Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
«Донской государственный технический университет»

Кафедра «Инженерная защита окружающей среды»

КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ ПО ДИСЦИПЛИНЕ

«ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ»

Направление подготовки: 08.03.01 - Строительство

Составители: проф., д.т.н. Гурова О.С., доц., к.т.н. Тихомиров А.Л.,
доц., к.т.н. Мазурова О.К., доц., к.т.н. Букаров Н.В.,
доц., к.т.н. Руденко Н.Н.

Под общей редакцией проф., д.т.н. Беспалова В.И.

Ростов-на-Дону, 2021

Лекция1. Основы технической термодинамики.

1.1. Основные понятия и законы технической термодинамики.
1.2. Термодинамические параметры. Теплоемкость.
1.3. Водяной пар. Влажный воздух.

1.1. Основные понятия и законы технической термодинамики.

Техническая термодинамика (т/д) рассматривает закономерности взаимного превращения теплоты в работу. Она устанавливает взаимосвязь между тепловыми, механическими и химическими процессами, которые совершаются в тепловых и холодильных машинах, изучает процессы, происходящие в газах и парах, а также свойства этих тел при различных физических условиях.

Термодинамика базируется на двух основных законах (началах) термодинамики:

I закон термодинамики - закон превращения и сохранения энергии;

II закон термодинамики – устанавливает условия протекания и направленность макроскопических процессов в системах, состоящих из большого количества частиц.

Техническая т/д, применяя основные законы к процессам превращения теплоты в механическую работу и обратно, дает возможность разрабатывать теории тепловых двигателей, исследовать процессы, протекающие в них и т.п.

Термодинамическая система.

Термодинамическая (т/д) система является объектом исследования термодинамики, в качестве которой рассматриваются группа тел, тело или часть тела. Всё то, что находится вне системы, называется окружающей средой. Т/д система - это совокупность макроскопических тел, обменивающихся энергией друг с другом и окружающей средой. Например, т/д система – газ, находящийся в цилиндре с поршнем, а окружающая среда – цилиндр, поршень, воздух, стены помещения.

Изолированная система - т/д система, не взаимодействующая с окружающей средой.

Адиабатная (теплоизолированная) система – система имеет адиабатную оболочку, которая исключает обмен теплотой (теплообмен) с окружающей средой.

Однородная система – система, имеющая во всех своих частях одинаковый состав и физические свойства.

Гомогенная система – однородная система по составу и физическому строению, внутри которой нет поверхностей фазового раздела (лед, вода, газы).

Гетерогенная система – система, состоящая из нескольких гомогенных частей (фаз) с различными физическими свойствами, отделенных одна от другой видимыми поверхностями раздела фаз (лед и вода, вода и пар).

В тепловых машинах (двигателях) механическая работа совершается с помощью рабочих тел – газ, пар.

1.2. Термодинамические параметры. Теплоемкость.

Термодинамические параметры (параметры состояния).

Величины, которые характеризуют физическое состояние тела называются термодинамическими параметрами состояния. Такими параметрами являются удельный объем, абсолютное давление, абсолютная температура, внутренняя энергия, энтальпия, энтропия, концентрация, теплоемкость и т.д. При отсутствии внешних силовых полей (гравитационного, электромагнитного и др.) термодинамическое состояние однофазного тела можно однозначно определить 3-мя параметрами – уд. объемом (υ), температурой (T), давлением (P).

Удельный объем – величина, определяемая отношением объема вещества к его массе:

$$\upsilon = V / m \text{ , [м}^3\text{/кг] ,} \qquad (1.1)$$

Плотность вещества – величина, определяемая отношением массы к объему вещества.

$$\rho = m / V, \text{ [кг/м}^3\text{],} \qquad (1.2)$$

$$\upsilon = 1 / \rho \text{ ; } \rho = 1 / \upsilon \text{ ; } \upsilon \bullet \rho = 1 \text{ .} \qquad (1.3)$$

Давление – с точки зрения молекулярно-кинетической теории есть средний результат ударов молекул газа, находящихся в непрерывном хаотическом движении, о стенку сосуда, в котором заключен газ.

$$P = F / S, \text{ [Па] = [Н/м}^2\text{].} \qquad (1.4)$$

Внесистемные единицы давления:

1 кгс/м^2 = 9,81 Па = 1 мм.водн.ст.

1 ат. (техн.атмосфера) = 1 кгс/см^2 = 98,1 кПа.

1 атм. (физическая атмосфера) = 101,325 кПа = 760 мм.рт.ст.

1 ат. = 0,968 атм.

1 мм.рт.ст. = 133,32 Па.

1 бар = 0,1 МПа = 100 кПа = 10^5 Па.

Различают *избыточное* и *абсолютное* давление.

Избыточное давление ($P_и$) – разность между давлением жидкости или газа и давлением окружающей среды.

Абсолютное давление (P) – давление, отсчитываемое от абсолютного нуля давления или от абсолютного вакуума. Это давление является т/д параметром состояния.

Абсолютное давление определяется:

1). При давлении в сосуде больше атмосферного:

$$P = P_и + P_о ; \qquad (1.5)$$

2). При давлении в сосуде меньше атмосферного:

$$P = P_о + P_в ; \qquad (1.6)$$

где $P_о$ – атмосферное давление; $P_в$ – давление вакуума.

Температура – характеризует степень нагретости тел и представляет собой меру измерения изменения внутренней энергии рабочего тела (т.е. средней кинетической энергии поступательного движения его молекул). Чем больше средняя скорость движения молекул рабочего тела, тем выше его температура.

За т/д параметр состояния системы принимают *термодинамическую температуру* (T), т.е. *абсолютную* температуру. Она всегда положительна. При температуре абсолютного нуля (T=0) тепловые движения прекращаются и эта температура является началом отсчета абсолютной температуры.

Уравнение состояния и термодинамический процесс.

Основные т/д параметры состояния P, υ, T однородного тела зависят друг от друга и взаимно связаны между собой определенным математическим уравнением, которое называется *уравнением состояния:*

$$f (P, \upsilon, T) = 0. \qquad (1.7)$$

Равновесным состоянием называется такое состояние рабочего тела, при котором во всех точках его объема P, υ, T и все другие физические свойства одинаковы.

Совокупность изменений состояния т/д системы при переходе из одного состояния в другое называется *т/д процессом*. Т/д процессы бывают равновесные и неравновесные. Если процес проходит через равновесные состояния, то он называется *равновесным.* В реальных случаях все процессы являются *неравновесными.*

Если при любом т/д процессе изменение параметра состояния не зависит от вида процесса, а определяется начальным и конечным состоянием, то

параметры состояния называются *функцией состояния.* Такими параметрами являются внутренняя энергия, энтальпия, энтропия и т.д.

Интенсивные параметры – это параметры не зависящие от массы системы (давление, температура).

Аддитивные (экстенсивные) параметры – параметры, значения которых пропорциональны массе системы (Объем, энергия, энтропия и т.д.).

Теплота и работа.

Тела, участвующие при протекании т/д процесса, обмениваются энергией. Передача энергии от одного тела к другому происходит двумя способами:

1-й способ реализуется при непосредственном контакте тел, имеющих различную температуру, путем обмена кинетической энергией между молекулами соприкасающихся тел либо лучистым переносом внутренней энергии излучающих тел путем э/м волн. При этом энергия передается от более нагретого к менее нагретому. Количество энергии, переданной 1-м способом от одного тела к другому, называется *количеством теплоты* – Q [Дж], а способ – передача энергии в *форме теплоты.*

2-й способ связан с наличием силовых полей или внешнего давления. Для передачи энергии этим способом тело должно либо передвигаться в силовом поле, либо изменять свой объем под действием внешнего давления, То есть, передача энергии происходит при условии перемещения всего тела или его части в пространстве. При этом количество переданной энергии называется *работой* – L [Дж], а способ - передача энергии в *форме работы*. Количество энергии, полученное телом в форме работы называется *работой совершенной над телом*, а отданную энергию – *затраченной телом работой.* Количество теплоты, полученное (отданное) телом и работа, совершенная (затраченная) над телом, зависят от условий перехода тела из начального состояния в конечное, т.е. зависят от характера т/д процесса.

Внутренняя энергия.

В общем случае внутренней энергией называется совокупность всех видов энергий, заключенной в теле или системе тел. Эту энергию можно представить как сумму отдельных видов энергий: кинетической энергии молекул (поступательного и вращательного движения молекул); колебательного движения атомов в самой молекуле; энергии электронов; внутриядерной энергии; энергии взаимодействия между ядром молекулы и электронами; потенциальной энергии молекул.

В технической термодинамике рассматриваются только такие процессы, в которых изменяются кинетическая и потенциальная составляющие внутренней энергии. При этом знание абсолютных значений внутренней энергии не требуется. Поэтому внутренней энергией для идеальных газов называют кинетическую энергию движения молекул и энергию колебательных движений атомов в молекуле, а для реальных газов дополнительно включают потенциальную энергию молекул.

Внутренняя энергия (U) является функцией двух основных параметров состояния газа, т.е. $U = f(P,T)$, $U = f(\upsilon, T)$ $U = f(P,\upsilon)$. Каждому состоянию рабочего тела (системы) соответствует вполне определенное значение параметров состояния, то для каждого состояния газа будет характерна своя однозначная, вполне определенная величина внутренней энергии U. То есть, U является функцией состояния газа. И разность внутренних энергий для двух каких-либо состояний рабочего тела или системы тел не будет зависеть от пути перехода от первого состояния во второе.

Первый закон термодинамики.

Первый закон термодинамики является основой термодинамической теории и имеет огромное прикладное значение при исследовании термодинамических процессов. Этот закон является законом сохранения и превращения энергии:

"Энергия не исчезает и не возникает вновь, она лишь переходит из одного вида в другой в различных физических процессах".

Для термодинамических процессов закон устанавливает взаимосвязь между теплотой, работой и изменением внутренней энергии т/д системы:

"Теплота, подведенная к системе, расходуется на изменение энергии системы и совершение работы".

Уравнение первого закона термодинамики имеет следующий вид:

$$Q = (U_2 - U_1) + L, \qquad (1.8)$$

где Q - количества теплоты подведенная (отведенная) к системе; L - работа, совершенная системой (над системой); $(U_2 - U_1)$ - изменение внутренней энергии в данном процессе.

