

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МУРМАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра Строительства,
энергетики и транспорта

Методические рекомендации к практическим работам
по дисциплине
«Общая энергетика»
для очной формы обучения направления
13.03.02 Электроэнергетика и электротехника (профиль Электроснабжение)

Мурманск
2021

Практическое занятие №1

Изучение конструкций приборов для измерения параметров состояния рабочих тел

Для определения конкретных физических условий, в которых находится термодинамическая система, используют ряд показателей, называемых *параметрами состояния*. В число основных параметров входят: абсолютная температура, абсолютное давление и удельный объем.

Абсолютная температура — это мера кинетической энергии движения молекул. Она характеризует тепловое состояние тела. Температуру измеряют по абсолютной шкале в градусах Кельвина (К) и обозначают буквой T , либо по Международной практической системе единиц в градусах Цельсия ($^{\circ}\text{C}$) и обозначают t . В качестве реперной точки этих двух температур взята тройная точка чистой воды, при которой все три фазы воды (лед, вода и пар) находятся в равновесии друг с другом. Температура в такой точке соответствует значениям 273,15 К и $0,01^{\circ}\text{C}$. Таким образом, связь между единицами измерения температуры в Кельвинах и Цельсиях можно выразить:

$$T = t + 273,15$$

Абсолютное давление — это средняя сила, с которой молекулы вещества действуют на единицу площади сосуда. Обозначают абсолютное давление буквой p . Измеряют давление в ньютонах деленных на квадратный метр $\text{Н}/\text{м}^2$ или в паскалях Па ($1\text{Н}/\text{м}^2 = 1\text{Па}$). Так как эти единицы измерения для практических целей очень малы, то давление может измеряться в барах ($1\text{бар} = 10^5\text{Па}$). В технической системе (МКГСС) за единицу силы принимают килограмм-силу (кгс), тогда единица измерения давления может быть выражена $\text{кгс}/\text{м}^2$ ($1\text{кгс}/\text{м}^2 = 9,8\text{ Па}$). Эта единица измерения также мала, поэтому в технической системе за единицу измерения давления принимают техническую атмосферу ат тех. ($1\text{ ат тех.} = 10^4\text{ кгс}/\text{м}^2 = 1\text{кгс}/\text{см}^2 = 0,98\text{ бар}$). Давление также измеряют высотой столба жидкости. Например:

$$1\text{ ат тех} = 735\text{ мм рт. ст.} = 10\text{ м вод. ст. (при } 0^{\circ}\text{C)}$$

Следует сказать, что под действием давления и температуры столб жидкости может менять свой объем, поэтому давление рабочего тела жидкостным столбом измеряют при нормальных физических условиях (760 мм рт. ст. и 0°C). В этом случае атмосферу называют физической.

1 ат физ. = 1,033 ат тех. = 760 мм рт. ст. = 101,3 кПа = 10,33 м вод. ст.

Под абсолютным давлением понимают действительное давление рабочего тела внутри сосуда. Давление жидкостей, паров или газов обычно измеряют приборами барометрического типа, приборами манометрического типа и вакуумметрами. Барометры измеряют давление окружающей среды B . Манометры меряют разность между абсолютным давлением в сосуде и давлением в окружающей среде, то есть избыточное давление $p_{и}$. Следовательно, когда давление в сосуде превышает давление среды, абсолютное давление рабочего тела будет определяться:

$$p = B + p_{и}.$$

Вакуумметры показывают разность давления окружающей среды и абсолютного давления в сосуде, то есть разрежение или вакуум $p_{в}$. В этом случае абсолютное давление можно найти:

$$p = B - p_{в}.$$

Удельный объем — это объем, занимаемый рабочим телом массой 1 кг. Удельный объем обозначают буквой v и измеряют в кубических метрах деленных на килограмм ($\text{м}^3/\text{кг}$). Если V это объем тела, м^3 , занимаемый массой M , кг, то $v = V/M$.

Обратной величиной удельному объему является плотность ρ ($\text{кг}/\text{м}^3$): $v = 1/\rho$ или $v \cdot \rho = 1$.

В каждом конкретном случае все параметры состояния рабочего тела однозначно связаны друг с другом. Зная эту зависимость и задавшись какими-либо двумя параметрами, можно найти остальные неизвестные параметры. Метод их определения зависит от того, в каком виде — аналитическом, графическом или табличном — представлена эта зависимость.

Аналитическая зависимость параметров состояния представляет собой *уравнение состояния*. Для идеального газа используется уравнение *Менделеева-Клапейрона*.

Для 1 кг газа оно запишется:

$$pv = RT.$$

Для газа массой M кг это уравнение примет вид:

$$pV = MRT.$$

Для 1 киломоля газа:

$$pV_{\mu} = \frac{8314}{\mu} RT,$$

где R — газовая постоянная, независящая от состояния газа, Дж/(кг·К); V_{μ} — объем 1 киломоля газа, м³/кмоль; μ — молярная масса газа, кмоль.

Для многих реальных газов уравнение состояния имеет очень громоздкий вид и для расчетов такое уравнение трудно использовать. Поэтому параметры состояния реальных газов, а также жидкостей определяют табличным или графическим способом.

В таблицах заносят массив значений параметров состояния вещества, из которого выбираются искомые значения при заданных двух параметрах состояния (обычно при температуре и давлении).

Для графического определения параметров состояния используют p - v , T - S и i - S диаграммы. На этих диаграммах наносят семейства изобар, изохор, изотерм и адиабат. Одно из свойств таких диаграмм состоит в том, что каждому состоянию рабочего тела соответствует точка на диаграмме. Для рассчитываемого состояния она лежит на пересечении линий двух исходных параметров.

При подводе одного и того же количества теплоты к различным телам они изменяют свою температуру на разную величину. Это происходит вследствие того, что тела обладают разной теплоемкостью.

Теплоемкостью называют количество теплоты, которое необходимо сообщить телу, чтобы изменить его температуру на 1 градус.

В зависимости от того, в каких единицах задано количество вещества теплоемкость различают: массовую c кДж/(кг·К); объемную c' кДж/(м³·К); молярную c_{μ} кДж/(кмоль·К).

Связь между ними выражается следующей зависимостью:

$$\tilde{n} = \frac{\tilde{n}}{\rho} = \frac{\tilde{n}_{\mu}}{\mu}.$$

Если — q количества тепла, сообщаемого единице количества газа при изменении температуры газа от T_1 до T_2 то величина

$$c_m = \frac{q}{T_2 - T_1}$$

будет представлять собой среднюю теплоемкость в пределах $T_1 - T_2$.

Тогда количество сообщенной телу теплоты будет определяться:

$$Q = mc_m(T_2 - T_1) = V_1 c'_m(T_2 - T_1) = c_{m0} n(T_2 - T_1),$$

где m — масса газа, кг; V_n — объем газа приведенный к нормальным физическим условиям, м³; n — число молей газа.

Практическое занятие №2

Определение газовой постоянной. Определение объемной изобарной теплоемкости воздуха

Запишем уравнение Менделеева-Клапейрона:

$$pV = \frac{m}{M} RT$$

где R - газовая постоянная; V - объем газа; m - масса газа; M - молярная масса газа; T - термодинамическая температура газа.

Постоянная R одинакова для всех газов. Выразим ее из (2.3):

$$R = \frac{pV}{\frac{m}{M} T}$$

где V - объем воздуха в колбе вместе с подводными трубками при комнатной температуре.

Объем легко вычислить, если рассмотреть уравнение Менделеева-Клапейрона для двух различных состояний газа:

· при комнатной температуре

$$T_0: pV = \frac{m}{M} RT_0$$

· при температуре

$$T_0 + \Delta T: p(V + \Delta V) = \frac{m}{M} R(T_0 + \Delta T)$$

Поделив уравнение получим: $\frac{\Delta V}{V} = \frac{\Delta T}{T_0}$, откуда объем V газа равен:

$$V = \frac{T_0 \Delta V}{\Delta T}$$

Учитывая, что масса газа может быть найдена как произведение плотности воздуха ρ на объем V , окончательно получим:

$$m = \rho V = \rho \frac{T_0 \Delta V}{\Delta T} = \rho \frac{T_0 S \Delta h}{\Delta T}$$

где $\rho = 1.29 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; ΔT - приращение температуры, выбранное экспериментатором.

Так как нагрев воздуха происходит при постоянном давлении, то, продифференцировав уравнение Менделеева-Клапейрона по объему, получим:

$$p dV = \frac{m}{M} R dT,$$

Откуда

$$R = \frac{p dV}{\frac{m}{M} dT}$$

Газовая постоянная R численно равна работе одного моля газа при изобарном нагревании его на один градус. Следовательно, зная работу расширения газа можно найти постоянную R из соотношения (2.8). Однако в нашей работе, чтобы исключить ошибки при измерениях ΔT и ΔV рекомендуется определить газовую постоянную при исследовании зависимости изменения объема газа от температуры $V = f(T)$, которая представляет собой уравнение Менделеева-Клапейрона, записанное в виде:

$$V = \frac{mR}{M p} T$$

Величина, равная $\frac{mR}{Mp}$, является постоянной в данной лабораторной работе. Введем обозначение:

$$\phi = \frac{mR}{Mp}$$

где m - масса газа, найденная ранее, p - атмосферное давление.

Выразим из газовую постоянную R :

$$R = \frac{\phi Mp}{m}$$

Учитывая, выражение можно представить в виде:

$$V = \phi T$$

Выражение представляет собой уравнение прямой, для которой ϕ - угловой коэффициент.

Таким образом, построив по экспериментальным данным график зависимости объема V от температуры T можно определить значение углового коэффициента ϕ , равного тангенсу угла наклона, а затем, используя выражение рассчитать значение газовой постоянной R .

Практическое занятие №3

Цикл теплоэнергетической установки, цикл пароэнергетической установки (Ренкина).

Основным циклом современных паротурбинных установок (ПТУ) является *цикл Ренкина на перегретом паре*. Перегретый пар с давлением p_1 и температурой t_1 поступает в паровую турбину ПТ (рис. 3.1), где, адиабатически расширяясь, совершает работу. После турбины влажный пар с давлением p_2 поступает в конденсатор К, где, отдавая теплоту охлаждающей воде, полностью конденсируется при $p = \text{const}$ и $t = \text{const}$. Конденсат с помощью питательного насоса ПН, адиабатически повышающего его давление до p_1 , вновь подается в парогенератор (паровой котел) ПГ, в котором получает теплоту от горячих продуктов сгорания топлива, нагревается при постоянном давлении p_1 до температуры кипения, испаряется, а образовавшийся сухой насыщенный пар перегревается в пароперегревателе ПП до температуры t_1 .

Теоретический цикл, совершаемый в данной установке, представлен на рис. 3.2.

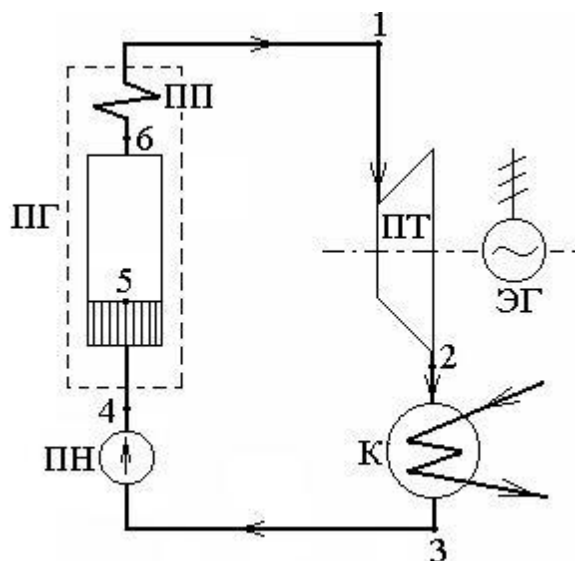


Рис. 3.1. Схема паротурбинной установки

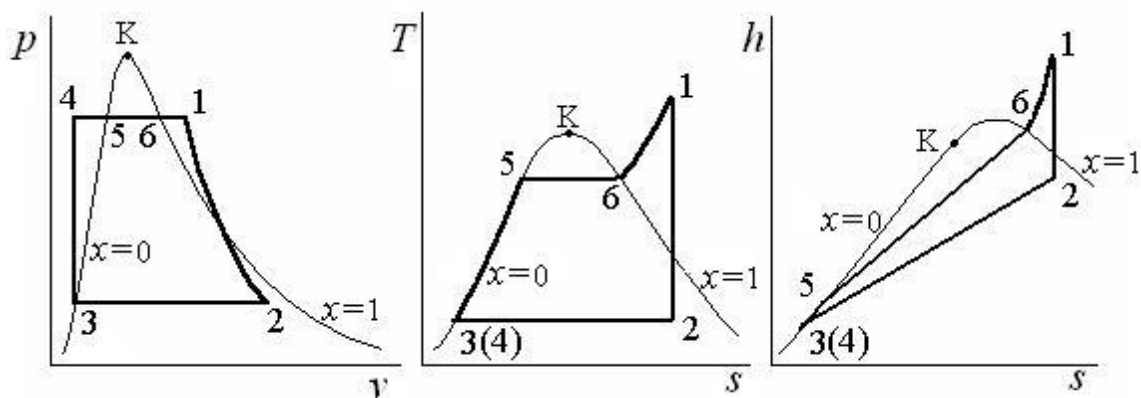


Рис. 3.2. Цикл Ренкина на перегретом паре:

1–2 – адиабатное расширение пара в ПТ;

2–3 – изобарно-изотермическая конденсация пара в К;

3–4 – адиабатно-изохорное повышение давление воды в ПН;

4–1 – изобарный подвод теплоты в ПГ с превращением воды в перегретый пар

Удельные количества подводимой в парогенераторе теплоты q_1 и отводимой в конденсаторе теплоты q_2 определяются как

$$q_1 = h_1 - h_3, \quad (3.1)$$

$$q_2 = h_2 - h_3. \quad (3.2)$$

Полезная работа цикла l_0 находится как разность работы, вырабатываемой в турбине l_T , и работы, затрачиваемой в насосе l_N ,

$$l_0 = l_T - l_N, \quad (3.3)$$

$$\text{где } l_T = h_1 - h_2; \quad l_N = h_4 - h_3.$$

Так как работа, затрачиваемая в насосе, значительно меньше работы, получаемой в турбине l_T , то для приближенного расчета цикла считают $l_N \approx 0$, а $h_4 \approx h_3$. Тогда расчетные формулы (3.1–3.3) приобретут вид

$$q_1 = h_1 - h_3; \quad (3.4) \quad q_2 = h_2 - h_3; \quad (3.5)$$

$$l_0 = l_T = h_1 - h_2. \quad (3.6)$$

Термический КПД цикла определяет долю подводимой теплоты, преобразованной в цикле в полезную работу:

$$\eta_t = \frac{l_0}{q_1}. \quad (3.7)$$

Расход пара D , кг/с, будет равен

$$D = \frac{N}{l_0}, \quad (3.8)$$

где N – мощность установки, кВт.

