине (утечки или подпитки отсутствуют). Расчет производится для указанных жидкостей при температуре 20 град. С. Если вы хотите рассчитать потери напора при другой температуре, или для жидкости отсутствующей в списке, перейдите по указанной выше ссылке - *Я задам кинематическую вязкость и эквивалентную шероховатость самостоятельно.*

Для получения результата необходимо правильно заполнить форму и нажать кнопку рассчитать. В ходе расчета значения всех величин переводятся в систему СИ. При необходимости полученную величину потерь напора можно перевести в потери давления.

Порядок расчета потерь напора

Вычисляются значения:

- средней скорости потока

$$V = \frac{Q}{A}$$

где Q - расход жидкости через трубопровод, A - площадь живого сечения, $A = \pi d^2/4$,
d - внутренний диаметр трубы, м

• числа Рейнольдса - Re

$$Re = \frac{V \cdot 4R_{\Gamma}}{\nu}$$

где V - средняя скорость течения жидкости, м/с, d - диаметр живого сечения, м, ν - кинематический коэффициент вязкости, кв.м/с, R_{Γ} - гидравлический радиус, для круглой трубы $R_{\Gamma} = d/4$, d - внутренний диаметр трубы, м

Определяется режим течения жидкости и выбирается формула для определения коэффициента гидравлического трения.

• Для ламинарного течения $Re < 2000$ используются формула Пуазеля.

$$\lambda_I = \frac{64}{Re}$$

• Для переходного режима $2000 < Re < 4000$ - зависимость:

$$\lambda_{II} = (1 - \chi) \cdot \lambda_I + \chi \cdot \lambda_{III}$$

$$\chi = \sin^2 \left[\frac{\pi}{2} \left(\frac{Re}{2000} - 1 \right) \right]$$

• Для турбулентного течения $Re > 4000$ универсальная формула Альтшуля. где $\kappa = \Delta/d$,
 Δ - абсолютная эквивалентная шероховатость.

$$\lambda = 0,11 \left(\kappa + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$$

Потери напора по длине трубопровода вычисляются по формуле Дарси — Вейсбаха.

$$\Delta h = \lambda \frac{l}{D} \frac{V^2}{2g}$$

Потери напора и давления связаны зависимостью.

$$\Delta p = \Delta h \rho g$$

где ρ - плотность, g - ускорение свободного падения.

Потери давления по длине можно вычислить используя формулу Дарси — Вейсбаха.

$$\Delta P = \lambda \frac{l}{D} \frac{V^2}{2} \rho$$

После получения результатов рекомендуется провести проверочные расчеты. Администрация сайта за результаты онлайн расчетов ответственности не несет.

Как правильно заполнить форму

Правильность заполнения формы определяет верность конечного результата. Заполните все поля, учитывая указанные единицы измерения. Для ввода чисел с десятичной частью используйте точки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Самусь, О.Р. Руководство по изучению дисциплины «Водоснабжение и водоотведение» / О.Р. Самусь, В.М. Овсянников, А.С. Кондратьев. - М. ; Берлин : Директ-Медиа, 2014. - Ч. 1. Водоснабжение и водоотведение высотных зданий. - 53 с. - Библиогр. в кн. - ISBN 978-5-4475-1658-1 ; То же [Электронный ресурс]. - URL: <http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=242014> (10.08.2015). ЭБС
2. Самусь, О.Р. Водоснабжение и водоотведение с основами гидравлики : учебное пособие / О.Р. Самусь, В.М. Овсянников, А.С. Кондратьев. - М. ; Берлин : Директ-Медиа, 2014. - 128 с. : табл., рис., ил. - Библиогр. в кн. - ISBN 978-5-4458-9555-8 ; То же [Электронный ресурс]. - URL: <http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=253622> (10.08.2015).