Если:
$Q > 0$ – теплота подводится к системе;
$Q < 0$ – теплота отводится от системы;
$L > 0$ –работа совершается системой;
$L < 0$ – работа совершается над системой.

Для единицы массы вещества уравнение первого закона термодинамики имеет вид:

$$q = Q / m = (u_2 - u_1) + l. \qquad (1.9)$$

В дальнейшем все формулы и уравнения будут даны, в основном, для единицы массы вещества.

1-й закон т/д указывает, что для получения полезной работы (L) в непрерывно действующем тепловом двигателе надо подводить (затрачивать) теплоту (Q).

¦*"Двигатель, постоянно производящий работу и не потребляющий ¦никакой энергии, называется вечным двигателем I рода."*

Из этого можно высказать следующее определение 1-го закона термодинамики:

¦*" Вечный двигатель первого рода невозможен".*

Теплоемкость газа.

Истинная теплоемкость рабочего тела определяется отношением количества подведенной (отведенной) к рабочему телу теплоты в данном т/д процессе к вызванному этим изменениям температуры тела.

$$C = dQ / dT, \text{ [Дж /К]}; \qquad (1.10)$$

Теплоемкость зависит от внешних условий или характера процесса, при котором происходит подвод или отвод теплоты.

Различают следующие удельные теплоемкости:

- массовую: $c = C / m$, [Дж/кг]; (1.11)
- молярную: $c_\mu = C / \nu$, [Дж/моль], (1.12)

где ν - количества вещества [моль] ;

- объемную: $c^{/} = C / V = c \cdot \rho$, [Дж/м^3], (1.13)

где - $\rho = m / V$ - плотность вещества.

Связь между этими теплоемкостями следующая:

$$c = c^{/} \cdot \upsilon = c_{\mu} / \mu \text{ , [Дж/кг]}; \qquad (1.14)$$

где - $\upsilon = V/m$ - удельный объем вещества, [м^3/кг]; $\mu = m / \nu$ – молярная (молекулярная) масса, [кг/моль].

Теплоемкость газов в большой степени зависит от тех условий, при которых происходит процесс их нагревания или охлаждения. Различают теплоемкости при постоянном давлении (изобарный) и при постоянном объеме (изохорный). Таким образом различают следующие удельные теплоемкости:

c_p , c_v – массовые изобарные и изохорные теплоемкости;

$c_{p\mu}$, $c_{v\mu}$ – молярные изобарные и изохорные теплоемкости;

$c^{/}_p$, $c^{/}_v$ – объемные изобарные и изохорные теплоемкости.

Между изобарными и изохорными теплоемкостями существует следующая зависимость:

$$c_p - c_v = R \text{ - уравнение Майера}; \qquad (1.15)$$

$$c_{p\mu} - c_{v\mu} = R_{\mu} . \qquad (1.16)$$

Теплоемкость зависит от температуры и её значения приведены в справочной литературе в виде таблицы со средними значениями теплоемкости в интервале температур от 0 до t_x. Для определения средней теплоемкости в интервале температур от t_1 до t_2 можно использовать следующую формулу:

$$c|^{t2}_{t1} = (c|^{t2}_{0}\, t_2 - c|^{t1}_{0}\, t_1) / (t_2 - t_1). \qquad (1.17)$$

Универсальное уравнение состояния идеального газа.

Идеальным газом называется такой газ, у которого отсутствуют силы взаимного притяжения и отталкивания между молекулами и пренебрегают размерами молекул. Все реальные газы при высоких температурах и малых давлениях можно практически считать как идеальные газы. Уравнение состояния как для идеальных, как и для реальных газов описываются тремя параметрами по уравнению (1.7).

Уравнение состояния идеального газа можно вывести из молекулярно-кинетической теории или из совместного рассмотрения законов Бойля-

Мариотта и Гей-Люссака. Это уравнение было выведено в 1834 г. французским физиком Клапейроном и для 1 кг массы газа имеет вид:

$$P \cdot \upsilon = R \cdot T, \qquad (1.18)$$

где: R - газовая постоянная и представляет работу 1 кг газа в процессе при постоянном давлении и при изменении температуры на 1 градус.

Уравнение (1.18) называют т*ермическим уравнением состояния* или *характеристическим уравнением*. Для произвольного количества газа массой ***m*** уравнение состояния примет вид:

$$P \cdot V = m \cdot R \cdot T. \qquad (1.19)$$

В 1874 г. Д.И.Менделеев, основываясь на законе Дальтона (*"В равных объемах разных идеальных газов, находящихся при одинаковых температурах и давлениях, содержится одинаковое количество молекул"*), предложил универсальное уравнение состояния для 1 кг газа, которое называют *уравнением Клапейрона-Менделеева*:

$$P \cdot \upsilon = R_\mu \cdot T/\mu, \qquad (1.20)$$

где: μ - молярная (молекулярная) масса газа, (кг/кмоль);

R_μ = 8314,20 Дж/кмоль (8,3142 кДж/кмоль) - *универсальная газовая постоянная*, которая представляет работу 1 кмоля идеального газа в процессе при постоянном давлении и при изменении температуры на 1 градус. Зная R_μ можно найти газовую постоянную $R = R_\mu/\mu$. Для произвольной массы газа уравнение Клапейрона-Менделеева будет иметь вид:

$$P \cdot V = m \cdot R_\mu \cdot T/\mu. \qquad (1.21)$$

Смесь идеальных газов.

Под *газовой смесью* понимается смесь отдельных газов, вступающих между собой ни в какие химические реакции. Каждый газ (компонент) в смеси независимо от других газов полностью сохраняет все свои свойства и ведет себя так, как если бы он один занимал весь объем смеси. *Парциальное давление* – это давление, которое имел бы каждый газ, входящий в состав смеси, если бы этот газ находился один в том же количестве, в том же объеме и при той же температуре, что и в смеси. Газовая смесь подчиняется *закону Дальтона*:

Общее давление смеси газов равно сумме парциальных давлений отдельных газов, составляющих смесь.

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + \ldots P_n = \sum P_i \,, \qquad (1.22)$$

где P_1 , P_2 , P_3 . . . P_n – парциальные давления.

Состав смеси задается объемными, массовыми и мольными долями, которые определяются соответственно по следующим формулам:

$$r_1 = V_1 / V_{см} \,;\; r_2 = V_2 / V_{см} \,;\; \ldots\; r_n = V_n / V_{см} \,, \qquad (1.23)$$

$$g_1 = m_1 / m_{см} \,;\; g_2 = m_2 / m_{см} \,;\; \ldots\; g_n = m_n / m_{см} \,, \qquad (1.24)$$

$$r_1' = \nu_1 / \nu_{см} \,;\; r_2' = \nu_2 / \nu_{см} \,;\; \ldots\; r_n' = \nu_n / \nu_{см} \,, \qquad (1.25)$$

где V_1 ; V_2 ; … V_n ; $V_{см}$ –объемы компонентов и смеси; m_1 ; m_2 ; … m_n ; $m_{см}$ – массы компонентов и смеси; ν_1 ; ν_2 ; … ν_n ; $\nu_{см}$ – количество вещества (киломолей) компонентов и смеси.

Для идеального газа по закону Дальтона:

$$r_1 = r_1' \,;\; r_2 = r_2' \,;\; \ldots\; r_n = r_n' \,. \qquad (1.26)$$

Так как $V_1 + V_2 + \ldots + V_n = V_{см}$ и $m_1 + m_2 + \ldots + m_n = m_{см}$, то:

$$r_1 + r_2 + \ldots + r_n = 1 \,, \qquad (1.27)$$

$$g_1 + g_2 + \ldots + g_n = 1. \qquad (1.28)$$

Связь между объемными и массовыми долями следующая:

$$g_1 = r_1 \cdot \mu_1 / \mu_{см} \,;\; g_2 = r_2 \cdot \mu_2 / \mu_{см} \,;\; \ldots\; g_n = r_n \cdot \mu_n / \mu_{см} \,, \qquad (1.29)$$

где: μ_1 , μ_2 , … μ_n , $\mu_{см}$ – молекулярные массы компонентов и смеси. <u>Молекулярная масса смеси</u>:

$$\mu_{см} = \mu_1 r_1 + r_2 \mu_2 + \ldots + r_n \mu_n \,. \qquad (1.30)$$

<u>Газовая постоянная смеси</u>:

$$R_{см} = g_1 R_1 + g_2 R_2 + \ldots + g_n R_n =$$
$$= R_\mu (g_1/\mu_1 + g_2/\mu_2 + \ldots + g_n/\mu_n) =$$

$$= 1 / (r_1/R_1 + r_2/R_2 + \ldots + r_n/R_n) . \quad (1.31)$$

Удельные массовые теплоемкости смеси:

$$c_{p\ см.} = g_1\ c_{p\ 1} + g_2\ c_{p\ 2} + \ldots + g_n\ c_{p\ n} . \quad (1.32)$$

$$c_{v\ см.} = g_1\ c_{p\ 1} + g_2\ c_{v\ 2} + \ldots + g_n\ c_{v\ n} . \quad (1.33)$$

Удельные молярные (молекулярные) теплоемкости смеси:

$$c_{p\mu\ см.} = r_1\ c_{p\mu\ 1} + r_2\ c_{p\mu\ 2} + \ldots + r_n\ c_{p\mu\ n} . \quad (1.34)$$

$$c_{v\mu\ см.} = r_1\ c_{v\mu\ 1} + r_2\ c_{v\mu\ 2} + \ldots + r_n\ c_{v\mu\ n} . \quad (1.35)$$

Основные положения второго закона термодинамики.

Первый закон термодинамики утверждает, что теплота может превращаться в работу, а работа в теплоту и не устанавливает условий, при которых возможны эти превращения.

Превращение работы в теплоту происходит всегда полностью и безусловно. Обратный процесс превращения теплоты в работу при непрерывном её переходе возможен только при определенных условиях и не полностью. Теплота сама собой может переходит от более нагретых тел к холодным. Переход теплоты от холодных тел к нагретым сам собой не происходит. Для этого нужно затратить дополнительную энергию.

Таким образом, для полного анализа явления и процессов необходимо кроме первого закона термодинамики знать еще дополнительную закономерность. В качестве такой закономерности выступает *второй закон термодинамики*. Он устанавливает: возможен или невозможен тот или иной процесс, в каком направлении протекает процесс, когда достигается термодинамическое равновесие и при каких условиях можно получить максимальную работу.