Расход топлива B_T , кг/с, сжигаемого в парогенераторе,

$$B_1 = \frac{\dot{Q}_1}{Q_H^p \eta_{\text{ПГ}}} = \frac{q_1 D}{Q_H^p \eta_{\text{ПГ}}}, \quad (3.9)$$

где Q_H^p – теплотворная способность топлива, кДж/кг ;

$\eta_{\text{ПГ}}$ – КПД парогенератора.

Для конденсации пара в конденсаторе используется холодная вода, расход которой \dot{M}_B , кг/с, определяется как

$$\dot{M}_B = \frac{\dot{Q}_2}{c_B \Delta t_B} = \frac{q_2 D}{c_B \Delta t_B}, \quad (3.10)$$

где c_B – теплоемкость воды, $c_B = 4,19$ кДж/(кг·К) ;

Δt_B – разность температур охлаждающей воды на входе и выходе из конденсатора.

Для сравнения различных энергетических установок используют удельные характеристики, в частности, удельный расход пара на единицу вырабатываемой мощности, кг/кВт·ч:

$$d = \frac{D \cdot 3600}{N} = \frac{3600}{l_0}. \quad (3.11)$$

Для увеличения степени сухости пара в последних ступенях турбины, а также для повышения эффективного КПД цикла ПТУ (при правильном выборе давления и температуры перегрева) применяют *промежуточный перегрев пара* (см. рис. 3.3, 3.4). В этом случае пар, после адиабатного расширения в части высокого давления турбины (ЧВД) до давления p_a , вновь возвращается в паровой котел, где в промежуточном пароперегревателе ППП вторично нагревается при $p = \text{const}$ до температуры T_b , равной или несколько меньшей начальной температуры T_1 . Затем пар с параметрами $p_a = p_b$, T_b поступает в часть низкого давления турбины (ЧНД), где адиабатно расширяется до давления в конденсаторе p_2 . Далее цикл аналогичен простому циклу Ренкина на перегретом паре.

В этом цикле подводимая теплота (без учета работы насоса)

$$q_1 = (h_1 - h_3) + (h_b - h_a), \quad (3.12)$$

а работа, получаемая в турбине,

$$l_0 = (h_1 - h_a) + (h_b - h_2). \quad (3.13)$$

Остальные величины рассчитываются по формулам (3.5, 3.7–3.10).

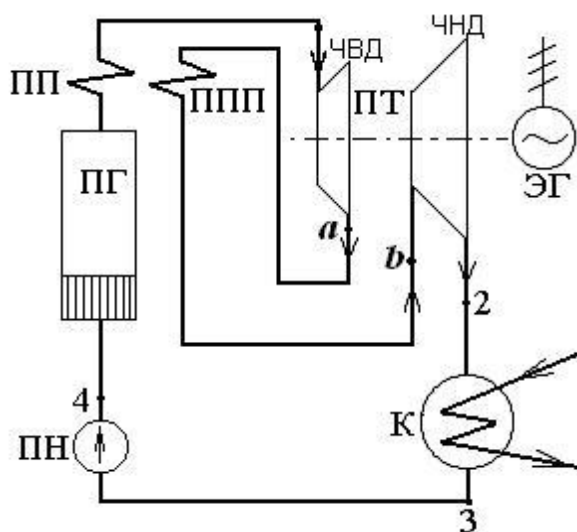


Рис. 3.3. Схема ПТУ с промежуточным перегревом пара

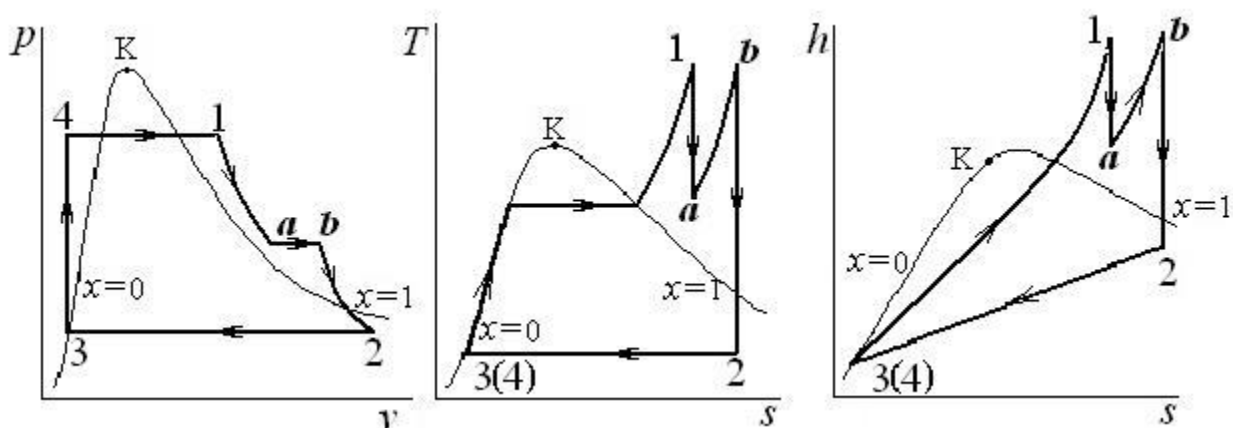


Рис. 3.4. Цикл ПТУ с промежуточным перегревом пара:

1–*a* – адиабатное расширение пара в ЧВД;

a–*b* – изобарный перегрев пара в ППП;

$b-2$ – адиабатное расширение пара в ЧНД;

остальные процессы см. по рис. 3.2

Для повышения термического КПД в циклах ПТУ используется *регенерация теплоты*. В этом случае питательная вода перед подачей в котел предварительно нагревается в теплообменнике за счет теплоты пара, отбираемого из турбины при давлении p_0 , до температуры насыщения, соответствующей давлению отбора. Отобранный из турбины пар конденсируется в теплообменнике при $p = \text{const}$, отдавая теплоту воде, и смешивается с основным потоком пара из конденсатора. На рис. 3.5, 3.6 изображены схема и цикл ПТУ с двумя регенеративными отборами и теплообменными аппаратами смешивающего типа.

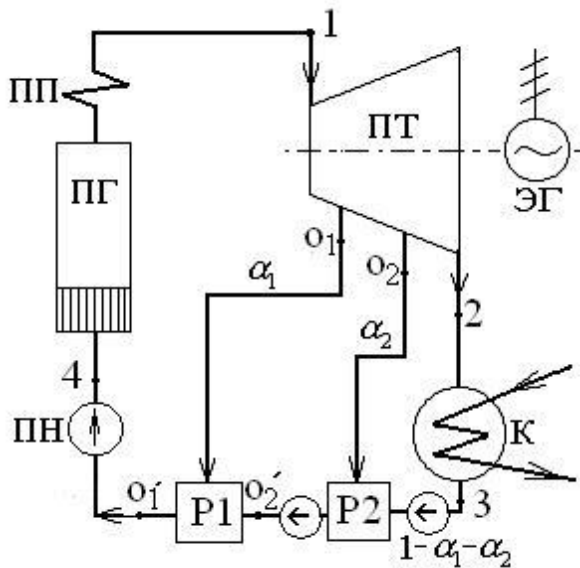


Рис. 3.5. Схема ПТУ с двумя регенеративными отборами пара

и теплообменными аппаратами смешивающего типа

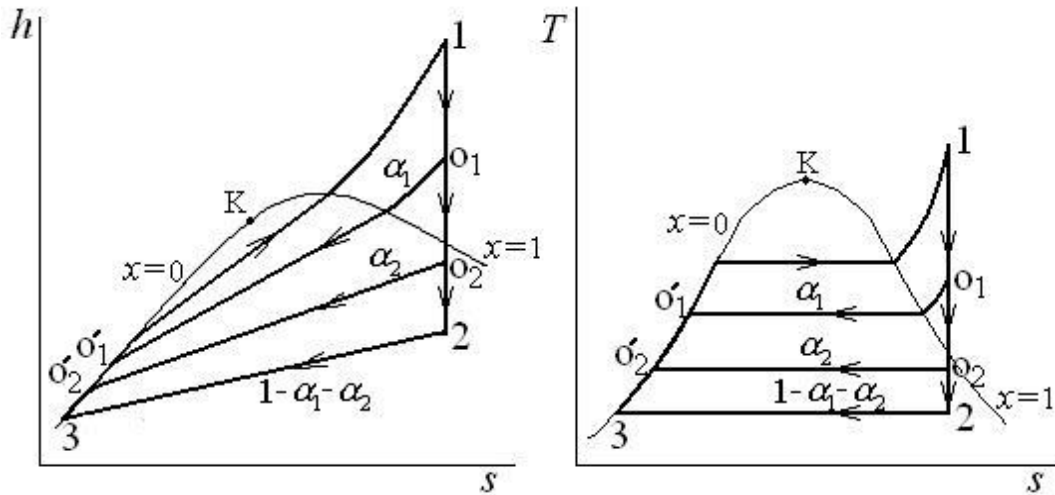


Рис. 3.6. Цикл ПТУ с двумя регенеративными отборами пара

и теплообменными аппаратами смешивающего типа

Доли отбора пара $\alpha_1 = D_{o1}/D$ и $\alpha_2 = D_{o2}/D$, направляемого из турбины в подогреватели, определяются из теплового баланса теплообменников:

$$h_{o1}\alpha_1 + (1 - \alpha_1)h'_{o2} = h'_{o1}, \quad (3.14)$$

$$h_{o2}\alpha_2 + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)h_3 = (1 - \alpha_1)h'_{o2}, \quad (3.15)$$

Удельные количества подводимой и отводимой в цикле теплоты, а также удельная полезная работа цикла определяются как

$$q_1 = h_1 - h'_{o1}, \quad (3.16)$$

$$q_2 = (h_2 - h_3)(1 - \alpha_1 - \alpha_2), \quad (3.17)$$

$$l_0 = l_1 = \alpha_1(h_1 - h_{o1}) + \alpha_2(h_1 - h_{o2}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_1 - h_2). \quad (3.18)$$

Остальные величины считаются по формулам (3.7–3.10).

Совместная выработка электроэнергии и теплоты для отопления или производственных нужд называется *теплофикацией*. Используются две схемы теплофикационных циклов – с отбором пара на теплофикацию и с противодавлением.

При использовании турбин с регулируемым отбором пара (см. рис. 3.7, 3.8) пар в количестве D_0 при давлении p_0 отбирается из турбины и направляется в сетевой подогреватель СП (бойлер), предназначенный для нагрева воды, циркулирующей в отопительной сети тепловых потребителей ТП, или на производственные нужды. Конденсат пара теплофикационного отбора возвращается в схему и смешивается с основным потоком конденсата, поступающего из конденсатора, в сборном баке СБ.

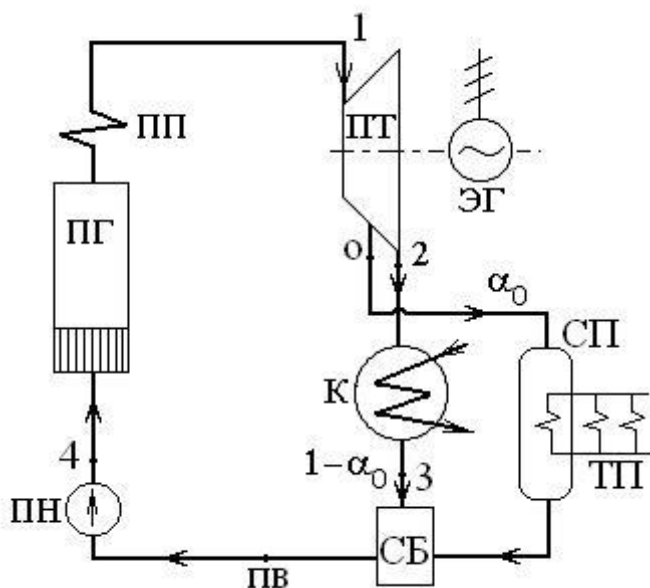


Рис. 3.7. Схема ПТУ с теплофикационным отбором пара

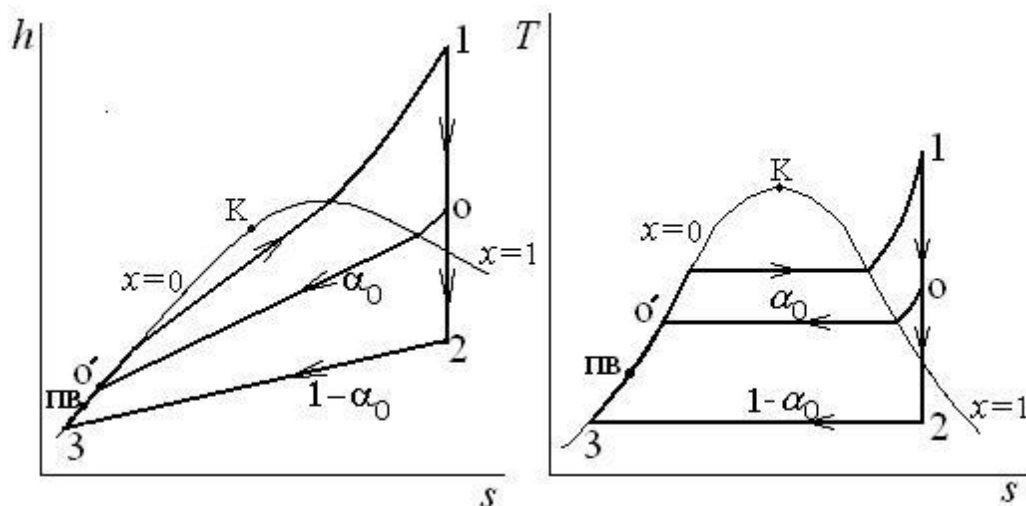


Рис. 3.8. Цикл ПТУ с теплофикационным отбором пара

Доля пара, отбираемого из турбины на теплофикацию,

$$\alpha_o = \frac{D_o}{D}, \quad (3.19)$$

где D_o определяется тепловой нагрузкой потребителя.

Удельные количества подводимой и отводимой теплоты определяются как

$$q_1 = h_1 - h_{\text{гг}}, \quad (3.20)$$

$$q_2 = (h_2 - h_3)(1 - \alpha_o), \quad (3.21)$$

где энтальпия питательной воды $h_{\text{гв}}$, подаваемой в парогенератор, определяется из теплового баланса смешения потоков конденсата из отбора и конденсатора

$$h_{\text{гг}} = \alpha_o h'_o + (1 - \alpha_o) h_3. \quad (3.22)$$

Количество теплоты \dot{Q}_t , отданной тепловому потребителю, составит

$$\dot{Q}_t = D_o (h_o - h'_o). \quad (3.23)$$

Полный расход пара через установку будет складываться из расходов пара, идущего в конденсатор $D_x = D(1 - \alpha_o)$ и к потребителю D_o :

$$D = D_x + D_o. \quad (3.24)$$

Чтобы использовать для отопления теплоту конденсирующего пара в конденсаторе, применяют турбины с противодавлением. В этом случае давление пара на выходе из турбины повышают до 0,12–1,5 МПа, что позволяет нагреть циркулирующую в тепловой сети воду до 100–150 °С (рис. 3.9) или направить пар на производственные нужды. Пар, отдав теплоту потребителям, конденсируется и возвращается в схему для питания парогенератора.