Формулировки второго закона термодинамики.

Для существования теплового двигателя необходимы 2 источника – *горячий источник и холодный источник* (окружающая среда). Если тепловой двигатель работает только от одного источника, то он называется *вечным двигателем 2-го рода.*

1-я формулировка (Оствальда):

| ***«Вечный двигатель 2-го рода невозможен».***

Вечный двигатель 1-го рода это тепловой двигатель, у которого $L>Q_1$, где Q_1 - подведенная теплота. Первый закон термодинамики "позволяет" обеспечить возможность создания теплового двигателя полностью превращающий подведенную теплоту Q_1 в работу L, т.е. $L = Q_1$. Второй закон накладывает более жесткие ограничения и утверждает, что работа должна

быть меньше подведенной теплоты ($L<Q_1$) на величину отведенной теплоты – Q_2, т.е.:

$$L = Q_1 - Q_2. \qquad (1.36)$$

Вечный двигатель 2-го рода можно осуществить, если теплоту Q_2 передать от холодного источника к горячему. Но для этого теплота самопроизвольно должна перейти от холодного тела к горячему, что невозможно.

Отсюда следует 2-я формулировка (Клаузиуса):

|| ***«Теплота не может самопроизвольно переходит от более***
|| ***холодного тела к более нагретому».***

Для работы теплового двигателя необходимы 2 источника – горячий и холодный.

3-я формулировка (Карно):

|| ***«Там где есть разница температур, возможно совершение***
|| ***работы».***

Все эти формулировки взаимосвязаны, из одной формулировки можно получить другую.

Энтропия.

Одной из функций состояния термодинамической системы является *энтропия.* Энтропией называется величина, определяемая выражением:

$$dS = dQ / T, \text{ [Дж/К]}. \qquad (1.37)$$

Для удельной энтропии:

$$ds = dq / T, \text{ [Дж/(кг·К)]}. \qquad (1.38)$$

Энтропия есть однозначная функция состояния тела, принимающая для каждого состояния вполне определенное значение. Она является экстенсивным (зависит от массы вещества) параметром состояния, в любом термодинамическом процессе полностью определяется начальным и конечным состояниями тела, а также не зависит от пути протекания процесса.

Энтропию можно определить как функцию основных параметров состояния:

$$S = f_1(P,V) \; ; \; S = f_2(P,T) \; ; \; S = f_3(V,T), \qquad (1.39)$$

а для удельной энтропии можно записать:

$$s = f_1(P,\upsilon)\ ;\ s = f_2(P,T)\ ;\ S = f_3(\upsilon,T). \qquad (1.40)$$

Так как энтропия не зависит от вида процесса и определяется начальными и конечными состояниями рабочего тела, то находят только ее изменение в данном процессе, которое можно определить, используя следующие уравнения:

$$Ds = c_v \cdot \ln(T_2/T_1) + R \cdot \ln(\upsilon_2/\upsilon_1); \qquad (1.41)$$

$$Ds = c_p \cdot \ln(T_2/T_1) - R \cdot \ln(P_2/P_1); \qquad (1.42)$$

$$Ds = c_v \cdot \ln(P_2/P_1) + c_p \cdot \ln(\upsilon_2/\upsilon_1). \qquad (1.43)$$

Если энтропия системы возрастает ($Ds > 0$), то системе подводится тепло.

Если энтропия системы уменьшается ($Ds < 0$), то от системы отводится тепло.

Если энтропия системы не изменяется ($Ds = 0$, $s=const$), то относительно системы тепло не подводится и не отводится (адиабатный процесс).

1.3. Водяной пар. Влажный воздух.

Понятия о водяном паре.

Одним из распространенным рабочим телом в паровых турбинах, паровых машинах, в атомных установках, теплоносителем в различных теплообменниках является *водяной пар.*

Пар - газообразное тело в состоянии, близкое к кипящей жидкости.

Парообразование – процесс превращения вещества из жидкого состояния в парообразное.

Испарение – парообразование, происходящее всегда при любой температуре с поверхности жидкости.

При некоторой определенной температуре, зависящей от природы жидкости и давления, под которым она находится, начинается парообразование во всей массе жидкости. Этот процесс называется *кипением*. Обратный процесс парообразования называется *конденсацией*, которая также протекает при постоянной температуре.

Процесс перехода твердого вещества непосредственно в пар называется *сублимацией*. Обратный процесс перехода пара в твердое состояние называется *десублимацией*.

При испарении жидкости в ограниченном пространстве (в паровых котлах) одновременно происходит обратное явление – конденсация пара. Если скорость конденсации станет равной скорости испарения, то наступает динамическое равновесие. Пар в этом случае имеет максимальную плотность и называется *насыщенным паром*.

Если температура пара выше температуры насыщенного пара того же давления, то такой пар называется *перегретым*. Разность между температурой перегретого пара и температурой насыщенного пара того же давления называется *степенью перегрева*. Так как удельный объем перегретого пара больше удельного объема насыщенного пара, то плотность перегретого пара меньше плотности насыщенного пара. Поэтому перегретый пар является *ненасыщенным паром*.

В момент испарения последней капли жидкости в ограниченном пространстве без изменения температуры и давления образуется *сухой насыщенный пар*. Состояние такого пара определяется одним параметром - давлением.

Механическая смесь сухого и мельчайших капелек жидкости называется *влажным паром*.

Массовая доля сухого пара во влажном паре называется *степенью сухости* x, которая определяется по формуле:

$$x = m_{сп} / m_{вп}, \qquad (1.44)$$

где: $m_{сп}$ - масса сухого пара во влажном; $m_{вп}$ - масса влажного пара.

Массовая доля жидкости во влажном паре нызвается *степенью влажности* y, которая определяется по формуле:

$$y = 1 - n. \qquad (1.45)$$

Для кипящей жидкости при температуре насыщения $n = 0$, а для сухого пара – $n = 1$.

Характеристики влажного воздуха.

Атмосферный воздух, в основном состоящий из кислорода, азота, углекислого газа, содержит всегда некоторое количество водяного пара. Смесь сухого воздуха и водяного пара называется *влажным воздухом*. Влажный воздух при данном давлении и температуре может содержать разное количество водяного пара. Если смесь состоит из сухого воздуха и насыщенного водяного пара, то его называют *насыщенным влажным*

воздухом. В этом случае во влажном воздухе находится максимально возможное для данной температуры количество водяного пара. При охлаждении этого воздуха, будет происходить конденсация водяного пара. Парциальное давление водяного пара в этой смеси равно давлению насыщения при данной температуре.

Если влажный воздух содержит при данной температуре водяной пар в перегретом состоянии, то он будет называться *ненасыщенным*. Так как в нем находится не максимально возможное для данной температуры количество водяного пара, то он способен к дальнейшему увлажнению. Поэтому такой воздух используют в качестве сушильного агента в различных сушильных установках.

По *закону Дальтона* общее давление влажного воздуха равно сумме парциальных давлений сухого воздуха и водяного пара, входящих в его состав:

$$P = P_В + P_П, \qquad (1.43)$$

где: $P_В$ – парциальное давление сухого воздуха; $P_П$ - парциальное давление водяного пара.

Максимальное значение $P_П$ при данной температуре влажного воздуха t представляет *собой давление насыщенного водяного пара* - $P_Н$.

Для нахождения парциального давления пара пользуются специальным прибором – гигрометром. С помощью этого прибора определяют *точку росы*, т.е. температуру ($t_р$), до которой нужно охладить при постоянном давлении воздух, чтобы он стал насыщенным. Зная точку росы, можно по таблицам определить парциальное давление пара в воздухе как давление насыщения ($P_Н$), соответствующее точки росы $t_р$.

Абсолютной влажностью воздуха называется количество водяных паров, находящихся в 1 $м^3$ влажного воздуха при заданных температуре и давлении. Абсолютная влажность равна плотности пара при его парциальном давлении и температуре воздуха – $t_н$.

Отношение абсолютной влажности ненасыщенного воздуха при данной температуре к абсолютной влажности насыщенного воздуха при той же температуре называется *относительной влажностью* воздуха:

$$j = c_п / c_н \text{ или } j = c_п / c_н \cdot 100\%, \qquad (1.44)$$

Для сухого воздуха j = 0, для ненасыщенного j < 1, для насыщенного j = 1(100%).

Если водяной пар считать идеальным газом, то по закону Бойля-Мариотта отношение плотностей можно заменить отношением давлений, тогда:

$$j = r_П / P_Н \text{ или } r = P_П / P_Н \cdot 100\% . \qquad (1.45)$$

Плотность влажного воздуха слагается из масс, содержащихся в 1 $м^3$ сухого воздуха и водяного пара:

$$r = r_в + r_п = P_В/(R_В \cdot T) + j/n''. \qquad (1.46)$$

Молекулярная масса влажного воздуха определяют по формуле:

$$m = 28{,}95 - 10{,}934j\ P_Н/P. \qquad (1.47)$$

Значения $P_Н$ и n'' при температуре воздуха t берутся из таблицы водяного пара, j – по данным психрометра, P - по барометру.

Влагосодержание – представляет собой отношение массы пара к массе сухого воздуха:

$$d = M_П / M_В , \qquad (1.48)$$

где: $M_П$, $M_В$ – соответственно массы пара и сухого воздуха во влажном воздухе.

Связь между влагосодержанием с относительной влажностью:

$$d = 0{,}622\ j \cdot P_Н \cdot /(P - j \cdot P_Н). \qquad (1.49)$$

Газовая постоянная:

$$R = 8314/м = 8314/(28{,}95 - 10{,}934 \cdot m \cdot P_Н/P). \qquad (1.50)$$

Объем влажного воздуха, приходящегося на 1 кг сухого воздуха:

$$V_{ВЛ.В} = R \cdot T/P. \qquad (1.51)$$

Удельный обьем влажного воздуха:

$$n = V_{ВЛ.В}/(1 + d). \qquad (1.52)$$

Удельная массовая теплоемкость паровоздушной смеси:

$$c_{см} = c_В + d \cdot c_П . \qquad (1.53)$$

Лекция 2. Основы тепло- массообмена.

2.1. Виды теплопереноса.
2.2. Теплопроводность.
2.3. Конвективный теплообмен.
2.4. Теплообмен излучением.
2.4. Теплопередача.
2.5. Теплообменные аппараты.

2.1. Виды теплопереноса.

Основной закон теории теплопроводности. Закон (гипотеза) Фурье.

В 1807 году французский ученый Фурье (Fourier) предложил считать, что в каждой точке тела (вещества) в процессе теплопроводности существует однозначная связь между тепловым потоком и градиентом температуры:

$$\vec{Q} = -\lambda \cdot \mathrm{grad}(T) \cdot F, \qquad (2.1)$$

где: Q – тепловой поток, Вт; grad(T) – градиент температурного поля, К/м; F– площадь поверхности теплообмена, м^2; λ, – *коэффициент теплопроводности* $, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}} = \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot {}^\circ\text{C}} = \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{K}}$, – величина, характеризующая физические свойства вещества.

2.2. Теплопроводность.

Коэффициент теплопроводности определяют экспериментально и приводят в справочной литературе.

Закон Фурье для поверхностной плотности теплового потока запишется в виде

$$\vec{q} = -\lambda \cdot \mathrm{grad}(T). \qquad (2.2)$$

Физический смысл *коэффициента теплопроводности* (**λ**) заключается в том, что он характеризует способность данного вещества проводить теплоту.

Коэффициент теплопроводности λ находят экспериментально, используя выражения (2.1) и (2.2), решением, так называемой, обратной задачи теории теплопроводности.

Знак «-» показывает, что векторы теплового потока и градиента температуры направлены в противоположные стороны. Градиент

температурного поля направлен по нормали к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры, тепловой поток – в сторону убывания температуры. Выражения (2.1) и (2.2) представляют собой линейный закон теплопроводности, т.к. в этом законе коэффициент теплопроводности есть величина постоянная (λ=const). При экспериментальной проверке закона Фурье обнаруживается отклонение расчета и эксперимента, которое в первом приближении можно учесть, сохранив форму записи закона, но приняв зависимость $\lambda = f(T)$. В этом случае получаем нелинейный закон Фурье:

$$\vec{q} = -\lambda(T) \cdot \mathrm{grad}(T) . \qquad (2.3)$$

Для разных веществ и их фазового состояния **λ** может, как увеличиваться, так уменьшаться с ростом температуры. Для пористых и сыпучих материалов коэффициент теплопроводности **λ** также зависит от порозности (величина пор) и от влажности. С увеличением порозности λ уменьшается, так как поры заполняются газом, а **λ** газов мал. При увеличении влажности поры заполняются влагой, и коэффициент теплопроводности **λ** увеличивается. Примеси уменьшают коэффициент теплопроводности. Коэффициент теплопроводности газов также зависит и от давления.

Приведем примерные значения коэффициента **λ** разных веществ. Поскольку **λ** функция температуры, то эти данные взяты из справочника при $t = 0\ ^0C$.

Вещество	λ, Вт/(м·К)
Cu, медь	**390**
Сталь	**10÷50**
Огнеупоры	**0,25÷3**
Тепловая изоляция	**0,05÷0,25**
Газы	**0,005÷0,4**
Жидкости	**0,08÷0,7**

Дифференциальное уравнение теплопроводности (дифференциальное уравнение Фурье).

Если поместить тело, например, бесконечную пластинку толщиной δ и начальной температурой T_0 в горячую среду с температурой T_f (рис. 2.1), то пластинка, получая энергию от горячей среды, будет нагреваться, и ее температура изменяется с течением времени в каждой точке.

Температурное поле $T = f(x_i, \tau)$, т.е. распределение температур в пространстве и во времени, находят решением дифференциального уравнения (ДУ) теплопроводности, которое в 1814 году вывел французский ученый Фурье и поэтому это уравнение носит его имя. Вывод ДУ

теплопроводности основан на законе сохранения энергии и использует закон Фурье.

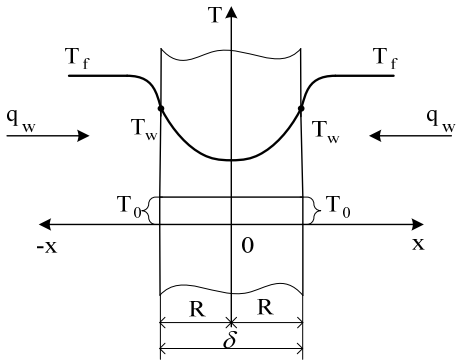


Рис. 2.1. Нагрев пластины в среде с температурой T_f

Уравнение Фурье моделирует процессы, которые в процессе теплопроводности протекают в каждом элементарном объеме тела:

1) поглощение тепловой энергии при нагреве или выделение при охлаждении;

2) прохождение теплоты через элементарный объем транзитом;

3) выделение или поглощение теплоты за счет действия внутренних источников или стоков теплоты мощностью q_v.

В векторной форме записи дифференциальное уравнение теплопроводности имеет вид:

$$c'\frac{\partial T}{\partial \tau} = \mathrm{div}(\lambda \mathrm{grad}(T)) + q_v\,, \qquad (2.4)$$

где $\mathbf{c}' = \rho \cdot \mathbf{c}$ – удельная объемная теплоемкость, Дж/(м^3·К); ρ – плотность, кг/м^3; **c** – удельная массовая теплоемкость, Дж/(кг·К).

Напомним, что для твёрдых тел $c_p \approx c_v \approx c$.

Решая это уравнение, мы получим температурное поле: $T(x_i, \tau)$. Т.о. дифференциальное уравнение теплопроводности устанавливает *связь между пространственным и временным изменениями* температуры.

Вид формул для операторов дивергенции (div) и градиента (grad) зависят от выбора системы координат. Например, в декартовой системе координат ДУ теплопроводности примет вид:

$$c'\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z}\right) + q_v\,, \qquad (2.5)$$

или, принимая допущение о независимости физических свойств вещества от температуры $\{c', \lambda, \rho \neq f(T)\}$, можно записать:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) + \frac{q_v}{c'}, \qquad (2.6)$$

где $a = \frac{\lambda}{c'} = \frac{\lambda}{\rho \cdot c}$ – коэффициент температуропроводности, м^2/с.

В нашем кратком курсе ТМО будем решать дифференциальное уравнение Фурье для тел простейшей формы (бесконечная пластина, бесконечный цилиндр и шар или сфера) с постоянными физическими коэффициентами:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x_1{}^2} + \frac{k-1}{x_1} \cdot \frac{\partial T}{\partial x_1}\right) + \frac{q_v}{c'}, \qquad (2.7)$$

где $\mathbf{x_1}$ – первая координата в ортогональной системе координат**:** $\mathbf{x_1 = x}$ в декартовой системе координат, $\mathbf{x_1 = r}$ в цилиндрической и сферической системах координат; k = 1, 2 или 3 – коэффициент формы тела**:** k = 1 – бесконечная пластина; k = 2 – бесконечный цилиндр; k = 3 – шар.

При отсутствии в системе внутренних источников стоков теплоты (q_v=0) дифференциальные уравнения Фурье для тел простейшей формы записываются следующим образом:

$$k = 1: \frac{\partial T}{\partial \tau} = a\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}; \qquad (2.8)$$

$$k = 2: \frac{\partial T}{\partial \tau} = a\left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r}\right); \qquad (2.9)$$

$$k = 3: \frac{\partial T}{\partial \tau} = a\left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r}\right). \qquad (2.10)$$

При неизменных условиях теплообмена (постоянных температурах потока, омывающего тело с разных сторон, и постоянных коэффициентах теплоотдачи) на границах тела его температурное поле с некоторого момента времени перестает изменяться во времени и наступает *стационарный* режим теплопроводности, который для тел простейшей формы описывается уравнением Пуассона при действии внутренних источников теплоты:

$$\frac{d^2T}{dx_1{}^2} + \frac{k-1}{x_1} \cdot \frac{dT}{dx_1} + \frac{q_v}{\lambda} = 0, \qquad (2.11)$$

или уравнением Лапласа, если $q_v = 0$:

$$\frac{d^2T}{dx_1{}^2} + \frac{k-1}{x_1} \cdot \frac{dT}{dx_1} = 0. \qquad (2.13)$$

В результате решения одномерного дифференциального уравнения для стационарного процесса теплопроводности находят температурное поле в виде $T(x_1)$ или в явном виде $T(x)$ – в декартовой системе координат и $T(r)$ – в цилиндрической и сферической системах координат.

2.3. Конвективный теплообмен.

Основные понятия и определения

Конвекция теплоты осуществляется за счет перемещения макрообъемов среды из области с одной температурой в область с другой температурой. Конвекция протекает совместно с процессом теплопроводности. Сочетание конвекции и теплопроводности, наблюдаемое в текучих средах, называют *конвективным теплообменом.* Поэтому плотность теплового потока при конвективном теплообмене рассчитывается по формуле:

$$q_{кто} = q_{конд} + q_{конв} = -\lambda \cdot \nabla T + \rho \cdot \vec{w} \cdot h, \qquad (2.14)$$

где $q_{кто}$ – плотность теплового потока при конвективном теплообмене, Вт/м^2; $q_{конд}$ – плотность теплового потока при кондуктивном (за счет теплопроводности) теплообмене, Вт/м^2; $q_{конв}$ – плотность теплового потока за счет конвекции текучей среды, Вт/м^2; λ – коэффициент теплопроводности флюида, Вт/(м^2·К); ∇T – градиент температур, К/м; ρ – плотность флюида, кг/м^3; $\vec{w}$ – скорость движения флюида, м/с; $h = c_p \cdot T$ – удельная энтальпия флюида, Дж/кг; T – температура, ºС или К.

Таким образом, для расчета теплового потока, передаваемого в неизотермической текучей среде необходимо предварительно рассчитать температурное поле и поле скорости.

В *зависимости от причины*, вызывающей движение текучей среды, различают конвекцию при вынужденном движении или *вынужденную конвекцию* и конвекцию при свободном движении или *свободную конвекцию*. При *вынужденной конвекции* движение текучей среды происходит под действием внешней силы – разности давлений в потоке, которую создает

какое-либо транспортирующее флюид устройство, например, вентилятор, насос и т.п. При *свободной конвекции* движение среды происходит без приложения внешней силы, а вследствие разности плотностей различных объемов среды, которая может возникать из-за переменного поля температуры, т.к. плотность $\rho = f(T)$. Переменное поле температур вызывает переменное поле плотности и, вследствие этого, в поле земного тяготения происходит перемещение масс с разной плотностью (легкие слои поднимаются вверх, тяжелые опускаются вниз). В этом случае говорят о *свободной тепловой* или *естественной* конвекции. Заметим, что переменная по объему плотность текучей среды может быть создана и путем механического перемешивания сред с различной плотностью (например, при продувке жидкой стальной ванны кислородом).