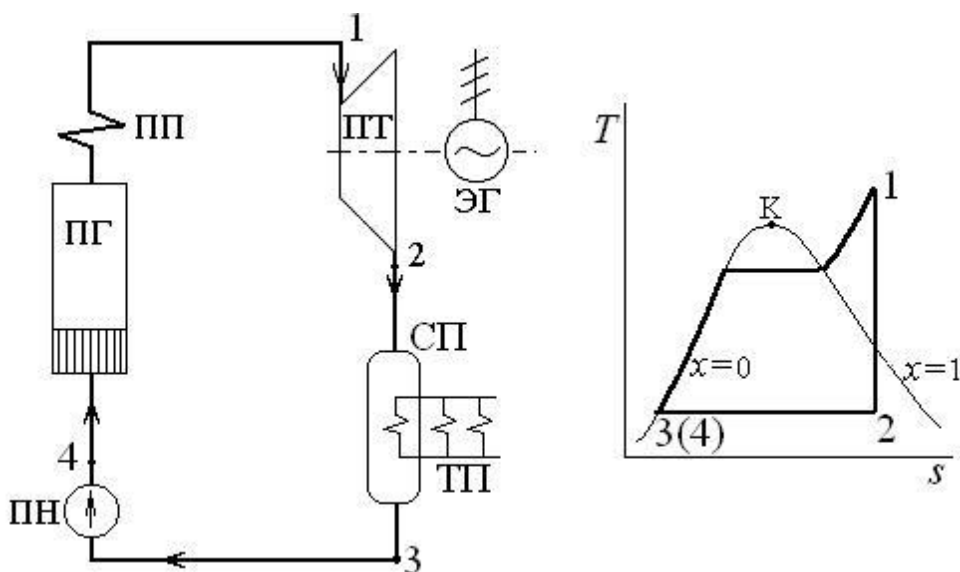


Рис. 3.9. Схема и цикл ПТУ с противодавлением

Эффективность комбинированной выработки электроэнергии и теплоты оценивается с помощью коэффициентов использования теплоты пара и топлива $K_{тп}$ и $K_{тт}$, а также с помощью коэффициента теплофикации $K_{тф}$:

$$K_{тп} = \frac{N + \dot{Q}_t}{\dot{Q}_1}, \quad (3.25)$$

$$K_{тт} = \frac{N + \dot{Q}_t}{\dot{Q}_{пт}} = K_{ин} \eta_{пт}, \quad (3.26)$$

$$K_{тф} = \frac{\dot{Q}_t}{N}, \quad (3.27)$$

где $\dot{Q}_{пт} = \frac{\dot{Q}_1}{\eta_{пт}}$ – тепловая мощность парогенератора с учетом потерь.

Задачи

3.1. Тепловая машина работает по циклу Карно в области влажного пара (см. рис. 3.10, 3.11). Рабочее тело – вода и водяной пар. Подвод теплоты в цикле осуществляется при давлении $p_1 = 90$ бар, отводится теплота при давлении в конденсатор $p_2 = 0,05$ бар. Используя таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара (см. прил. 2), найти параметры и функции рабочего тела в характерных точках цикла,

удельные количества подведенной и отведенной теплоты, работы турбины и компрессора, удельную работу цикла, термический КПД цикла.

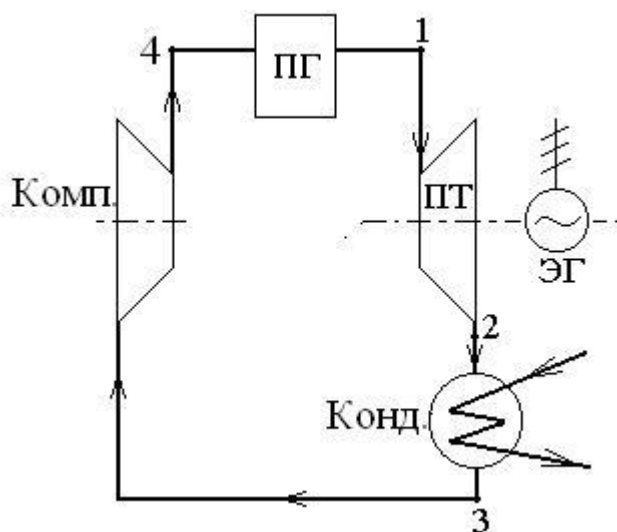


Рис. 3.10. Схема установки, работающей по циклу Карно

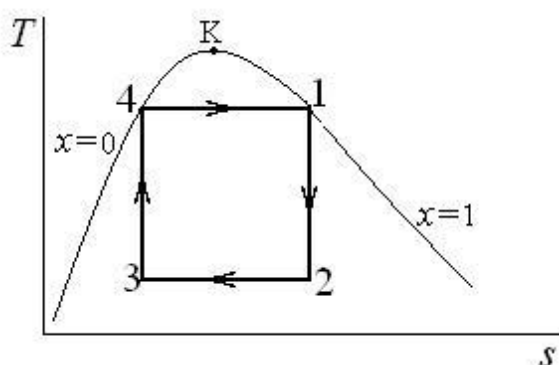


Рис. 3.11. Цикл Карно на влажном паре

Ответ:

Состояние	Параметры и функции				
p , бар	t , °C	h , кДж/кг	s , кДж/(кг·К)	v , м ³ /кг	x
	90,00	303,3		5,68	0,0205
	0,05	32,6		5,68	18,5000 0,657
	0,05	32,6		3,29	10,0200 0,355
	90,00	303,3		3,29	0,0014

$$q_1 = 1379 \text{ кДж/кг}; \quad q_2 = 731 \text{ кДж/кг}; \quad l_T = 1013 \text{ кДж/кг};$$

$$l_K = 365 \text{ кДж/кг}; \quad l_0 = 648 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_{\text{К}} = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 0,469; \quad \eta_{\text{Ж}} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 0,470.$$

3.2. Тепловая машина работает по циклу Ренкина в области влажного пара. Рабочее тело – вода и водяной пар. Подвод теплоты в цикле осуществляется при давлении $p_1 = 90$ бар до состояния сухого насыщенного пара, перегрев пара отсутствует. Теплота в цикле отводится при давлении в конденсаторе $p_2 = 0,05$ бар. Используя таблицы (см. прил. 2), найти параметры и функции рабочего тела в характерных точках цикла, удельные количества подведенной и отведенной теплоты, работы турбины и насоса, удельную работу цикла, термический КПД цикла. Изобразить цикл на диаграммах $T-s$ и $h-s$ (в масштабе).

Ответ:

Состояние	Параметры и функции					
	p , бар	t , °С	h , кДж/кг	s , кДж/(кг·К)	v , м ³ /кг	x
	90,00		303,30		5,680	0,0205
	0,05		32,60		5,680	18,5200
	0,05		32,60		0,472	0,0010
	90,00		33,71	149,3	0,472	0,0010

$$q_1 = 2593,7 \text{ кДж/кг}; \quad q_2 = 1594 \text{ кДж/кг}; \quad l_1 = 1013 \text{ кДж/кг};$$

$$l_H = 13,3 \text{ кДж/кг}; \quad l_0 = 999,7 \text{ кДж/кг}; \quad \eta_{\text{т}} = \frac{l_0}{q_1} = 0,385.$$

Диаграммы $T-s$ и $h-s$ цикла представлены на рис. 3.12.

3.3. В паротурбинной установке мощностью $N = 500$ МВт параметры пара перед турбиной: $p_1 = 170$ бар, $t_1 = 550$ °С. Давление пара в конденсаторе $p_2 = 0,03$ бар. Топливо – природный газ с теплотворной способностью $Q_p^H = 45$ МДж/кг. Охлаждающая вода в конденсаторе нагревается на $\Delta t_B = 15$ °С. КПД парогенератора $\eta_{\text{пг}} = 0,95$.

Определить параметры и функции рабочего тела в характерных точках цикла, удельные количества подведенной и отведенной теплоты, работы

турбины, насоса и цикла, термический КПД, расходы пара, топлива и охлаждающей воды.

Практическое занятие №4

Теплопроводность. Закон Фурье. Коэффициент теплопроводности. Конвективный теплообмен. Закон Ньютона-Рихмана. Теплоотдача при вынужденном движении жидкости. Теплообмен при изменении агрегатного состояния. Теплообмен при конденсации и кипении. Расчетные уравнения для определения коэффициента теплоотдачи. Лучистый теплообмен. Основные законы лучистого теплообмена. Теплопередача, расчет теплообменных аппаратов

Основные определения

Явление теплопроводности состоит в переносе теплоты структурными частицами вещества - [молекулами](#), [атомами](#), [электронами](#) - в процессе их теплового движения. В жидкостях и твердых телах- диэлектриках - перенос теплоты осуществляется путем непосредственной передачи теплового движения молекул и атомов соседним частицам вещества. В газообразных телах распространение теплоты теплопроводностью происходит вследствие обмена энергией при соударении молекул, имеющих различную скорость теплового движения. В металлах теплопроводность осуществляется главным образом вследствие движения свободных электронов.

В основной закон теплопроводности входит ряд математических понятий, определения которых, целесообразно напомнить и пояснить.

[Температурное поле](#) — это совокупности значений температуры во всех точках тела в данный момент времени. Математически оно описывается в виде $t = f(x, y, z, \tau)$. Различают *стационарное температурное поле*, когда температура во всех точках тела не зависит от времени (не изменяется с течением времени), и *нестационарное температурное поле*. Кроме того, если температура изменяется только по одной или двум пространственным координатам, то температурное поле называют соответственно одно- или двух - мерным.

Изотермическая поверхность — это геометрическое место точек, температура в которых одинакова.

Градиент температуры — $\text{grad } t$ есть вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности и численно равный производной от температуры по этому направлению.

Согласно основному закону теплопроводности — [закону Фурье](#) (1822 г.), вектор плотности теплового потока, передаваемого теплопроводностью, пропорционален градиенту температуры:

$$q = -\lambda \text{ grad } t, \quad (3)$$

где λ — коэффициент теплопроводности вещества; его единица измерения $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

Знак минус в уравнении (3) указывает на то, что вектор q направлен противоположно вектору $\text{grad } t$, т.е. в сторону наибольшего уменьшения температуры.

Тепловой поток δQ через произвольно ориентированную элементарную площадку dF равен скалярному произведению вектора q на вектор элементарной площадки dF , а полный тепловой поток Q через всю поверхность F определяется интегрированием этого произведения по поверхности F :

$$Q = \int_F q dF \quad (4)$$

КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ

Коэффициент теплопроводности λ в законе *Фурье* (3) характеризует способность данного вещества проводить теплоту. Значения коэффициентов теплопроводности приводятся в справочниках по теплофизическим свойствам веществ. Численно коэффициент теплопроводности $\lambda = q/\text{grad } t$ равен плотности теплового потока q при градиенте температуры $\text{grad } t = 1 \text{ К}/\text{м}$. Наибольшей теплопроводностью обладает легкий газ — водород. При комнатных условиях коэффициент теплопроводности водорода $\lambda = 0,2 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. У более тяжелых газов теплопроводность меньше — у воздуха $\lambda = 0,025 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, у диоксида углерода $\lambda = 0,02 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

Наибольшим коэффициентом теплопроводности обладают чистые серебро и медь: $\lambda = 400 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. Для [углеродистых сталей](#) $\lambda = 50 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. У жидкостей коэффициент теплопроводности, как правило, меньше $1 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. Вода является одним из лучших жидких проводников теплоты, для нее $\lambda = 0,6 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

Коэффициент теплопроводности неметаллических твердых материалов обычно ниже 10 Вт/(м·К) .

Пористые материалы – пробка, различные волокнистые наполнители типа органической ваты – обладают наименьшими коэффициентами теплопроводности $\lambda < 0,25 \text{ Вт/(м·К)}$, приближающимся при малой плотности набивки к коэффициенту теплопроводности воздуха, наполняющего поры.

Значительное влияние на коэффициент теплопроводности могут оказывать температура, давление, а у пористых материалов ещё и влажность. В справочниках всегда приводятся условия, при которых определялся коэффициент теплопроводности данного вещества, и для других условий эти данные использовать нельзя. Диапазоны значений λ для различных материалов приведены на рис. 1.

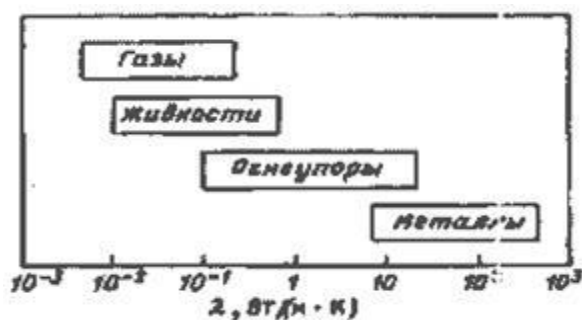


Рис.1. Интервалы значений коэффициентов теплопроводности различных веществ.

Перенос теплоты теплопроводностью

Однородная плоская стенка.

Простейшей и очень распространенной задачей, решаемой теорией теплообмена, является определение плотности теплового потока, передаваемого через плоскую стенку толщиной δ , на поверхностях которой поддерживаются температуры t_{w1} и t_{w2} . (рис.2). Температура изменяется только по толщине пластины - по одной координате x . Такие задачи называются одномерными, решения их наиболее просты, и в данном курсе мы ограничимся рассмотрением только одномерных задач.

Учитывая, что для одномерного случая:

$$\text{grad } t = dt/dx, \quad (5)$$

и используя основной закон теплопроводности (2), получаем дифференциальное уравнение стационарной теплопроводности для плоской стенки:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} \quad (6)$$

В стационарных условиях, когда энергия не расходуется на нагрев, плотность теплового потока q неизменна по толщине стенки. В большинстве практических задач приближенно предполагается, что коэффициент теплопроводности λ не зависит от температуры и одинаков по всей толщине стенки. Значение λ находят в справочниках при температуре:

$$\bar{t} = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{2}, \quad (6)$$

средней между температурами поверхностей стенки. (Погрешность расчетов при этом обычно меньше погрешности исходных данных и табличных величин, а при линейной зависимости коэффициента теплопроводности от температуры: $\lambda = a + bt$ точная расчетная формула для q не отличается от приближенной). При $\lambda = const$:

$$\frac{dt}{dx} = -\frac{q}{\lambda} = const \quad (7)$$

т.е. зависимость температуры t от координаты x линейна (рис. 2).

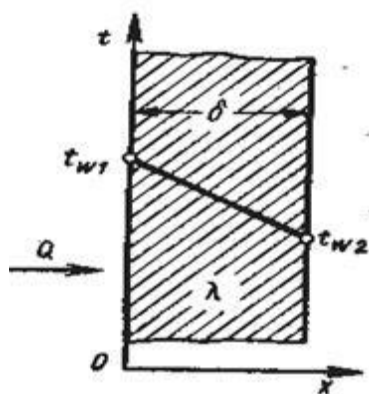


Рис.2. Стационарное распределение температуры по толщине плоской стенки.

Разделив переменные в уравнении (7) и проинтегрировав по t от t_{w1} до t_{w2} и по x от 0 до δ :

$$\int_{t_{w1}}^{t_{w2}} dt = \frac{q}{\lambda} \int_0^{\delta} dx, \quad (8)$$

получим зависимость для расчета плотности теплового потока:

$$q = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\delta} \lambda, \quad (9)$$

или мощность теплового потока (тепловой поток):

$$Q = qF = \frac{(t_{w1} - t_{w2}) \lambda F}{\delta} \quad (10)$$

Следовательно, количество теплоты, переданной через 1 м^2 стенки, прямо пропорционально коэффициенту теплопроводности λ и разности температур наружных поверхностей стенки $(t_{w1} - t_{w2})$ и обратно пропорционально толщине стенки δ . Общее количество теплоты через стенку площадью F еще и пропорционально этой площади.

Полученная простейшая формула (10) имеет очень широкое распространение в тепловых расчетах. По этой формуле не только рассчитывают плотности теплового потока через плоские стенки, но и делают оценки для случаев более сложных, упрощенно заменяя в расчетах стенки сложной конфигурации на плоскую стенку. Иногда уже на основании оценки тот или иной вариант отвергается без дальнейших затрат времени на его детальную проработку.

Но формуле (10) можно рассчитать коэффициент теплопроводности материала, если экспериментально измерить тепловой поток и разность температур на поверхностях пластины (стенки) известных размеров.

Температура тела в точке x определяется по формуле:

$$t_x = t_{w1} - (t_{w1} - t_{w2}) \times (x \times d)$$

Отношение $\lambda F/\delta$ называется тепловой проводимостью стенки, а обратная величина $\delta/\lambda F$ тепловым или термическим сопротивлением стенки и обозначается R_λ . Пользуясь понятием термического сопротивления, формулу для расчета теплового потока можно представить в виде:

$$Q = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{R_\lambda} \quad (11)$$

Зависимость (11) аналогична закону *Ома* в электротехнике (сила электрического тока равна разности потенциалов, деленной на электрическое сопротивление проводника, по которому течет ток).

Очень часто термическим сопротивлением называют величину δ/λ , которая равна термическому сопротивлению плоской стенки площадью 1 м^2 .

Примеры расчетов.

Пример 1. Определить тепловой поток через бетонную стену здания толщиной 200 мм , высотой $H = 2,5 \text{ м}$ и длиной 2 м , если температуры на ее поверхностях: $t_{c1} = 20^\circ\text{C}$, $t_{c2} = -10^\circ\text{C}$, а коэффициент теплопроводности $\lambda = 1 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$:

$$Q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\delta} \lambda F = \frac{20 + 10}{0,2} 1 \cdot 2,5 \cdot 2 = 750 \text{ Вт.}$$

Пример 2. Определить коэффициент теплопроводности материала стенки толщиной 50 мм , если плотность теплового потока через нее $q = 100 \text{ Вт/м}^2$, а разность температур на поверхностях $\Delta t = 20^\circ \text{C}$.

$$\lambda = \frac{q \delta}{t_{w1} - t_{w2}} = \frac{100 \cdot 0,05}{20} = 0,25 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}.$$

Многослойная стенка.

Формулой (10) можно воспользоваться и для расчета теплового потока через стенку, состоящую из нескольких (n) плотно прилегающих друг к другу слоев разнородных материалов (рис. 3), например, головку цилиндров, прокладку и блока цилиндров, выполненных из разных материалов, и т.д.

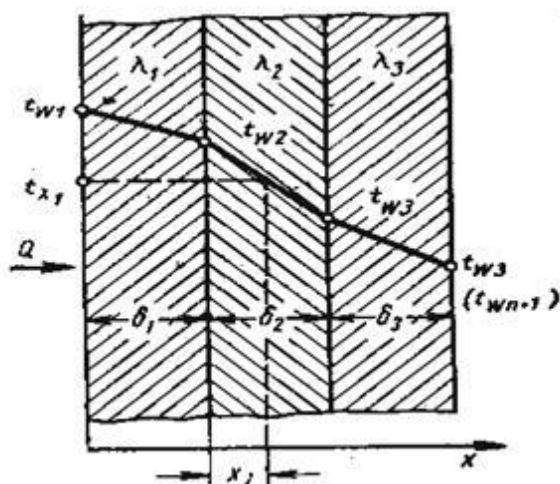


Рис.3. Распределение температуры по толщине многослойной плоской стенки.

Термическое сопротивление такой стенки равно сумме термических сопротивлений отдельных слоев:

$$R_{\lambda} = \sum_{i=1}^n R_{\lambda i} = \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{F\lambda_i} \quad (12)$$

В формулу (12) нужно подставить разность температур в тех точках (поверхностях), между которыми «включены» все суммируемые термические сопротивления, т.е. в данном случае: t_{w1} и $t_{w(n+1)}$:

$$Q = \frac{t_{w1} - t_{w(n+1)}}{\sum_{i=1}^n R_{\lambda i}} = \frac{t_{w1} - t_{w(n+1)}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{F\lambda_i}}, \quad (13)$$

где i – номер слоя.

При стационарном режиме удельный тепловой поток через многослойную стенку постоянен и для всех слоев одинаков. Из (13) следует:

$$q = \frac{t_{w1} - t_{w(n+1)}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} = \frac{t_{w1} - t_{w(n+1)}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}. \quad (14)$$

Из уравнения (14) следует, что общее термическое сопротивление многослойной стенки равно сумме сопротивлений каждого слоя.

Формулу (13) легко получить, записав разность температур по формуле (10) для каждого из n слоев многослойной стенки и сложив все n выражений с учетом того, что во всех слоях Q имеет одно и то же значение. При сложении все промежуточные температуры сократятся.

Распределение температуры в пределах каждого слоя — линейное, однако, в различных слоях крутизна температурной зависимости различна, поскольку согласно формуле (7) $(dt/dx)_i = - q/\lambda_i$. Плотность теплового потока, проходящего через все слои, в стационарном режиме одинакова, а коэффициент теплопроводности слоев различен, следовательно, более резко температура меняется в слоях с меньшей теплопроводностью. Так, в примере на рис.4 наименьшей теплопроводностью обладает материал второго слоя (например, прокладки), а наибольшей — третьего слоя.

Рассчитав тепловой поток через многослойную стенку, можно определить падение температуры в каждом слое по соотношению (10) и найти температуры на границах всех слоев. Это очень важно при использовании в качестве теплоизоляторов материалов с ограниченной допустимой температурой.

Температура слоев определяется по следующей формуле:

$$t_{cл1} = t_{cm1} - q \times (d_1 \times l_1^{-1})$$

$$t_{cл2} = t_{cл1} - q \times (d_2 \times l_2^{-1})$$

Контактное термическое сопротивление. При выводе формул для многослойной стенки предполагалось, что слои плотно прилегают друг к другу, и благодаря хорошему контакту соприкасающиеся поверхности разных слоев имеют одну и ту же температуру. Идеально плотный контакт между отдельными слоями многослойной стенки получается, если одни из слоев наносят на другой слой в жидком состоянии или в виде текучего раствора. Твердые тела касаются друг друга только вершинами профилей шероховатостей (рис.4).

Площадь контакта вершин пренебрежимо мала, и весь тепловой поток идет через воздушный зазор (h). Это создает дополнительное (контактное) термическое сопротивление R_k . Термические контактные сопротивления, могут быть определены самостоятельно с использованием соответствующих эмпирических зависимостей или экспериментально. Например, термическое сопротивление зазора в 0,03 мм примерно эквивалентно термическому сопротивлению слоя стали толщиной около 30 мм.

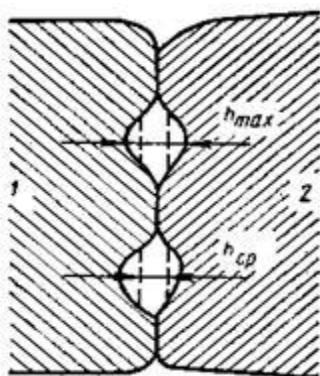


Рис.4. Изображение контактов двух шероховатых поверхностей.

Методы снижения термического контактного сопротивления. Полное термическое сопротивление контакта определяется чистотой обработки, нагрузкой,

теплопроводностью среды, коэффициентами теплопроводности материалов контактирующих деталей и другими факторами.

Наибольшую эффективность снижения термического сопротивления дает введение в контактную зону среды с теплопроводностью, близкой к теплопроводности металла.

Существуют следующие возможности заполнения контактной зоны веществами:

- использование прокладок из мягких металлов;
- введение в контактную зону порошкообразного вещества с хорошей тепловой проводимостью;
- введение в зону вязкого вещества с хорошей тепловой проводимостью;
- заполнение пространства между выступами шероховатостей жидким металлом.

Наилучшие результаты получены при заполнении контактной зоны расплавленным оловом. В этом случае термическое сопротивление контакта практически становится равным нулю.

Цилиндрическая стенка.

Очень часто теплоносители движутся по трубам (цилиндрам), и требуется рассчитать тепловой поток, передаваемый через цилиндрическую стенку трубы (цилиндра). Задача о передаче теплоты через цилиндрическую стенку (при известных и постоянных значениях температуры на внутренней и наружной поверхностях) также является одномерной, если ее рассматривать в цилиндрических координатах (рис.4).

Температура изменяется только вдоль радиуса, а по длине трубы l и по ее периметру остается неизменной.

В этом случае уравнение теплового потока имеет вид:

$$Q = \frac{2\pi\lambda l}{\ln \frac{d_2}{d_1}} (t_{w1} - t_{w2}) \quad . (15)$$

Зависимость (15) показывает, что количество теплоты, переданной через стенку цилиндра, прямо пропорционально коэффициенту теплопроводности λ , длине трубы l и температурному напору ($t_{w1} - t_{w2}$) и

обратно пропорционально натуральному логарифму отношения внешнего диаметра цилиндра d_2 к его внутреннему диаметру d_1 .

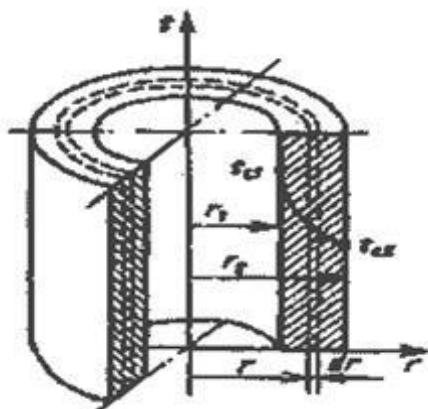


Рис. 4. Изменение температуры по толщине однослойной цилиндрической стенки.

При $\lambda = \text{const}$ распределение температуры по радиусу r однослойной цилиндрической стенки подчиняется логарифмическому закону (рис. 4).

Пример. Во сколько раз уменьшаются тепловые потери через стенку здания, если между двумя слоями кирпичей толщиной по 250 мм установить прокладку пенопласта толщиной 50 мм. Коэффициенты теплопроводности соответственно равны: $\lambda_{\text{кирп.}} = 0,5 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$; $\lambda_{\text{пен.}} = 0,05 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

Практическое занятие №5

Термодинамический анализ преобразования теплоты в работу ДВС

Для того, чтобы получить возможность вместо действительных циклов рассматривать

циклы термодинамические, состоящие из обратимых термодинамических процессов, необходимо работу тепловых машин в определенной степени идеализировать. Эта идеализация сводится к тому, что в идеальных термодинамических циклах:

1. Процессы протекают во всех своих стадиях с постоянным (или одним и тем же) количеством рабочего тела.
2. Отбрасывается возможность сгорания топлива, в связи с чем химический состав рабочего тела принимается постоянным при всех стадиях термодинамического цикла.

3. Процессы сжатия и расширения рабочего тела принимаются **адиабатными**.

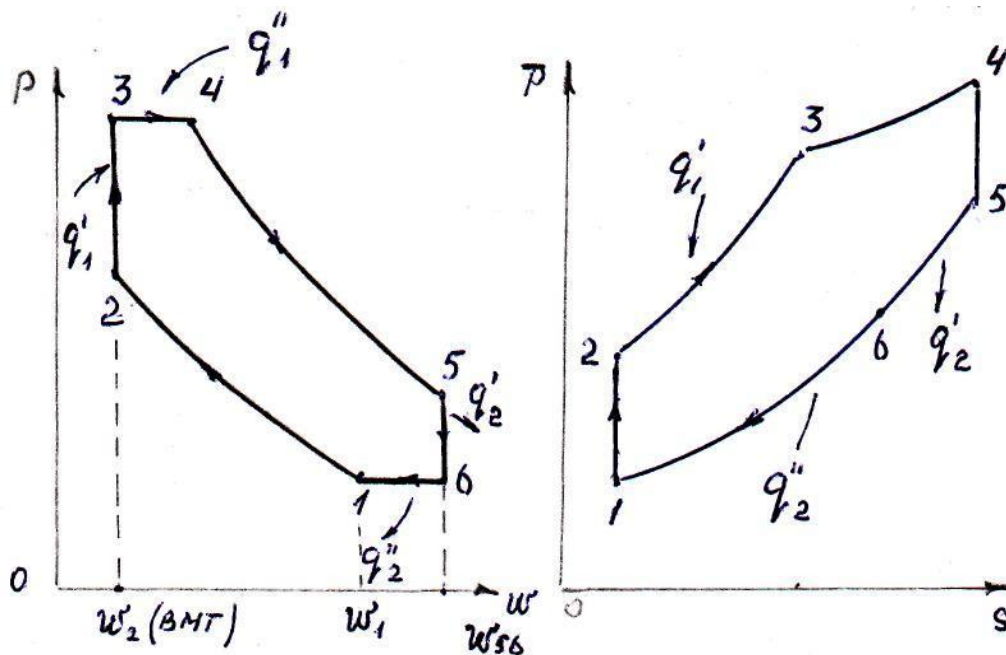
4. Удаление отработанного рабочего тела не учитывается и заменяется отводом теплоты от рабочего тела через стенки цилиндра к так называемому холодному источнику тепла (холодильнику).

5. Теплоёмкости рабочих тел принимаются не зависящими от температуры.

6. В качестве рабочего тела принимается идеальный газ.

Анализ термодинамических циклов различных тепловых двигателей показывает, что

все они могут рассматриваться как частные случаи некоторого условного цикла (рис.4.1).



а)- на $p-w$ - диаграмме; б) на $T-S$ - диаграмме.