По *интенсивности движения* различают два основных режима течения: ***ламинарный и турбулентный***. Для большинства флюидов существует и *переходный* от ламинарного к турбулентному режим течения.

Признаки ***ламинарного*** *режима* течения:

— частицы среды движутся по плавным взаимно непересекающимся траекториям;

— параметры течения (температура, скорость, давление и концентрация примесей) являются гладкими функциями координат и времени;

— процесс переноса субстанции (теплоты, импульса и массы) осуществляется за счет взаимодействия *микрочастиц* среды (атомов, молекул, ионов и т. п.). Поэтому коэффициенты переноса субстанции (коэффициент температуропроводности, коэффициент кинематической вязкости и коэффициент диффузии) являются физическими характеристиками вещества. Коэффициенты переноса субстанции для разных веществ определяют экспериментально и приводят в справочных таблицах в зависимости от температуры.

Признаки ***турбулентного*** *режима* течения:

— частицы среды движутся по сложным, ломаным, взаимно пересекающимся траекториям;

— параметры течения (температура, скорость, давление и концентрация примесей) являются пульсирующими функциями координат и времени;

— процесс переноса субстанции (теплоты, импульса и массы) осуществляется за счет взаимодействия макрообъемов среды (турбулентных молей). Поэтому коэффициенты переноса субстанции (коэффициент температуропроводности, коэффициент кинематической вязкости и коэффициент диффузии) зависят от самого режима и не являются физическими характеристиками вещества. Коэффициенты турбулентного

переноса субстанции рассчитывают по, так называемым, *полуэмпирическим моделям турбулентности*, изучение которых выходит за рамки нашего краткого курса.

Существование *ламинарного* или *турбулентного* режима течения зависит от соотношения двух сил, действующих в текучей среде: силы инерции ($f_{ин}$)и силы трения ($f_{тр}$). При условии $f_{ин} << f_{тр}$ имеет место ламинарный режим течения и, соответственно, наоборот, при $f_{ин} >> f_{тр}$ – турбулентный режим.

Дифференциальные уравнения конвективного теплообмена.

В общем случае однофазная химически однородная текучая среда характеризуется:

1. полем температуры $T(x_i, \tau)$ – скалярное поле;
2. полем скорости $\vec{w}(x_i, \tau) = w_x \vec{i} + w_y \vec{j} + w_z \vec{k}$ – векторное поле;
3. полем давления $p(x_i, \tau)$ – скалярное поле,

где x_i – ортогональная система координат (например, для декартовой системы координат $x_1 = x,\ x_2 = y,\ x_3 = z$); τ – время. При этом физические свойства среды (плотность, коэффициенты вязкости, коэффициент теплопроводности) должны быть известны.

Для расчета температуры, давления и, в общем случае, трех составляющих вектора скорости необходимо решить пять дифференциальных уравнений:

— дифференциальное уравнение переноса энергии в текучей среде – уравнение Фурье-Кирхгофа;

— три дифференциальных уравнения переноса импульса в текучей среде – уравнения Навье-Стокса;

— дифференциальное уравнение неразрывности или сплошности.

Дифференциальное уравнение Фурье-Кирхгофа.

В векторном виде уравнение переноса энергии в текучей среде имеет вид

$$\rho \cdot c \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + \vec{w} \cdot \nabla T \right) = \mathrm{div}[\lambda \cdot \mathrm{grad}(T)] + q_v + \mu \cdot \Phi - p \cdot \mathrm{div}\vec{w}, \qquad (2.15)$$

где $\rho \cdot c \cdot \partial T / \partial \tau$ – слагаемое в правой части уравнения энергии, которое отражает нестационарность процесса теплообмена; $\rho \cdot c \cdot \vec{w} \cdot \nabla T$ – конвективный член уравнения энергии – учитывает перенос теплоты за счет движения среды; $\mathrm{div}[\lambda \cdot \mathrm{grad}(T)]$ – диффузионный член уравнения – учитывает

перенос теплоты теплопроводностью; q_v – источниковый член уравнения – учитывает поступление или убыль энергии за счет действия внутренних источников или стоков теплоты; $\mu \cdot \Phi$ – слагаемое уравнения энергии, учитывающее нагрев среды вследствие диссипации кинетической энергии движения за счет трения; μ – динамический коэффициент вязкости; Ф – диссипативная функция; $-p \cdot \mathrm{div}\vec{w}$ – слагаемое уравнения, учитывающее изменение энергии флюида при его сжатии или расширении.

Последние два слагаемых в уравнении переноса энергии в значительной степени зависят от скорости движения и для скоростей менее 100 м/с, характерных для энергетических и теплотехнологических агрегатов, в расчетах теплообмена не учитываются. Принимая допущение о независимости физических свойств среды от температуры и отсутствии внутренних источников теплоты уравнение Фурье-Кирхгофа принимает вид:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + \vec{w} \cdot \nabla T = a \cdot \nabla^2 T, \qquad (2.16)$$

где $a = \lambda/(\rho \cdot c)$ – коэффициент температуропроводности текучей среды.

Заметим, что для неподвижной среды ($\vec{w} = 0$) уравнение Фурье-Кирхгофа переходит в уравнение теплопроводности – уравнение Фурье.

Для решения уравнения Фурье-Кирхгофа необходимо предварительно рассчитать поле скорости, решив уравнения Навье-Стокса.

Дифференциальные уравнения движения текучей среды (уравнения Навье-Стокса).

Вывод уравнения основан на законе сохранения количества движения: для фиксированной массы М текучей среды, согласно которому изменение импульса равно сумме внешних сил, действующих на объем массой М:

$$\frac{d\vec{K}}{d\tau} = \sum \vec{f}_{внешн}, \qquad (2.17)$$

где $\vec{K} = M \cdot \vec{w}$ - импульс; $\vec{f}_{внешн}$ – внешние силы, действующие на элементарный объем потока.

Запишем уравнения Навье-Стокса для текучих сред с постоянной плотностью в векторной форме:

$$\frac{\partial \vec{w}}{\partial \tau} + \vec{w} \cdot \nabla \vec{w} = \vec{g} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \cdot \nabla^2 \vec{w}. \qquad (2.18)$$

В этом случае уравнение неразрывности принимает вид:

$$\mathrm{div}\vec{w} = 0. \qquad (2.19)$$

В уравнении движения текучей среды все слагаемые имеют размерность [Н/кг] и представляют собой массовую плотность силы: $\partial\vec{w}/\partial\tau \equiv f_{лок}$ – нестационарный член уравнения, имеющий смысл локальной силы; $\vec{w}\cdot\nabla\vec{w} \equiv f_{ин}$ – конвективный член уравнения – характеризует силу инерции; $\vec{g} \equiv f_g$ – слагаемое, имеющее смысл объемной или массовой силы (силы тяжести); $\frac{1}{\rho}\nabla p \equiv f_p$ – сила давления; $\nu\cdot\nabla^2\vec{w} \equiv f_{тр}$ – диффузионный член уравнения – характеризует силу трения.

2.4. Теплообмен излучением.

Лучистый теплообмен: основные понятия и определения. Законы теплового излучения.

Теплообмен между твердыми, жидкими и газообразными телами возможен и в том случае, когда они отстоят друг от друга на большие расстояния и их разделяет глубокий вакуум. Примером этому является теплообмен между Солнцем и Землей, отстоящими друг от друга на расстояние примерно в 150 млн. км. В этом случае носителем тепла между телами выступает не вещество, а электромагнитное излучение тела, находящегося при температуре, большей 0 К. Мы будем рассматривать лишь тепловое электромагнитное излучение тел, которое возникает вследствие хаотического теплового движения молекул (атомов), узлов решеток и т.п. При этом движении молекулы (атомы или узлы решеток) возбуждаются и в них происходят переходы электронов с одного энергетического уровня на другой с излучением или поглощением фотонов (квантов энергии).

Таким образом, генерирование электромагнитной энергии вследствие теплового движения молекул (атомов) и узлов решеток происходит в объеме каждого тела независимо от факта существования других тел. Тепловое электромагнитное излучение характеризуется при этом:

1. свойствами непрерывности (при этом говорят о таких характеристиках излучения, как длина волны, частота, спектр) и свойствами дискретности (при этом говорят о потоке фотонов);
2. свойством преломляться при прохождении через некоторые вещества (напр., каменная соль);

3. свойством отражения, интерференции, дифракции и т.д.

Отметим, что мы будем изучать равновесное тепловое излучение тел, т.е. излучение тел, температура которых поддерживается во времени постоянной. Все излагаемые ниже рассуждения и закономерности будут относиться только к нему.

Тепловое излучение (*радиационный теплообмен*) – способ переноса теплоты в пространстве, осуществляемый в результате распространения электромагнитных волн, энергия которых при взаимодействии с веществом переходит в тепло. Радиационный теплообмен связан с двойным преобразованием энергии и происходит в три этапа:

— первоначально внутренняя энергия тела превращается в энергию электромагнитного излучения (энергию фотонов или квантов);

— затем, лучистая энергия переносится электромагнитными волнами в пространстве, которые в однородной и изотропной среде и в вакууме распространяются прямолинейно со скоростью света (в вакууме скорость света равна $3 \cdot 10^8$ м/с) подчиняясь оптическим законам преломления, поглощения и отражения;

— после переноса энергии электромагнитными волнами, происходит второй переход лучистой энергии во внутреннюю энергию тела путем поглощения фотонов.

Тепловому излучению соответствует интервал длин волн $\lambda = 0{,}4 \div 25$ мкм (1 мкм = 10^{-6} м), поскольку основная доля лучистой энергии в теплотехнических агрегатах передается именно в этом диапазоне длин волн. Заметим, что видимые световые лучи имеют длину волны $\lambda = 0{,}4 \div 0{,}8$ мкм, а к инфракрасному или тепловому излучению в общем случае относят диапазон длин волн $\lambda = 0{,}8 \div 1000$ мкм.

Особенности радиационного теплообмена:

— все тела с температурой выше 0 К обладают собственным тепловым излучением, то есть энергию излучают все тела (твердые тела, жидкости и лученепрозрачные газы);

— для передачи теплоты излучением не требуется тело-посредник, т.е. лучистая энергия может передаваться и в вакууме;

— при температурах до 100 ºС лучистая и конвективная (при свободной конвекции) составляющие теплообмена имеют один порядок. В высокотемпературных энергетических (например, парогенераторах) и высокотемпературных теплотехнологических (например, металлургических печах) аппаратах лучистый теплообмен является доминирующим (до 100%) в суммарном теплопереносе от горячего теплоносителя к потребителю тепловой энергии;

— различают поверхностное излучение (твердые тела) и объемное излучение (лученепрозрачные газы).

Спектром излучения называют распределение лучистой энергии по дине волны $E_\lambda = f(\lambda)$, где E_λ, Вт/м^3 спектральная интенсивность излучения тела. У большинства твердых тел спектры сплошные. У газов и полированных металлов спектры линейчатые или *селективные*.

С точки зрения радиационного теплообмена различают два типа поверхностей: *диффузные* и *зеркальные* поверхности. Диффузные поверхности разлагают все падающее на них излучение в пределах полусферы. У зеркальных поверхностей угол падения луча равен углу его отражения.

Параметры и характеристики теплового излучения.

Как и любой другой способ переноса теплоты, теплообмен излучением характеризуется *температурным полем* системы тел, участвующих в радиационном теплообмене (T), и *тепловыми потоками* излучения (Q, Вт) или поверхностными плотностями тепловых потоков излучения (E, Вт/м^2). Кроме этого, телам, участвующим в радиационном теплообмене, приписывают некоторые специфические свойства, называемые *радиационными характеристиками* или *радиационными свойствами* тела.

Потоком излучения (Q, Вт) называют количество лучистой энергии, проходящее через заданную поверхность площадью F в *единицу* времени.

Поверхностной *плотностью потока излучения* (E, Вт/м^2) называют количество лучистой энергии, проходящее через заданную *единичную* поверхность *в единицу* времени.

В расчетах радиационного теплообмена приняты следующие обозначения:

— $Q_{пад}$ и $E_{пад}$ поток и плотность потока излучения падающие на поверхность тела;

— $Q_{отр}$ и $E_{отр}$ поток и плотность потока излучения отраженные от поверхности тела;

— $Q_{погл}$ и $E_{погл}$ поток и плотность потока излучения поглощенные телом;

— $Q_{проп}$ и $E_{проп}$ поток и плотность потока излучения пропускаемые телом;

— $Q_{соб}$ и $E_{соб}$ поток и плотность потока собственного излучения тела;

— $Q_{эф}$ и $E_{эф}$ поток и плотность потока эффективного излучения тела;

— $Q_{рез}$ и $E_{рез}$ поток и плотность потока результирующего излучения тела

К радиационным характеристикам тела относят *поглощательную*, *отражательную* и *пропускательную* способности тела, спектральную и интегральную *степени черноты* и *угловую степень черноты*.

Поглощательная, отражательная и пропускательная способности.

Для рассмотрения физического смысла поглощательной, отражательной и пропускательной способностей тела рассмотрим полупрозрачное тело на поверхность которого падает поток излучения $Q_{пад}$ (рис. 8.1). Очевидно, что для любого полупрозрачного тела из закона сохранения энергии следует:

$$Q_{погл} + Q_{отр} + Q_{проп} = Q_{пад}. \qquad (2.20)$$

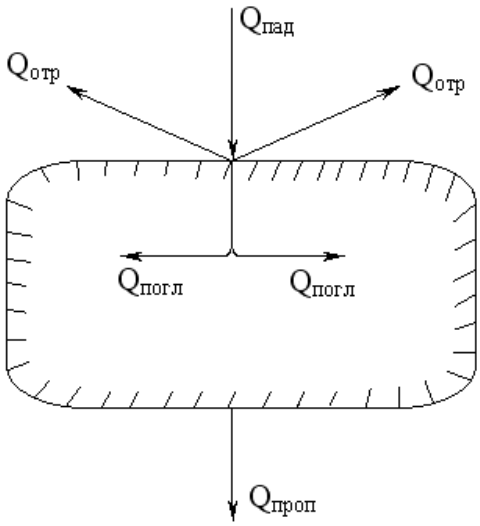


Рис. 2.2. Схема радиационного теплообмена для полупрозрачного тела

Разделив левую правую части равенства (8.1) на поток падающего излучения, получим:

$$\frac{Q_{погл}}{Q_{пад}} + \frac{Q_{отр}}{Q_{пад}} + \frac{Q_{проп}}{Q_{пад}} = \frac{Q_{пад}}{Q_{пад}} \text{ или } A + R + D = 1, \qquad (2.21)$$

где $A = Q_{погл} / Q_{пад}$ – *поглощательная способность* тела, равная доле падающего излучения поглощенного телом;

$R = Q_{отр} / Q_{пад}$ – *отражательная способность* тела, равная доле падающего излучения отраженного телом;

$D = Q_{проп} / Q_{пад}$ – *пропускательная способность* тела, равная доле падающего излучения проходящего через тело.

В зависимости от числового значения A, R и D различают *абсолютно черное*, *абсолютно белое* и *лучепрозрачное* или *диатермичное* тела.

Тело, которое поглощает все падающее на него излучение, называют *абсолютно черным* телом (АЧТ). Поток и плотность потока собственного излучения АЧТ обозначают Q_0 и E_0 соответственно. У абсолютно черного тела: $A = 1,\ R = D = 0$.

Тело, которое *диффузно* отражает все падающее на него излучение называют *абсолютно белым* телом. У абсолютно белого тела: $R = 1,\ A = D = 0$.

Тело, которое пропускает все падающее на него излучение, называют *лучепрозрачным* или *диатермичным*. Для диатермичного тела: $D = 1,\ A = R = 0$.

Вышеуказанных идеальных тел в природе не существует. Однако некоторые реальные тела по своим радиационным свойствам близки к идеальным. Например, у сажи и окисленной шероховатой стали $A \to 1$, у полированных металлов $R \to 1$, у двухатомных газов с симметричными молекулами (N_2, O_2), в том числе, и у сухого воздуха $D \to 1$.

У непрозрачных тел: $D = 0,\ A + R = 1$. У газов: $R = 0,\ A + D = 1$.

Виды лучистых потоков.

Излучение тела, обусловленное его тепловым состоянием (степенью нагретости) называют *собственным излучением* этого тела. Поток собственного излучения обозначают $Q_{соб}$ или буквой Q без нижнего индекса. *Плотность потока собственного излучения* обозначают:

$$E_{соб} = \frac{dQ_{соб}}{dF} \quad \text{или} \quad E = \frac{dQ}{dF},\ \frac{Вт}{м^2}, \tag{2.22}$$

и называют *лучеиспускательной способностью* тела. В величине $E_{соб}$ заключена вся энергия, излучаемая телом в диапазоне длин волн $\lambda = 0 \div \infty$, т.е. энергия излучения всего спектра. Долю лучеиспускательной способности, заключенную в бесконечно малом спектральном диапазоне длин волн $d\lambda$ называют *спектральной плотностью потока собственного излучения* или *спектральной лучеиспускательной способностью* тела и обозначают:

$$E_\lambda = \frac{d^2Q}{dF \cdot d\lambda} = \frac{dE}{d\lambda},\quad \frac{Вт}{м^3}. \tag{2.23}$$

Зная функцию распределения $E_\lambda = f(\lambda)$, лучеиспускательную способность тела можно рассчитать, проинтегрировав эту функцию по всему спектру излучения:

$$E = \int_0^\infty E_\lambda d\lambda . \qquad (2.24)$$

Поэтому лучеиспускательную способность тела также называют *интегральной* плотностью потока собственного излучения.

Далее рассмотрим схему радиационного теплообмена, изображенную на рис.6.2. На непрозрачное тело падает лучистый поток $Q_{пад}$. Одна часть теплового потока в количестве $Q_{погл}$ поглощается телом, а другая – в количестве $Q_{отр}$ телом отражается. Тело обладает и собственным излучением $Q_{соб}$ или Q.

Радиационный тепловой поток, уходящий с поверхности тела, равный сумме собственного и отраженного тепловых потоков называют *эффективным* тепловым потоком и обозначают $Q_{эф}$. Эффективный тепловой поток по определению равен:

$$Q_{эф} = Q_{соб} + Q_{отр} . \qquad (2.25)$$

Тепловой поток, идущий на изменение теплового состояния тела, называют *результирующим* тепловым потоком и обозначают $Q_{рез}$ или с целью унификации обозначений в расчетах сложного (радиационно-конвективного) теплообмена Q_w. В результате радиационного теплообмена тело получает или отдает количество энергии (см. рис.2.3):

$$Q_w \equiv Q_{рез} = Q_{погл} - Q_{соб} = A \cdot Q_{пад} - Q_{соб} , \qquad (2.26)$$

или

$$Q_w \equiv Q_{рез} = (Q_{погл} + Q_{отр}) - (Q_{соб} + Q_{отр}) = Q_{пад} - Q_{эф} . \qquad (2.27)$$

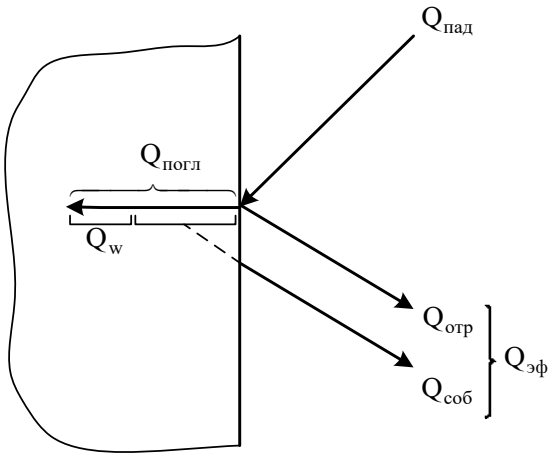


Рис. 2.3. Схема радиационного теплообмена для непрозрачного тела

Если расчет радиационного теплообмена проводят, используя в плотности соответствующих радиационных потоков, то в этом случае формулы (8.6) - (8.8) примут вид:

$$E_{эф} = E_{соб} + E_{отр}; \qquad (2.28)$$

$$q_w \equiv E_{рез} = E_{погл} - E_{соб} = A \cdot E_{пад} - E_{соб}; \qquad (2.29)$$

$$q_w \equiv E_{рез} = (E_{погл} + E_{отр}) - (E_{соб} + E_{отр}) = E_{пад} - E_{эф}. \qquad (2.30)$$

Приведем формулу связи собственного, результирующего и эффективного потоков излучения:

$$Q_{эф} = \frac{1-A}{A} \cdot Q_w + \frac{Q_{соб}}{A} \qquad (2.31)$$

или

$$E_{эф} = \frac{1-A}{A} \cdot q_w + \frac{E_{соб}}{A}. \qquad (2.32)$$

Основные законы теплового излучения.