Рис. 4.1 Обобщенный термодинамический цикл тепловых машин:

Сжатие $1-2$ (рис.4.1,а) рабочего тела принимается адиабатным. Подвод теплоты в количестве q'_1 происходит вначале при изохорном процессе $2-3$, а затем в количестве q''_1 изобарном процессе $3-4$. Далее происходит адиабатное расширение $4-5$, после чего теплота отдаётся холодному

источнику вначале при изохорном процессе 5-6 (в количестве q_2'), а затем при изобарном процессе (в количестве q_2'').

Параметрами, характеризующими обобщенный цикл, являются:

$$\varepsilon = \frac{w_1}{w_2} \text{ - степень сжатия:}$$

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2} \text{ - степень повышения давления:}$$

$$\rho = \frac{w_4}{w_2} \text{ - степень предварительного расширения:}$$

$$\lambda_p = \frac{p_5}{p_6} \text{ - степень падения давления:}$$

$$\varepsilon_w = \frac{w_6}{w_1} \text{ - степень сокращения объёма.}$$

Количество теплоты q_1 , подведенной в обобщенном цикле к одному кг рабочего тела от горячего источника теплоты, определяется суммой

$$q_1 = q_1' + q_1'' \quad (4.1)$$

Количество теплоты, отдаваемое в цикле одним кг рабочего тела холодному источнику теплоты, определится суммой

$$q_2 = q_2' + q_2''.$$

Так как

$$q_1' = c_w(T_3 - T_2), \quad a q_1'' = c_p(T_4 - T_3)$$

и $q_2' = c_w(T_5 - T_6)$, $a q_2'' = c_p(T_6 - T_1)$, то

$$q_1 = c_w(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3); \quad (4.3)$$

$$q_2 = c_w(T_5 - T_6) + c_p(T_6 - T_1) \quad (4.4)$$

Количество подведенной и отведенной теплоты в цикле может быть подсчитано через

параметры цикла. Для этого температуры всех точек цикла следует выразить через температуру одной из точек цикла (например, T_1) и соответствующие параметры цикла.

Так, процесс 1-2 является *адиабатным*, поэтому

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{w_1}{w_2} \right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1}, \quad \text{откуда } T_2 = \varepsilon^{k-1} T_1. \quad (4.5)$$

Процесс 2-3 – *изохорный*, в связи с чем

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda, \quad \text{откуда } T_3 = T_2 \lambda \text{ или с учётом выражения (4.5)}$$

$$T_3 = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda. \quad (4.6)$$

При *изобарном* процессе 3-4

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{w_4}{w_2} = \rho, \quad \text{поэтому } T_4 = T_3 \rho$$

$$\text{или с учётом формулы (4.6)} \quad T_4 = T_1 \varepsilon^{k-1} \rho. \quad (4.7)$$

Процесс отвода тепла 5-6 – *изохорный*, поэтому

$$\frac{T_5}{T_6} = \frac{p_5}{p_6} = \lambda_p, \quad \text{откуда } T_5 = T_6 \lambda_p. \quad (4.8)$$

Процесс отвода тепла 6-1 – *изобарный*, поэтому

$$\frac{T_6}{T_1} = \frac{w_6}{w_1} = \varepsilon_w, \quad \text{откуда } T_6 = T_1 \varepsilon_w. \quad (4.9)$$

или с учетом выражения (4.9), формула (4.8) получит вид

$$T_5 = T_1 \varepsilon_w \lambda_p. \quad (4.10)$$

Соотношения (4.5 – 4.7) и (4.9), (4.10) дают возможность записать выражения (4.3) и (4.4)

в следующем виде:

$$q_1 = c_w T_1 \varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)]; \quad (4.11)$$

$$q_2 = c_w T_1 [\varepsilon_w (\lambda_p - 1) + k(\varepsilon_p - 1)]. \quad (4.12)$$

Величины q_1 и q_2 (теплота, подведённая и отведённая от рабочего тела в цикле), позволяют определить термодинамический КПД цикла η_t и $l_{ц}$.

Значение η_t определится по формуле:

$$\eta_t = \frac{l_{ц}}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{\varepsilon_w (\lambda - 1) + k(\varepsilon_w - 1)}{\varepsilon^{k-1} (\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)}, \quad (4.13)$$

Работа цикла $l_{ц}$ определится разностью

$$l_{ц} = q_1 - q_2. \quad (4.14)$$

или после подстановки в (4.14) выражений (4.11) и (4.12) и некоторых преобразований

$$l_{ц} = c_w T_1 \varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)] \eta_t = q_1 \eta_t. \quad (4.15)$$

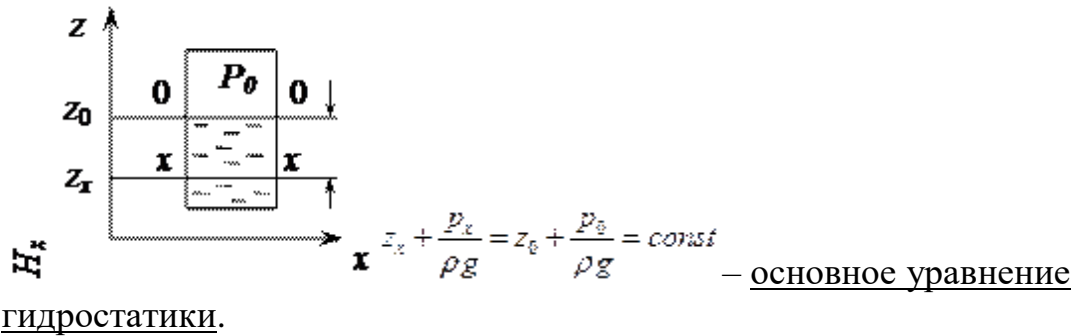
Здесь η_t определяется выражением (4.13).

Формулы (4.13) и (4.15) позволяют определять η_t и $l_{ц}$ для каждого конкретного цикла.

Практическое занятие №6

Основные законы гидравлики и гидромеханики. Преобразование гидравлической энергии в электрическую в гидроэнергетических установках. Гидроэнергоресурсы, современные проблемы комплексного использования гидроэнергоресурсов.

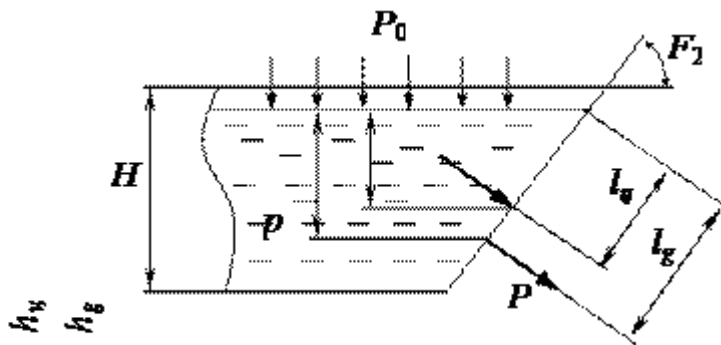
1. В гидростатике изучается равновесие жидкостей, неподвижных относительно стенок сосуда (например, цистерна), хотя сам сосуд может и двигаться.



$p_x = p_0 + \rho g(z_0 - z_x) = p_0 + \rho g h_x$ – закон Паскаля. Согласно закону Паскаля, давление в любой точке объема неподвижной жидкости равно давлению на поверхности жидкости плюс вес столбика жидкости единичного сечения (1 м^2) над данной точкой. Отсюда следует, что во всех точках неподвижной жидкости на одинаковой глубине h_x давление одно и то же. Изменение внешнего давления p_0 на некоторую величину приводит к изменению давления во всех точках жидкости на ту же величину.

2. Сила полного гидростатического давления на плоскую стенку равна гидростатическому давлению в центре тяжести смоченной стенки, умноженному на ее смоченную поверхность.

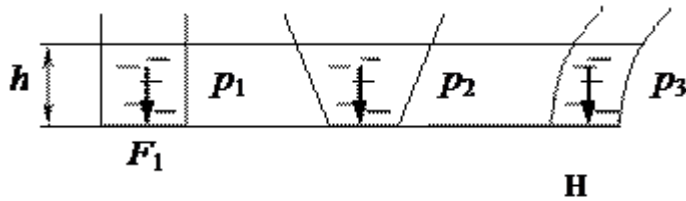
$$P = (p_0 + \rho g H) F = (p_1 + \rho g l_c \sin \alpha) F$$



Последняя формула справедлива также для вертикальной стенки ($\alpha=90^\circ$, $h_c=l_c$).

Гидростатический парадокс: сила давления жидкости на горизонтальное дно сосудов не зависит от их формы: $h=\text{const}$; $F_1=F_2=F_3$; $P_1=P_2=P_3$. F – площадь дна. При данной плотности сила давления на горизонтальное дно сосуда определяется лишь высотой столба жидкости H и площадью F дна сосуда:

$$P = (p_0 + \rho g H) F$$



В случае наклонной стенки силу P можно рассмотреть как сумму двух сил: $P_1 = p_0 F$ $P_2 = \rho g h_{ц} F$. Сила P_1 представляет собой результирующую равномерной нагрузки и приложена в центре тяжести площади F . А сила P_2 – равнодействующая сил избыточного давления, распределенных по площади F неравномерно, т.к. с увеличением глубины погружения давление растет. Следовательно, точка приложения этой силы смещена от центра тяжести в сторону большей глубины.

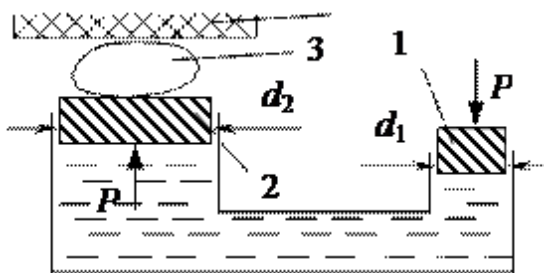
Центр давления – точка приложения сил избыточного давления жидкости на стенку.

Практическое применение основного уравнения гидростатики – гидростатические машины, сообщающиеся сосуды. Например, в ХП используются гидравлические прессы.

1, 2 – поршни; 3 – прессуемый материал; 4 – неподвижная плита.

Сила давления на поршень 1:

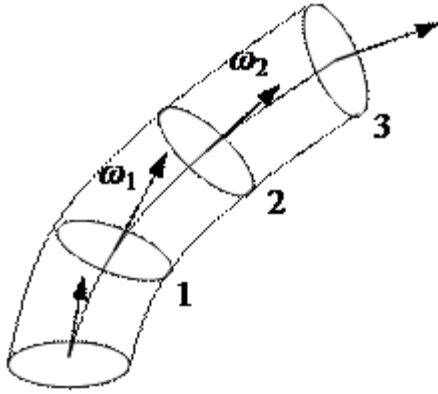
$$P_1 = p \cdot \frac{\pi d_1^2}{4}; \quad P_2 = p \cdot \frac{\pi d_2^2}{4}; \quad P_2 \gg P_1.$$



Поршень 2 передаст силу давления P_2 во столько раз большую, чем P_1 , во сколько раз сечение цилиндра 2 больше, чем цилиндра 1.

3. Поток – масса движущейся жидкости, направляемая твердыми стенками.

w_1 и w_2 – скорости частиц 1 и 2.



Линия тока – линия, в каждой точке которой вектор скорости частицы совпадает с направлением касательной (линия 1-2-3).

Трубка тока – совокупность линий тока, проведенных через все точки контура элементарного живого сечения dS .

Элементарная струйка – пучок линий тока, проходящих через трубку тока.

Живое сечение потока – поперечное сечение потока плоскостью, нормальной к направлению скорости жидкости (S).

Смоченный периметр – часть контура живого сечения, по которой поток соприкасается с твердыми стенками (Π).

Гидравлический радиус потока R_g – отношение площади живого сечения S к смоченному периметру Π :

$$R_g = \frac{S}{\Pi}, \text{ м.}$$

Эквивалентный диаметр d_3 равен учетверенному гидравлическому радиусу:

$$d_3 = 4R_g = 4 \frac{S}{\Pi}$$

Абсолютная шероховатость стенок Δ – это средняя высота выступов неровностей, измеренная в линейных единицах.

Относительная шероховатость ξ – это отношение абсолютной шероховатости к диаметру трубы:

$$\xi = \frac{\Delta}{d}$$

Расход жидкости – количество жидкости, протекающей через живое сечение потока в единицу времени. Объемный расход измеряется в $\frac{м^3}{сек}$, массовый расход в $\frac{кг}{сек}$.

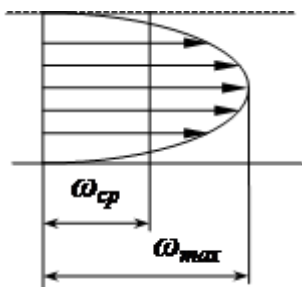
Скорость частиц жидкости максимальна около оси трубы, а по мере приближения к стенкам она уменьшается. В расчетах обычно используют среднюю скорость. Средняя скорость движения потока равна отношению объемного расхода к площади живого сечения потока:

$$w = \frac{V}{S}, \text{ откуда}$$

объемный расход $V = w \cdot S$;

массовый расход $M = \rho \cdot w \cdot S$.

Скорость жидкости в данной точке – местная (локальная) скорость.



4. Движение жидкости может быть установившимся (стационарным) и неустановившимся (нестационарным).

При нестационарном движении параметры жидкости (давление, скорость) зависят от времени, при стационарном – не зависят.

Напорное движение – поток полностью заполняет поперечное сечение трубы, безнапорное – неполностью.

Равномерное движение – вдоль трубы скорость жидкости постоянна, неравномерное – переменна.

Впервые режимы течения жидкости изучались Рейнольдсом в 1883г.

Режим движения жидкости может быть ламинарным (струйчатым) или турбулентным (вихревым). При ламинарном режиме все частицы жидкости движутся по параллельным траекториям, поперечное перемешивание отсутствует. При турбулентном режиме частицы жидкости движутся по

хаотическим траекториям, хотя вся масса жидкости перемещается в одном направлении.

Переход от ламинарного режима к турбулентному происходит тем легче, чем больше массовая скорость жидкости и диаметр трубы и тем меньше вязкость жидкости μ .

$$Re = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\mu}$$

Критерий Рейнольдса Re:

Он является мерой соотношения между силами вязкости и инерции в движущемся потоке.

Переход от ламинарного режима к турбулентному характеризуется критическим значением Re.

Для прямых гладких труб при $Re < 2320$ – устойчивый ламинарный режим; $2320 < Re < 10000$ – неустойчивый турбулентный (переходный) режим; $Re > 10000$ – устойчивый (развитый) турбулентный режим.

Для ламинарного режима $w_{cp} = 0,5w_{max}$, для турбулентного - $w_{cp} = (0,85 - 0,9)w_{max}$.

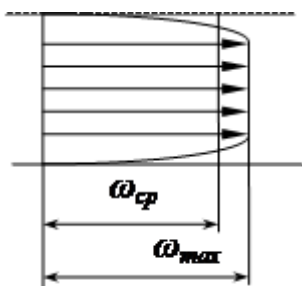


Рис. эпюра скоростей для турбулентного режима.