Закон Планка. Интенсивности излучения абсолютно черного тела I_{sl} и любого реального тела I_l зависят от температуры и длины волны. Абсолютно черное тело при данной температуре испускает лучи всех длин волн от l = 0 до l = ¥. Если каким-либо образом отделить лучи с разными длинами волн друг от друга и измерить энергию каждого луча, то окажется, что распределение энергии вдоль спектра различно.

По мере увеличения длины волны энергия лучей возрастает, при некоторой длине волны достигает максимума, затем убывает. Кроме того, для луча одной и той же длины волны энергия его увеличивается с возрастанием температуры тела, испускающего лучи (рис.2.4).

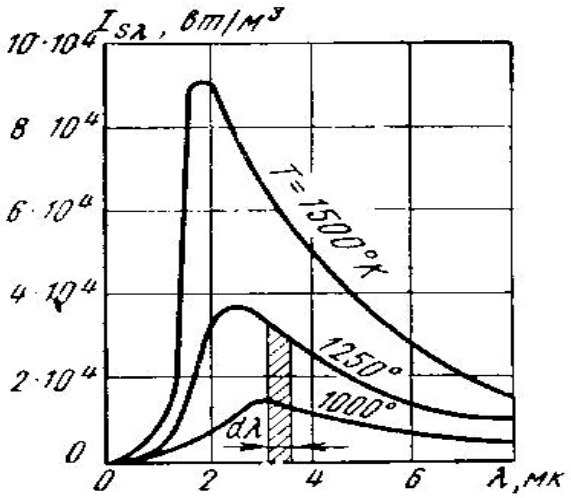


Рис.2.4.

Планк установил следующий закон изменения интенсивности излучения абсолютно черного тела в зависимости от температуры и длины волны:

$$I_{sl} = c_1 l^{-5} / (e^{c/(lT)} - 1) , \qquad (2.33)$$

где *e* - основание натуральных логарифмов; $c_1 = 3{,}74 \cdot 10^{-16}$ Вт/м^2; $c_2 = 1{,}44 \cdot 10^{-2}$ м·град; l - длина волны, м; T - температура излучающего тела, К.
Из рис.2.4 видно, что для любой температуры интенсивность излучения I_{sl} возрастает от нуля (при l=0) до своего наибольшего значения, а затем убывает до нуля (при l=¥). При повышении температуры интенсивность излучения для каждой длины волны возрастает.

Закон смещения Вина. Кроме того, из рис.2.4 следует, что максимумы кривых с повышением температуры смещаются в сторону более коротких волн. Длина волны l_{ms}, отвечающая максимальному значению I_{sl}, определяется *законом смещения Вина*:

$$l_{ms} = 2{,}9 / T. \qquad (2.34)$$

С увеличением температуры l_{ms} уменьшается, что и следует из закона. Пользуясь законом смещения Вина, можно измерять высокие температуры тел на расстоянии, например, расплавленных металлов, космических тел и др.

Закон Стефана-Больцмана. Планк установил, что каждой длине волны соответствует определенная интенсивность излучения, которая увеличивается с возрастанием температуры. Тепловой поток, излучаемый единицей поверхности черного тела в интервале длин волн от l до l + dl, может быть определен из уравнения:

$$dE_s = I_{sl} \cdot dl . \qquad (2.35)$$

Элементарная площадка на рис.2.4, ограниченная кривой T=const, основанием dl l ординатами l и l + dl (I_{sl}) определяет количество лучистой энергии dE_s и называется *лучеиспускательной способностью абсолютно черного тела* для длин волн dл. Вся же площадь между любой кривой T = const и осью абсцисс равна интегральному излучению черного тела в пределах от l = 0 до l = ¥ при данной температуре.

Подставляя в уравнение (2.35) закон Планка и интегрируя от l = 0 до l = ¥, найдем, что *интегральное излучение (тепловой поток) абсолютно черного тела* прямо пропорционально четвертой степени его абсолютной температуры (*закон Стефана-Больцмана*):

$$E_s = C_s\,(T/100)^4\,, \qquad (2.36)$$

где C_s = 5,67 Вт/(м^2·К^4) - коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Отмечая на рис.2.4 количество энергии, отвечающей световой части спектра (0,4—0,8 *мк),* нетрудно заметить, что оно для невысоких температур очень мало по сравнению с энергией интегрального излучения. Только при температуре Солнца ~ 6000 К энергия световых лучей составляет около 50% от всей энергии черного излучения.

Все реальные тела, используемые в технике, не являются абсолютно черными и при одной и той же температуре излучают меньше энергии, чем абсолютно черное тело. Излучение реальных тел также зависит от температуры и длины волны. Чтобы законы излучения черного тела можно было применить для реальных тел, вводится понятие о сером теле и сером излучении. Под серым излучением понимают такое, которое аналогично излучению черного тела имеет сплошной спектр, но интенсивность лучей для каждой длины волны I_l при любой температуре составляет неизменную долю от интенсивности излучения черного тела I_{sl}, т.е. существует отношение:

$$I_l / I_{sl} = e = \text{const}. \qquad (2.37)$$

Величину **е** называют *степенью черноты.* Она зависит от физических свойств тела. Степень черноты серых тел всегда меньше единицы. Большинство реальных твердых тел с определенной степенью точности можно считать серыми телами, а их излучение — серым излучением. Энергия интегрального излучения серого тела равна:

$$E = e\cdot E_s = C\cdot(T/100)^4\,. \qquad (2.38)$$

Лучеиспускательная способность серого тела составляет долю, равную **е** от лучеиспускательной способности черного тела. Величину $C=e\cdot E_s$ называют *коэффициентом излучения серого тела.* Величина С реальных тел в общем случае зависит не только от физических свойств тела, но и от состояния поверхности или от ее шероховатости, а также от температуры и

длины волны. Значения коэффициентов излучения и степеней черноты тел берут из таблиц.

Закон Кирхгофа. Для всякого тела излучательная и поглощательная способности зависят от температуры и длины волны. Различные тела имеют различные значения E и A. Зависимость между ними устанавливается *законом Кирхгофа*:

$$E = E_s \cdot A \text{ или } E / A = E_s = E_s / A_s = C_s \cdot (T/100)^4 . \qquad (2.39)$$

Отношение лучеиспускательной способности тела (E) *к его поглощательной способности* (A) *одинаково для всех серых тел, находящихся при одинаковых температурах и равно лучеиспускательной способности абсолютно черного тела при той же температуре.*

Из закона Кирхгофа следует, что если тело обладает малой поглощательной способностью, то оно одновременно обладает и малой лучеиспускательной способностью (полированные металлы). Абсолютно черное тело, обладающее максимальной поглощательной способностью, имеет и наибольшую излучательную способность.

Закон Кирхгофа остается справедливым и для монохроматического излучения. Отношение интенсивности излучения тела при определенной длине волны к его поглощательной способности при той же длине волны для всех тел одно и то же, если они находятся при одинаковых температурах, и численно равно интенсивности излучения абсолютно черного тела при той же длине волны и температуре, т.е. является функцией только длины волны и температуры:

$$E_l / A_l = I_l / A_l = E_{sl} = I_{sl} = f(l, T). \qquad (2.40)$$

Поэтому тело, которое излучает энергию при какой-нибудь длине волны, способно поглощать ее при этой же длине волны. Если тело не поглощает энергию в какой-то части спектра, то оно в этой части спектра и не излучает.

Из закона Кирхгофа также следует, что степень черноты серого тела **e** при одной и той же температуре численно равно коэффициенту поглощения A:

$$e = I_l / I_{sl} = E / E_{sl} = C / C_{sl} = A . \qquad (2.41)$$

Закон Ламберта. Излучаемая телом лучистая энергия распространяется в пространстве по различным направлениям с различной интенсивностью. Закон, устанавливающий зависимость интенсивности излучения от

направления, называется *законом Ламберта*. Закон Ламберта устанавливает, что количество лучистой энергии, излучаемое элементом поверхности dF_1 в направлении элемента dF_2, пропорционально произведению количества энергии, излучаемой по нормали dQ_n, на величину пространственного угла dw и cos φ, составленного направлением излучения с нормалью (рис.2.5):

$$d^2Q_n = dQ_n \cdot dw \cdot \cos\varphi. \qquad (2.42)$$

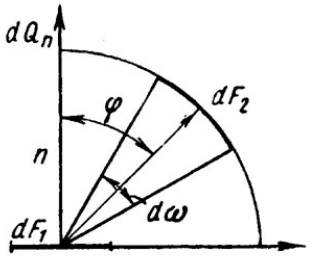


Рис.2.5.

Следовательно, наибольшее количество лучистой энергии излучается в перпендикулярном направлении к поверхности излучения, т. е. при (φ = 0). С увеличением φ количество лучистой энергии уменьшается и при φ = 90° равно нулю. Закон Ламберта полностью справедлив для абсолютно черного тела и для тел, обладающих диффузным излучением при φ = 0 - 60°.

Для полированных поверхностей закон Ламберта неприменим. Для них лучеиспускание при угле φ будет большим, чем в направлении, нормальном к поверхности.

2.4. Теплопередача.

Теплопередачей называется передача теплоты от горячего теплоносителя к холодному теплоносителю через стенку, разделяющую эти теплоносители. Примерами теплопередачи являются: передача теплоты от греющей воды нагревательных элементов (отопительных систем) к воздуху помещения; передача теплоты от дымовых газов к воде через стенки кипятильных труб в паровых котлах; передача теплоты от раскаленных газов к охлаждающей воде (жидкости) через стенку цилиндра двигателя внутреннего сгорания; передача теплоты от внутреннего воздуха помещения к наружному воздуху и т. д. При этом ограждающая стенка является проводником теплоты, через которую теплота передается теплопроводностью, а от стенки к окружающей среде конвекцией и излучением. Поэтому процесс теплопередачи является сложным процессом теплообмена.