Непосредственно у самой стенки турбулентного потока имеется ламинарный подслой очень малой толщины δ . В пределах этого слоя происходит резкий рост скорости от нуля на стенке до конечной величины на ее границе. При дальнейшем удалении от стенки происходит переход в турбулентное ядро.

5. При условии недеформируемости и непроницаемости стенок для потока жидкости можно записать (для стационарного режима):

$\rho_1 \cdot w_1 \cdot S_1 = \rho_2 \cdot w_2 \cdot S_2$ - уравнение неразрывности (сплошности) потока, или постоянства расхода жидкости.

Для несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$):

$w_1 \cdot S_1 = w_2 \cdot S_2$ или $\frac{w_1}{w_2} = \frac{S_2}{S_1}$, т.е. средние скорости потока обратно пропорциональны площадям живых сечений.

Уравнение постоянства расхода выражает материальный баланс потока и является частным случаем закона сохранения массы.

Практическое занятие №7

Измерение давления. Приборы для измерения давления.

Давлением называется равномерно распределенная сила, действующая перпендикулярно на единицу площади. Оно может быть атмосферным (давление околоземной атмосферы), избыточным (превышающим атмосферное) и абсолютным (сумма атмосферного и избыточного). Абсолютное давление ниже атмосферного называется разреженным, а глубокое разрежение - вакуумным.

Единицей давления в международной системе единиц (СИ) является Паскаль (Па). Один Паскаль есть давление, создаваемое силой один Ньютон на площади один квадратный метр. Поскольку эта единица очень мала, применяют также единицы кратные ей: килопаскаль (кПа) = 10^3 Па; мегапаскаль (МПа) = 10^6 Па и др. Ввиду сложности задачи перехода от применявшихся ранее единиц давления к единице Паскаль, временно допущены к применению единицы: килограмм-сила на квадратный сантиметр ($\text{кгс}/\text{см}^2$) = 980665 Па; килограмм-сила на квадратный метр ($\text{кгс}/\text{м}^2$) или миллиметр водяного столба (мм вод.ст) = 9,80665 Па; миллиметр ртутного столба (мм рт.ст) = 133,332 Па.

Приборы контроля давления классифицируются в зависимости от метода измерения, используемого в них, а также по характеру измеряемой величины.

По методу измерения, определяющему принцип действия, эти приборы подразделяются на следующие группы:

- жидкостные, в которых измерение давления происходит путем уравновешивания его столбом жидкости, высота которого определяет величину давления;
- пружинные (деформационные), в которых значение давления измеряется путем определения меры деформации упругих элементов;

- грузопоршневые, основанные на уравнивании сил создаваемых с одной стороны измеряемым давлением, а с другой стороны калиброванными грузами действующих на поршень помещенный в цилиндр.

- электрические, в которых измерение давления осуществляется путем преобразования его значения в электрическую величину, и путем замера электрических свойств материала, зависящих от величины давления.

По виду измеряемого давления приборы подразделяют на следующие:

- манометры, предназначенные для измерения избыточного давления;
- вакуумметры, служащие для измерения разрежения (вакуума);
- мановакуумметры, измеряющие избыточное давление и вакуум;
- напоромеры, используемые для измерения малых избыточных давлений;
- тягомеры, применяемые для измерения малых разрежений;
- тягонапоромеры, предназначенные для измерения малых давлений и разрежений;
- дифференциальные манометры (дифманометры), с помощью которых измеряют разность давлений;
- барометры, используемые для измерения барометрического давления.

Наиболее часто используются пружинные или деформационные манометры. Основные виды чувствительных элементов этих приборов представлены на рис. 1.

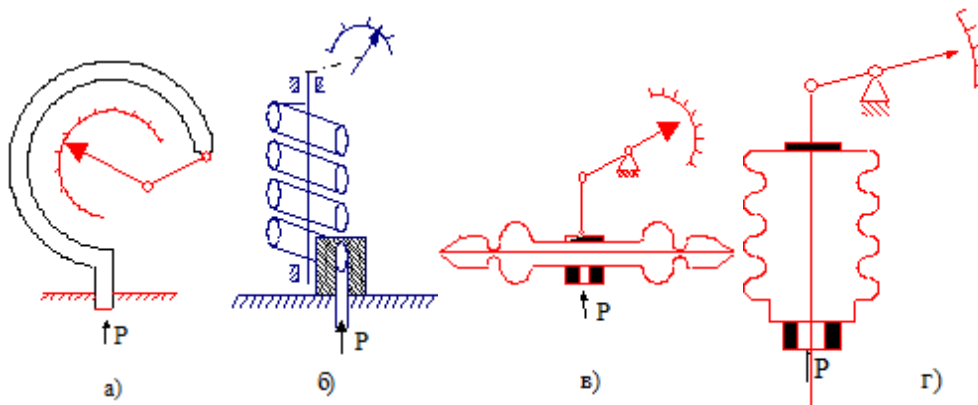


Рис. 1. Виды чувствительных элементов деформационных манометров

- а) - с одновитковой трубчатой пружиной (трубкой Бурдона)
- б) - с многовитковой трубчатой пружиной
- в) - с упругими мембранами
- г) - сильфонные.

Приборы с трубчатыми пружинами.

Принцип действия этих приборов основан на свойстве изогнутой трубки (трубчатой пружины) некруглого сечения изменять свою кривизну при изменении давления внутри трубки.

В зависимости от формы пружины, различают пружины одновитковые (рис. 1а) и многовитковые (рис. 1б). Достоинством многовитковых трубчатых пружин является большее чем у одновитковых перемещение свободного конца при одинаковом изменении входного давления. Недостатком - существенные габариты приборов с такими пружинами.

Манометры с одновитковой трубчатой пружиной - один из наиболее распространенных видов пружинных приборов. Чувствительным элементом таких приборов является согнутая по дуге круга, запаянная с одного конца, трубка 1 (рис. 2) эллиптического или овального сечения. Открытым концом трубка через держатель 2 и ниппель 3 присоединяется к источнику измеряемого давления. Свободный (запаянный) конец трубки 4 через передаточный механизм соединен с осью стрелки перемещающейся по шкале прибора.

Трубки манометров, рассчитанных на давление до 50 кг/см^2 изготавливаются из меди, а трубки манометров, рассчитанных на большее давление из стали.

Свойство изогнутой трубки некруглого сечения изменять величину изгиба при изменении давления в ее полости является следствием изменения формы сечения. Под действием давления внутри трубки эллиптическое или плоскоовальное сечение, деформируясь, приближается к круглому сечению (малая ось эллипса или овала увеличивается, а большая уменьшается).

Перемещение свободного конца трубки при ее деформации в определенных пределах пропорционально измеряемому давлению. При

давлениях, выходящих из указанного предела, в трубке возникают остаточные деформации, которые делают ее непригодной для измерения. Поэтому максимальное рабочее давление манометра должно быть ниже предела пропорциональности с некоторым запасом прочности.

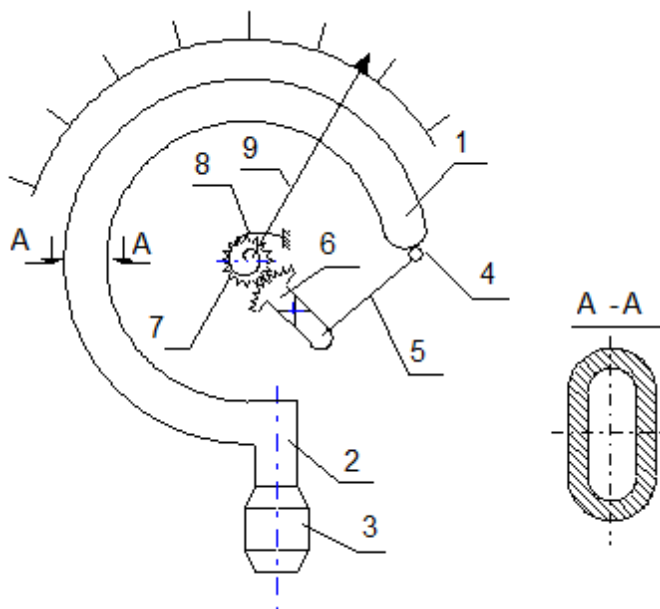


Рис. 2. Пружинный манометр

Перемещение свободного конца трубки под действием давления весьма невелико, поэтому для увеличения точности и наглядности показаний прибора вводят передаточный механизм, увеличивающий масштаб перемещения конца трубки. Он состоит (рис. 2) из зубчатого сектора 6, шестерни 7, сцепляющейся с сектором, и спиральной пружины (волоска) 8. На оси шестерни 7 закреплена указывающая стрелка манометра 9. Пружина 8 прикреплена одним концом к оси шестерни, а другим - к неподвижной точке платы механизма. Назначение пружины - исключить люфт стрелки, выбирая зазоры в зубчатом сцеплении и шарнирных соединениях механизма.

Мембранные манометры.

Чувствительным элементом мембранных манометров может быть жесткая (упругая) или вялая мембрана.

Упругие мембраны представляют собой медные или латунные диски с гофрами. Гофры увеличивают жесткость мембраны и ее способность к деформации. Из таких мембран изготавливают мембранные коробки (см. рис. 1в), а из коробок - блоки.

Вялые мембраны изготавливают из резины на тканевой основе в виде однофровых дисков. Используются они для измерения небольших избыточных давлений и разрежений.

Мембранные манометры и могут быть с местными показаниями, с электрической или пневматической передачей показаний на вторичные приборы.

Для примера рассмотрим дифманометр мембранный типа ДМ, который представляет собой бесшкальный датчик мембранного типа (рис. 3) с дифференциально - трансформаторной системой передачи значения измеряемой величины на вторичный прибор типа КСД.

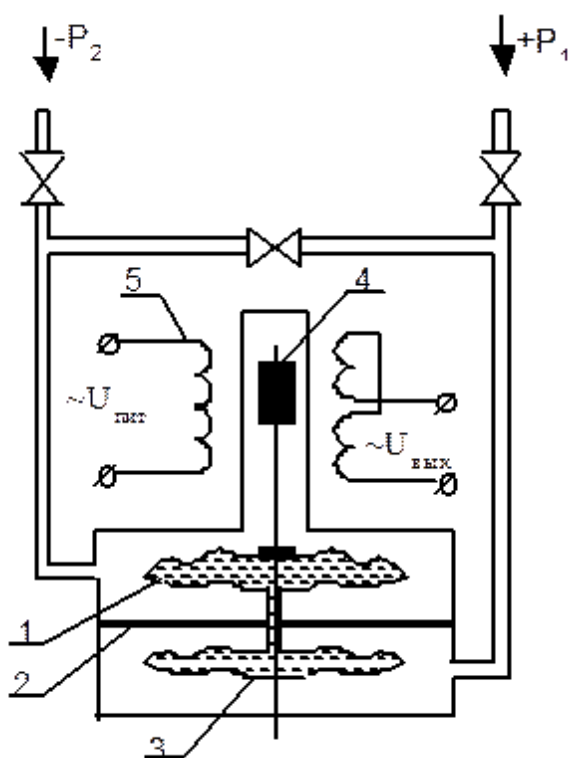


Рис. 3 Устройство мембранного дифманометра типа ДМ

Чувствительным элементом дифманометра является мембранный блок, состоящий из двух мембранных коробок 1 и 3, заполненных кремнийорганической жидкостью, находящихся в двух отдельных камерах, разделенных перегородкой 2.

К центру верхней мембраны прикреплен железный сердечник 4 дифференциально-трансформаторного преобразователя 5.

В нижнюю камеру подается большее (плюсовое) измеряемое давление, в верхнюю - меньшее (минусовое) давление. Сила измеряемого перепада давления уравнивается за счет других сил, возникающих при деформации мембранных коробок 1 и 3.

При увеличении перепада давления мембранная коробка 3 сжимается, жидкость из нее перетекает в коробку 1, которая расширяется и перемещает сердечник 4 дифференциально-трансформаторного преобразователя. При уменьшении перепада давления сжимается мембранная коробка 1 и жидкость из нее вытесняется в коробку 3. Сердечник 4 при этом перемещается вниз. Таким образом, положение сердечника, т.е. выходное напряжение дифференциально-трансформаторной схемы однозначно зависит от значения перепада давления.

Для работы в системах контроля, регулирования и управления технологическими процессами путем непрерывного преобразования давления среды в стандартный токовый выходной сигнал с передачей его на вторичные приборы или исполнительные механизмы используются датчики-преобразователи типа "Сапфир".

Преобразователи давления этого типа служат: для измерения абсолютного давления («Сапфир-22ДА»), измерения избыточного давления («Сапфир-22ДИ»), измерения вакуума («Сапфир-22ДВ»), измерения давления - разряжения («Сапфир-22ДИВ»), гидростатического давления («Сапфир-22ДГ»).

Устройство преобразователя «САПФИР-22ДГ» показано на рис. 4. Они используются для измерения гидростатических давлений (уровня) нейтральных и агрессивных сред при температурах от -50 до 120 °С. Верхний предел измерения - 4 МПа.

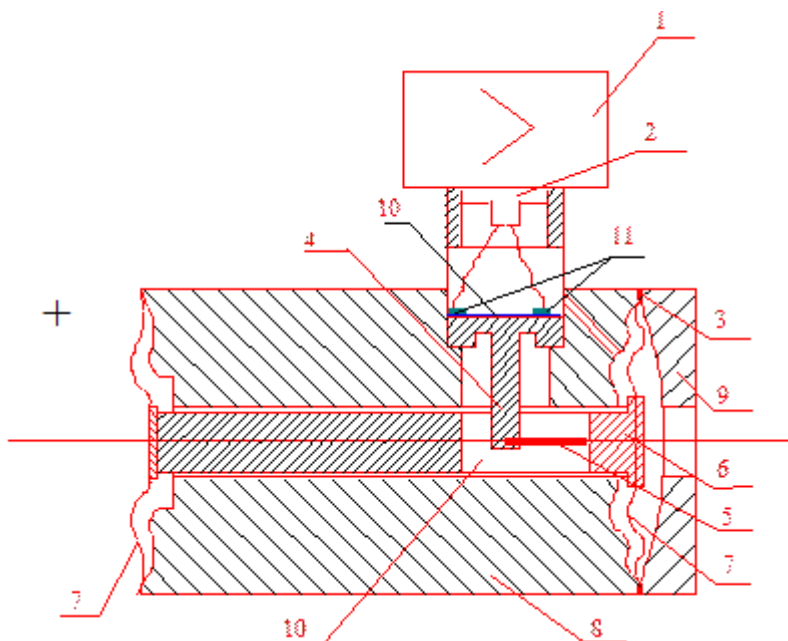


Рис. 4 Устройство преобразователя «САПФИР -22ДГ»

Тензопреобразователь 4 мембранно-рычажного типа размещен внутри основания 8 в замкнутой полости 10, заполненной кремнийорганической жидкостью, и отделен от измеряемой среды металлическими гофрированными мембранами 7. Чувствительными элементами тензопреобразователя являются пленочные тензорезисторы 11 из кремния размещенные на пластине 10 из сапфира.

Мембраны 7 приварены по наружному контуру к основанию 8 и соединены между собой центральным штоком 6, который связан с концом рычага тензопреобразователя 4 с помощью тяги 5. Фланцы 9 уплотнены прокладками 3. Plusовой фланец с открытой мембраной служит для монтажа преобразователя непосредственно на технологической емкости. Воздействие измеряемого давления вызывает прогиб мембран 7, изгиб мембраны тензопреобразователя 4 и изменение сопротивления тензорезисторов. Электрический сигнал от тензопреобразователя передается из измерительного блока по проводам через гермоввод 2 в электронное устройство 1, преобразующее изменение сопротивлений тензорезисторов в изменение токового выходного сигнала в одном из диапазонов (0-5) мА, (0-20) мА, (4-20) мА.

Измерительный блок выдерживает без разрушения воздействие односторонней перегрузки рабочим избыточным давлением. Это обеспечивается тем, что при такой перегрузке одна из мембран 7 ложится на профилированную поверхность основания 8.

Похожее устройство имеют и указанные выше модификации преобразователей «Сапфир-22».

Измерительные преобразователи гидростатических и абсолютных давлений «Сапфир-22К-ДГ» и «Сапфир-22К-ДА» имеют выходной токовый сигнал (0-5) мА или (0-20) мА или (4-20) мА, а также электрический кодовый сигнал на базе интерфейса RS-485.

Чувствительным элементом сильфонных манометров и дифманометров являются сильфоны - гармониковые мембраны (металлические гофрированные трубки). Измеряемое давление вызывает упругую деформацию сильфона. Мерой давления может быть либо перемещение свободного торца сильфона, либо сила, возникающая при деформации.

Принципиальная схема сильфонного дифманометра типа ДС приведена на рис.5. Чувствительным элементом такого прибора являются один или два сильфона. Сильфоны 1 и 2 одним концом закреплены на неподвижном основании, а другим соединены через подвижный шток 3. Внутренние полости сильфонов заполнены жидкостью (водоглицериновой смесью, кремнийорганической жидкостью) и соединены друг с другом. При изменении перепада давления один из сильфонов сжимается, перегоняя жидкость в другой сильфон и перемещая шток сильфонного блока. Перемещение штока преобразуется в перемещение пера, стрелки, лекала интегратора или сигнал дистанционной передачи, пропорциональный измеряемому перепаду давления.

Номинальный перепад давления определяет блок винтовых цилиндрических пружин 4.

При перепадах давления выше номинального стаканы 5 перекрывают канал 6, прекращая переток жидкости и предупреждая таким образом сильфоны от разрушения.

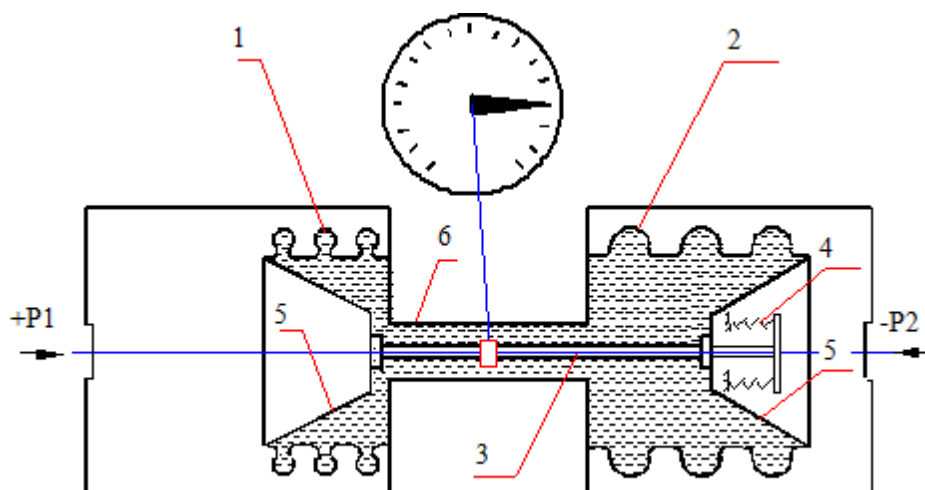


Рис. 5 Принципиальная схема сильфонного дифманометра

Для получения достоверной информации о величине какого-либо параметра необходимо точно знать погрешность измерительного устройства. Определение основной погрешности прибора в различных точках шкалы через определенные промежутки времени производят путем его поверки, т.е. сравнивают показания поверяемого прибора с показаниями более точного, образцового прибора. Как правило, поверка приборов осуществляется сначала при возрастающем значении измеряемой величины (прямой ход), а затем при убывающем значении (обратный ход).

Манометры поверяют следующими тремя способами: поверка нулевой точки, рабочей точки и полная поверка. При этом две первые поверки производятся непосредственно на рабочем месте с помощью трехходового крана (рис. 6).

Рабочая точка поверяется путем присоединения контрольного манометра к рабочему манометру и сравнение их показаний.

Полная поверка манометров осуществляется в лаборатории на поверочном прессе или поршневом манометре, после снятия манометра с рабочего места.

Принцип действия грузопоршневой установки для поверки манометров основан на уравнивании сил, создаваемых с одной стороны измеряемым давлением, а с другой - грузами, действующими на поршень, помещенный в цилиндр.

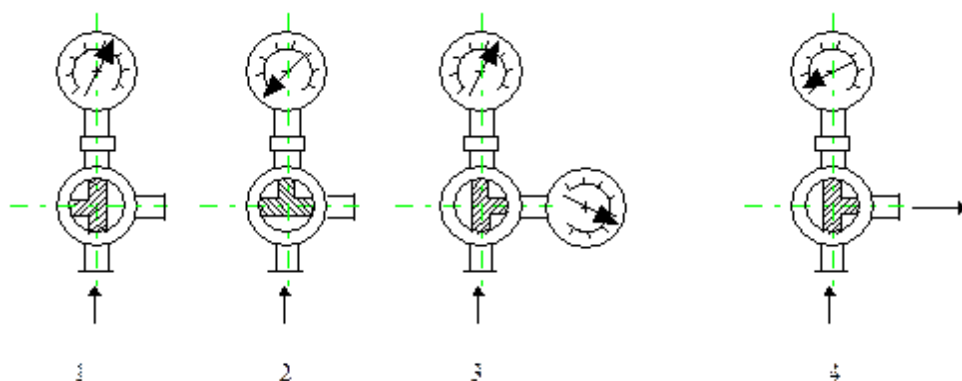


Рис. 6. Схемы поверки нулевой и рабочей точек манометра с помощью трехходового крана.

Положения трехходового крана: 1 - рабочее; 2 - поверка нулевой точки; 3 - поверка рабочей точки; 4 - продувка импульсной линии.

Практическое занятие №8

Исследование режимов движения жидкости. Исследование уравнения Бернулли

При наблюдении за движением жидкости в трубах и каналах, можно заметить, что в одном случае жидкость сохраняет определенный строй своих частиц, а в других - перемещаются бессистемно. Однако исчерпывающие опыты по этому вопросу были проведены Рейнольдсом в 1883 г. На рис. 4.1 изображена установка, аналогичная той, на которой Рейнольдс производил свои опыты.

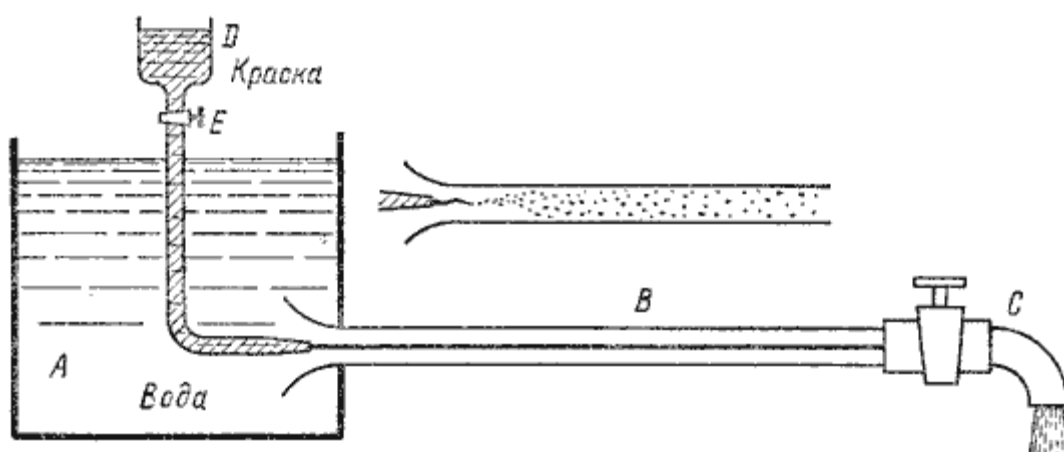


Рис. 4.1. Схема установки Рейнольдса

Установка состоит из резервуара *A* с водой, от которого отходит стеклянная труба *B* с краном *C* на конце, и сосуда *D* с водным раствором краски, которая может по трубке вводиться тонкой струйкой внутрь стеклянной трубы *B*.

Первый случай движения жидкости. Если немного приоткрыть кран *C* и дать возможность воде протекать в трубе с небольшой скоростью, а затем с помощью крана *E* впустить краску в поток воды, то увидим, что введенная в трубу краска не будет перемешиваться с потоком воды. Струйка краски будет отчетливо видимой вдоль всей стеклянной трубы, что указывает на слоистый характер течения жидкости и на отсутствие перемешивания. Если при этом, если к трубе подсоединить пьезометр или трубку Пито, то они покажут неизменность давления и скорости по времени. Такой режим движения называется *ламинарный*.

Второй случай движения жидкости. При постепенном увеличении скорости течения воды в трубе путем открытия крана *C* картина течения вначале не меняется, но затем при определенной скорости течения наступает более быстрое ее изменение. Струйка краски по выходе из трубки начинает колебаться, затем размывается и перемешивается с потоком воды, причем становятся заметными вихреобразования и вращательное движение жидкости. Пьезометр и трубка Пито при этом покажут непрерывные пульсации давления и скорости в потоке воды. Такое течение называется *турбулентным* (рис.4.1, вверху).

Если уменьшить скорость потока, то восстановится ламинарное течение.

Итак, *ламинарным* называется слоистое течение без перемешивания частиц жидкости и без пульсации скорости и давления. При ламинарном течении жидкости в прямой трубе постоянного сечения все линии тока направлены параллельно оси трубы, при этом отсутствуют поперечные перемещения частиц жидкости.

Турбулентным называется течение, сопровождающееся интенсивным перемешиванием жидкости с пульсациями скоростей и давлений. Наряду с основным продольным перемещением жидкости наблюдаются поперечные перемещения и вращательные движения отдельных объемов жидкости. Переход от ламинарного режима к турбулентному наблюдается при определенной скорости движения жидкости. Эта скорость называется *критической* $u_{кр}$.

Значение этой скорости прямо пропорционально кинематической вязкости жидкости и обратно пропорционально диаметру трубы.

$$u_{кр} = \frac{\nu}{d} \cdot k$$

где ν - кинематическая вязкость;
 k - безразмерный коэффициент;
 d - внутренний диаметр трубы.

Входящий в эту формулу безразмерный коэффициент k , одинаков для всех жидкостей и газов, а также для любых диаметров труб. Этот коэффициент называется *критическим числом Рейнольдса* $Re_{кр}$ и определяется следующим образом:

$$Re_{кр} = \frac{u_{кр} d}{\nu}$$

Как показывает опыт, для труб круглого сечения $Re_{кр}$ примерно равно 2300.

Таким образом, критерий подобия Рейнольдса позволяет судить о режиме течения жидкости в трубе. При $Re < Re_{кр}$ течение является ламинарным, а при $Re > Re_{кр}$ течение является турбулентным. Точнее говоря, вполне развитое турбулентное течение в трубах устанавливается лишь при Re примерно равно 4000, а при $Re = 2300 \dots 4000$ имеет место переходная, критическая область.

Режим движения жидкости напрямую влияет на степень гидравлического сопротивления трубопроводов.

Кавитация

В некоторых случаях при движении жидкости в закрытых руслах происходит явление, связанное с изменением агрегатного состояния жидкости, т.е. превращение ее в пар с выделением из жидкости растворенных в ней газов.

Наглядно это явление можно продемонстрировать на простом устройстве, состоящим из трубы, на отдельном участке которой установлена прозрачная трубка Вентури (рис.4.2). Вода под давлением движется от сечения 1-1 через сечение 2-2 к сечению 3-3. Как видно из рисунка, сечение 2-2 имеет меньший диаметр. Скорость течения жидкости в трубе можно изменять, например, установленным после сечения 3-3 краном.

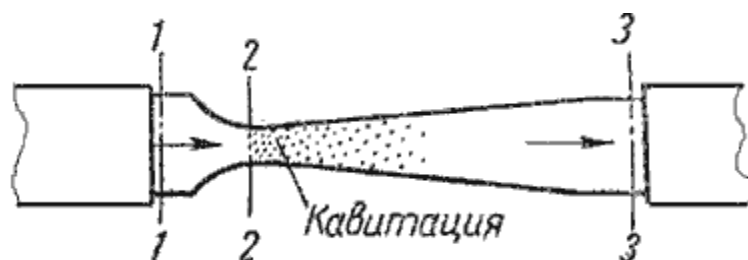


Рис. 4.2. Схема трубки для демонстрации кавитации

При небольшой скорости никаких видимых изменений в движении жидкости не происходит. При увеличении скорости движения жидкости в узком сечении трубки Вентури 2-2 появляется отчетливая зона с образованием пузырьков газа. Образуется область местного кипения, т.е. образование пара с выделением растворенного в воде газа. Далее при подходе жидкости к сечению 3-3 это явление исчезает.

Это явление обусловлено следующим. Известно, что при движении жидкой или газообразной среды, давление в ней падает. Причем, чем выше скорость движения среды, тем давление в ней ниже. Поэтому, при течении жидкости через местное сужение 2-2, согласно уравнению неразрывности течений, увеличивается скорость с одновременным падением давления в этом месте. Если абсолютное давление при этом достигает значения равного давлению насыщенных паров жидкости при данной температуре или значения равного давлению, при котором начинается выделение из нее растворимых газов, то в данном месте потока наблюдается интенсивное парообразование (кипение) и выделение газов. Такое явление называется кавитацией.

При дальнейшем движении жидкости к сечению 3-3, пузырьки исчезают, т.е. происходит резкое уменьшение их размеров. В то время, когда пузырек исчезает (схлопывается), в точке его схлопывания происходит резкое увеличение давления, которое передается на соседние объемы жидкости и через них на стенки трубопровода. Таким образом, от таких многочисленных местных повышений давлений (гидроударов), возникает вибрация.

Таким образом, *кавитация* - это местное нарушение сплошности течения с образованием паровых и газовых пузырей (каверн), обусловленное местным падением давления в потоке.

Кавитация в обычных случаях является нежелательным явлением, и ее не следует допускать в трубопроводах и других элементах гидросистем. Кавитация возникает в кранах, вентилях, задвижках, жиклерах и т.д.

Кавитация может иметь место в гидромашинах (насосах и гидротурбинах), снижая при этом их коэффициент полезного действия, а при длительном воздействии кавитации происходит разрушение деталей, подверженных вибрации. Кроме этого разрушаются стенки трубопроводов, уменьшается их пропускная способность вследствие уменьшения живого сечения трубы.

Исследование уравнения Берулли

Изучение и экспериментальная проверка уравнения Д. Бернулли для потока вязкой жидкости при установившемся движении. В задачи исследования входят: экспериментальное и аналитическое определение

слагаемых уравнения Д. Бернулли; построение линий пьезометрического и полного напоров; анализ зависимости между скоростью и давлением в трубопроводе переменного сечения; оценка потерь напора на участках трубопровода; исследование баланса энергии потока жидкости, движущейся по трубопроводу переменного сечения.

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Уравнение Д. Бернулли для потока вязкой жидкости при установившемся движении имеет вид:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{U_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{U_2^2}{2g} + \sum h_n$$

где:

Z_1 и Z_2 - геометрические высоты (напоры) выбранных сечений потока или удельные потенциальные энергии положения;

P_1 и P_2 - давление жидкости в сечениях потока;

γ - удельный вес жидкости;

$\frac{P_1}{\gamma}$ и $\frac{P_2}{\gamma}$ - пьезометрические высоты (напоры) сечений потока или удельные потенциальные энергии давления;

a_1 и a_2 - коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения скоростей по живым сечениям потока или коэффициенты Кориолиса (при выполнении расчетов принять $a_1 = a_2 = 1$);

U_1 и U_2 - средние скорости движения жидкости в живых сечениях потока;

$\alpha_1 \frac{U_1^2}{2g}$ и $\alpha_2 \frac{U_2^2}{2g}$ - скоростные высоты (напоры) или удельные кинетические энергии;

$\sum h_n$ - суммарные потери полного напора между выбранными сечениями или удельные потери энергии, обусловленные гидравлическими сопротивлениями.

Уравнение Д. Бернулли является основным уравнением гидродинамики и устанавливает зависимость между параметрами потока движущейся жидкости: скоростью, давлением и удельными потерями энергии.

Уравнение имеет геометрическую и энергетическую интерпретацию.

С геометрической точки зрения, для идеальной жидкости (без учета суммарных потерь полного напора между выбранными сечениями) сумма трех напоров (высот) геометрического, пьезометрического и скоростного есть величина постоянная вдоль потока жидкости.

С энергетической точки зрения величина $H_p = z + \frac{p}{\gamma}$ - удельная потенциальная энергия жидкости (или гидродинамический напор), характеризующая удельные потенциальные энергии положения и давления, $\alpha \frac{U^2}{2g}$ - удельная кинетическая энергия жидкости.

Таким образом, энергетический смысл уравнения Д. Бернулли для идеальной жидкости (без учета удельных потерь энергии, обусловленных гидравлическими сопротивлениями) заключается в постоянстве вдоль потока жидкости полной удельной энергии, состоящей из удельных потенциальной и кинетической энергии жидкости. Следовательно, уравнение Д. Бернулли выражает закон сохранения энергии.

Линия изменения пьезометрических высот называется пьезометрической линией, ее можно рассматривать как геометрическое место уровней в пьезометрах, установленных вдоль потока жидкости.

Пьезометрическая линия характеризуется пьезометрическим уклоном:

$$j = \frac{\left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma}\right)}{l_{(1-2)}}$$

где:

$l_{(1-2)}$ - расстояние между двумя выбранными сечениями.

Для горизонтального участка трубопровода из уравнения Д. Бернулли и уравнения постоянства расхода

$$Q=U_1S_1=U_2S_2$$

где:

Q – расход несжимаемой жидкости

S_1 и S_2 - площади двух сечений потока, следует, что если площадь живого сечения потока уменьшается, то скорость течения жидкости увеличивается, а давление возрастает. Следовательно, напорная линия вдоль потока может только опускаться.

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Схема экспериментальной установки показана на рисунке 1. Она содержит питающий резервуар $P1$, центробежный насос H , который вместе с приводным электродвигателем D объединен в насосный агрегат марки «Кама-5», всасывающий трубопровод 1 с фильтром Φ , напорный трубопровод 2 с вентилем $BH1$, напорный резервуар $P2$, постоянный уровень внутри которого поддерживается с помощью сливной трубы 3, исследуемый участок трубки переменного сечения 4, куда подключены четыре пьезометра $П1-П4$. Пьезометры закреплены на щите с измерительными шкалами. На трубе 4 установлен вентиль $BH2$, через который жидкость подается в мерный резервуар $P3$. Слив жидкости из резервуара $P3$ в резервуар $P1$ производится по трубе 5, на которой установлен вентиль $BH3$.

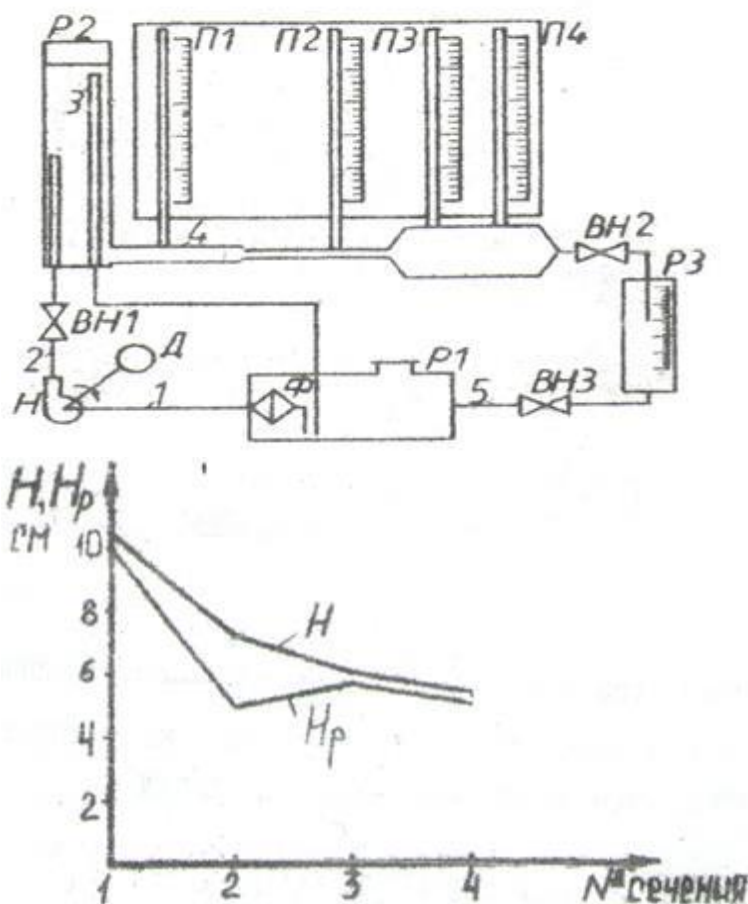


Рисунок 1 – Схема экспериментальной установки. Рисунок 2 – Изменение полного H и гидростатического (пьезометрического) H_p напоров по длине потока жидкости

Площади живых сечений трубы 4, в которых установлены пьезометры П1-П4:

$$S_1=3.14\text{см}^2; S_2=1.7\text{см}^2; S_3=S_4=48.5\text{см}^2$$

Площадь живого сечения мерного резервуара P3:

$$S=160\text{см}^2$$

Высота наполнения резервуара P2 и показание одного из пьезометров задаются преподавателем.

3. ПРОВЕДЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТА

При закрытом вентиле ВН1 и открытом ВН3 включить электродвигатель Д центробежного насоса Н. Регулируя вентили ВН1 и ВН2, установить высоту наполнения резервуара Р2 и высоту подъема жидкости в одном из пьезометров. Указанные значения высот задаются преподавателем.

Записать показания остальных пьезометров в таблицу 1.

Закрывать ventиль ВН3, и с помощью секундомер определить время подъема жидкости в мерном резервуаре на высоту $H_{MP}=5.0+25.0\text{см}$ (высота H_{MP} назначается студентом самостоятельно). Записать высоту H_{MP} и время t в табл. 1.

Таблица 1

Результаты экспериментов

Номера опытов	Показания пьезометров	Высота подъема жидкости в мерном резервуаре H_{MP} , см	Время подъема жидкости в мерном резервуаре t , с
П1	П2	П3	П4

Среднеарифметические значения

Открыть ventиль ВН3 и выпустить жидкость из мерного резервуара.

Эксперимент по определению показаний пьезометров и определению времени подъема жидкости в мерном резервуаре проделать три раза.

По окончании экспериментов закрыть вентили ВН1 и ВН2, открыть ventиль ВН3. Электродвигатель насоса отключить от электросети.

4. ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

Данные обработки результатов экспериментов заносятся в табл. 2.

Гидростатический напора для каждого из 4-х сечений:

$$H_p = Z + \frac{P}{\gamma}$$

где:

Z – геометрическая высота, задаваемая преподавателем;

$\frac{P}{\gamma} = h_p$ – показание пьезометра (пьезометрическая высота) для каждого из 4-х сечений (берутся среднеарифметические значения из табл. 1.).

Расход жидкости одинаков для каждого из 4-х сечений в предположении, что вода, протекающая по трубе 4, несжимаема:

$$Q = \frac{H_{\text{ср}} S}{t}$$

где:

$S = 160 \text{ см}^2$ – площадь мерного резервуара;

$H_{\text{ср}}$ и t – среднеарифметические значения, взятые из табл. 1.

Таблица 2

Данные обработки результатов экспериментов

Номера сечений	Гидростатический напор H_p , см	Расход Q , см ² /с	Средняя скорость U , см/с	Скоростной напор $U^2/2g$, см	Полный напор H , см
----------------	-----------------------------------	---------------------------------	-----------------------------	--------------------------------	-----------------------

Средняя скорость движения жидкости для каждого из 4-х сечений потока

$$U = \frac{Q}{S_i}$$

где: S_i - площадь каждого из четырех сечений потока жидкости в трубе 4;

$i=1, 2, 3, 4$.

Принять $S_1=3.14\text{см}^2$; $S_2=1.7\text{см}^2$; $S_3=S_4=48.5\text{см}^2$

Скоростной напор в каждом из четырех сечений потока определяется соотношением $U^2/2g$.

Полный напор для каждого из 4-х сечений:

$$H = H_p + \frac{U^2}{2g} = Z + h_n + \frac{U^2}{2g} = Z + \frac{P}{\gamma} + \frac{U^2}{2g}$$

По данным колонок 2 и 6 построить графики изменения гидростатического (пьезометрического) H_p и полного H напоров.

Пример построения показан на рис. 2.

Таблица 3

Пример данных обработки результатов экспериментов, полученных на программируемом микрокалькуляторе

Номера сечений	Гидростатический напор H_p , см	Расход Q , см ³ /с	Средняя скорость U , см/с	Скоростной напор $U^2/2g$, см	Полный напор H , см
	10.0	114.28	36.40	0.676	10.676
	5.0	114.28	67.23	2.306	7.306
	5.5	114.28	2.36	0.003	5.303
	5.0	114.28	2.36	0.003	5.003

5. ВЫВОДЫ

На основании приведенных исследований сделать выводы:

- 1. О характере изменения полного напора по длине потока жидкости.*
- 2. О характере изменения гидростатического (пьезометрического) напора по длине потока жидкости.*
- 3. О зависимости потерь напора по длине потока от скорости течения жидкости.*

Список рекомендованной литературы

Основная литература

1. Баранник, Б. Г. Основы общей энергетики: курс лекций: учеб. пособие по дисциплине "Общая энергетика" для студентов, обучающихся по направлению 140400.62 "Электроэнергетика и электротехника" / Б. Г. Баранник; Федер. агентство по рыболовству, ФГБОУ ВПО "Мурман. гос. техн. ун-т". - Мурманск: МГТУ, 2015. - 151 с.: ил. - Имеется электрон. аналог 2015 г. - Библиогр: с. 151. - ISBN 978-5-86185-837-3: 189-10.
2. Плащанский, Л. А. Основы электроснабжения. Раздел "Релейная защита электроустановок": учеб. пособие для вузов / Л. А. Плащанский; Моск. гос. гор. ун-т. - 2-е изд., стер. - Москва: Изд-во МГГУ, 2004. - 141 с.: ил. - (Высшее горное образование). - ISBN 5-7418-0363-6: 248-13.
3. Валеев, И. М. Общая электроэнергетика : учебное пособие / И. М. Валеев, В. Г. Макаров. — Казань : Казанский национальный исследовательский технологический университет, 2017. — 220 с. — ISBN 978-5-7882-2141-0. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <http://www.iprbookshop.ru/79339.html> (дата обращения: 23.10.2019). — Режим доступа: для авторизир. пользователей
4. Гусева, Н. В. Экономика энергетики : учебное пособие / Н. В. Гусева, С. В. Новичков. — Саратов : Ай Пи Ар Медиа, 2019. — 198 с. — ISBN 978-5-4497-0008-7. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <http://www.iprbookshop.ru/82568.html> (дата обращения: 23.10.2019). — Режим доступа: для авторизир. пользователей
5. Николаев, Н. Я. Станции и подстанции : учебное пособие для СПО / Н. Я. Николаев, А. Г. Савиновских. — Саратов : Профобразование, 2019. — 140 с. — ISBN 978-5-4488-0349-9. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <http://www.iprbookshop.ru/86079.html> (дата обращения: 23.10.2019). — Режим доступа: для авторизир. пользователей
6. Михеев, Г. М. Электростанции и электрические сети. Диагностика и контроль электрооборудования / Г. М. Михеев. — 2-е изд. — Саратов : Профобразование, 2019. — 297 с. — ISBN 978-5-4488-0089-4. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS : [сайт]. — URL: <http://www.iprbookshop.ru/88012.html> (дата обращения: 23.10.2019). — Режим доступа: для авторизир. пользователей

Дополнительная литература

3. Кудрин, Б. И. Электроснабжение промышленных предприятий: учебник для вузов / Б. И. Кудрин. - 2-е изд. - Москва: Интернет Инжиниринг, 2006. - 670 с. - ISBN 5-89594-128-1: 495-00.
4. Стерман, Л. С. Тепловые и атомные электрические станции: учеб. для вузов / Л. С. Стерман, В. М. Лавыгин, С. Г. Тишин. - Изд. 3-е, перераб. - Москва: Изд-во МЭИ, 2004. - 422, [1] с.: ил. - ISBN 5-7046-0999-6: 475-00.