Теплопередача через плоскую стенку.

При передаче теплоты от стенки к окружающей среде в основном преобладает конвективный теплообмен, поэтому будем рассматривать следующие задачи.

1). Теплопередача через плоскую стенку.

Рассмотрим однослойную плоскую стенку толщиной d и теплопроводностью l (рис.2.6).

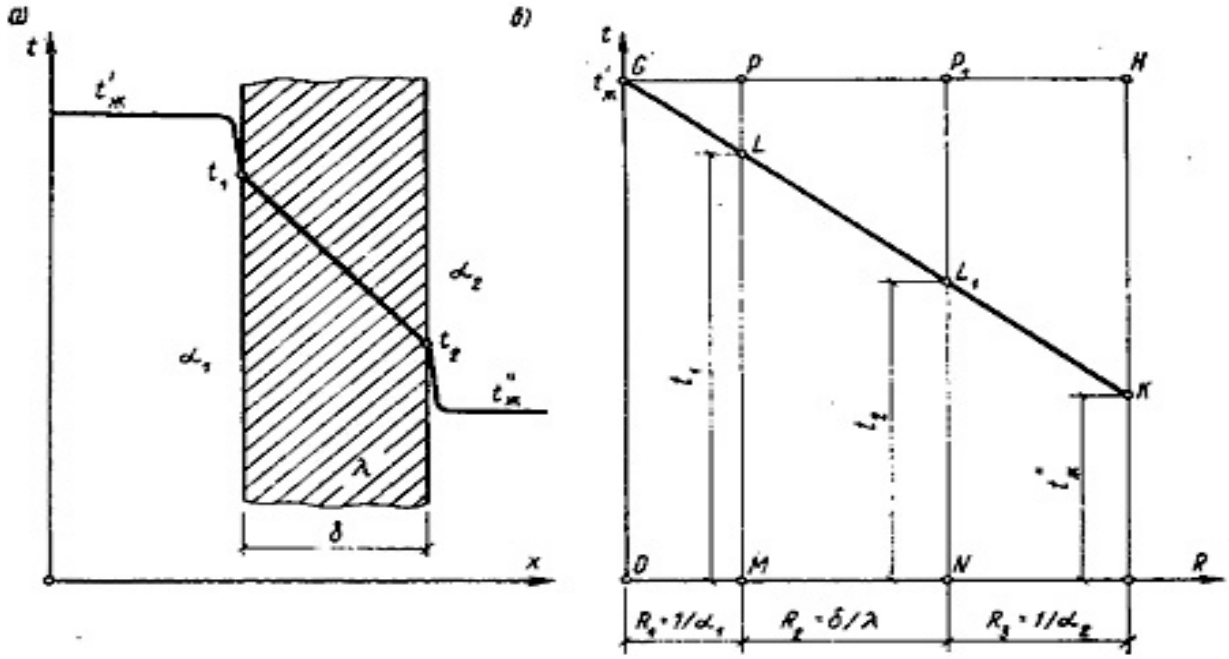


Рис.2.6. Схема теплопередачи между двумя жидкостями через плоскую стенку (а) и графический способ определения температурного поля в стенке (б)

Если температуру горячей жидкости (среды) обозначить $t'_ж$, холодной жидкости (среды) $t''_ж$, то количество теплоты, переданной ***от горячей жидкости (среды) к стенке*** по закону Ньютона-Рихмана имеет вид:

$$Q = a_1 \cdot (t'_ж - t_1) \cdot F, \qquad (2.43)$$

где a_1 – коэффициент теплоотдачи от горячей среды с температурой $t'_ж$ к поверхности стенки с температурой t_1; F – расчетная поверхность плоской стенки.

Тепловой поток, переданный ***через стенку*** определяется по уравнению:

$$Q = l/d \cdot (t_1 - t_2) \cdot F. \qquad (2.44)$$

Тепловой поток ***от второй поверхности стенки к холодной среде*** определяется по формуле:

$$Q = б_2 \cdot (t_2 - t''_ж) \cdot F, \qquad (2.45)$$

где a_2 – коэффициент теплоотдачи от второй поверхности стенки к холодной среде с температурой $t''_ж$.

Решая эти три уравнения получаем:

$$Q = (t'_ж - t''_ж) \cdot F \cdot К, \qquad (2.46)$$

где $К = 1 / (1/a_1 + / l + 1/a_2)$ – *коэффициент теплопередачи*, $1/a_1$, $1/a_2$ – термические сопротивления теплоотдачи поверхностей стенки. Причем:

$$1/К = = (1/a_1 + d/l + 1/a_2), \qquad (2.47)$$

где: R_0– *полное термическое сопротивление теплопередачи* через однослойную плоскую стенку; d/l - термическое сопротивление стенки.

Для многослойной плоской стенки полное термическое сопротивление будет определяться по следующей формуле:

$$R_0 = (1/a_1 + d_1/l_1 + d_2/l_2 + \ldots + d_n/l_n + 1/a_2), \qquad (2.48)$$

а коэффициент теплопередачи:

$$К = 1 / (1/a_1 + d_1/l_1 + d_2/l_2 + \ldots + d_n/l_n + 1/a_2). \qquad (2.49)$$

2.5. Теплообменные аппараты.

Во многих отраслях промышленности используют устройства, в которых осуществляется теплообмен между двумя или несколькими теплоносителями или между теплоносителями и твердыми телами (стенкой, насадкой)ю Такие устройства называются теплообменными аппаратами.

Теплообменный аппарат (теплообменник) - это устройство, предназначенное для нагревания, охлаждения или изменения агрегатного состояния теплоносителя.

Устройства, в которых осуществляется процесс массообмена (т.е. имеет место взаимное проникновение веществ), называют *массобменными*

аппаратами. В *тепломассообменных аппаратах* процессы массо- и теплообмена протекают одновременно.

Чаще всего в теплообменных аппаратах (ТОА) осуществляется передача теплоты от одного теплоносителя к другому, т.е. нагревание одного теплоносителя происходит за счет охлаждения другого.

Классификация теплообменных аппаратов.

Теплообменники с двумя теплоносителями по принципу действия подразделяются на три основные группы:

1) рекуперативные;
2) регенеративные;
3) смесительные.

1) *Рекуперативные ТОА* - аппараты, в которых теплота от одного теплоносителя к другому передается через разделяющую их стенку.

Стенка, которая омывается с обеих сторон теплоносителями, называется *рабочей поверхностью теплообменника*. Она выполняется из материала с хорошей теплопроводностью (меди, стали, латуни, сплавов алюминия и т.д.).

Наиболее распространены трубчатые теплообменники, в которых один теплоноситель движется в трубах, а другой в межтрубном пространстве. В таких ТОА горячий и холодный теплоносители не контактируют, поэтому можно использовать самые разнообразные их сочетания.

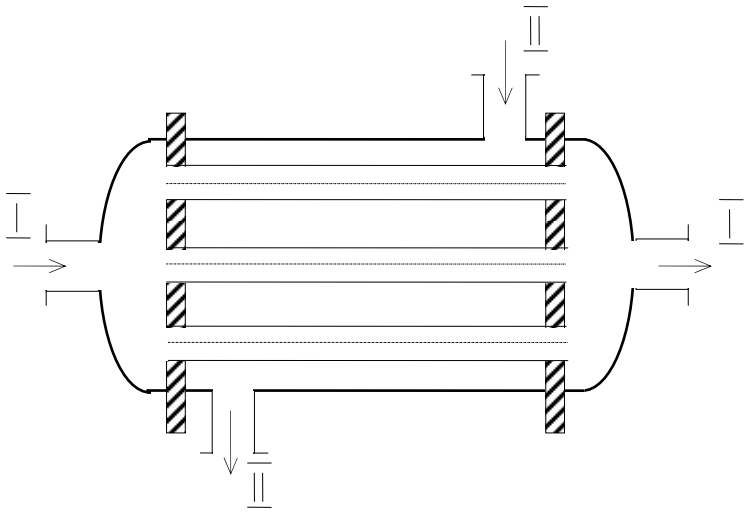


Рис.2.7. - Схема простейшего кожухотрубного рекуперативного теплообменника для передачи теплоты от одного теплоносителя (I) к другому (II)

Рекуперативные теплообменники в зависимости от направления движения теплоносителей (рис.2.8) подразделяются на:

а) *прямоточные* - если теплоносители движутся в одинаковом направлении;

б) *противоточные* - если теплоносители движутся в противоположном направлении;

в) *с перекрестным током* - если теплоносители движутся во взаимно перпендикулярных направлениях;

г) возможен многократный перекрестный ток.

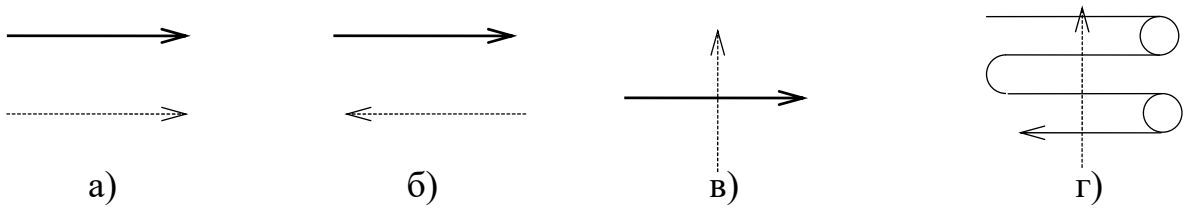


Рисунок 2.8. Схемы движения теплоносителей : ⇐ - горячий теплоноситель; → - холодный теплоноситель.

На практике встречаются более сложные схемы движения теплоносителей, включающие различные комбинации основных.

К рекуперативным теплообменникам можно отнести также теплообменники с промежуточным теплоносителем.

2) *Регенеративные ТОА*- аппараты, в которых поверхность нагрева периодически омывается то горячим, то холодным теплоносителем. При этом теплота, отнимаемая от греющего теплоносителя, периодически передается нагреваемой среде. В качестве поверхности нагрева в таких теплообменных аппаратах используется твердый, достаточный массивный материал (кирпичи, различные засыпки, листы металла). Режим работы генераторов в отличии от рекуператоров нестационарный, периодический.

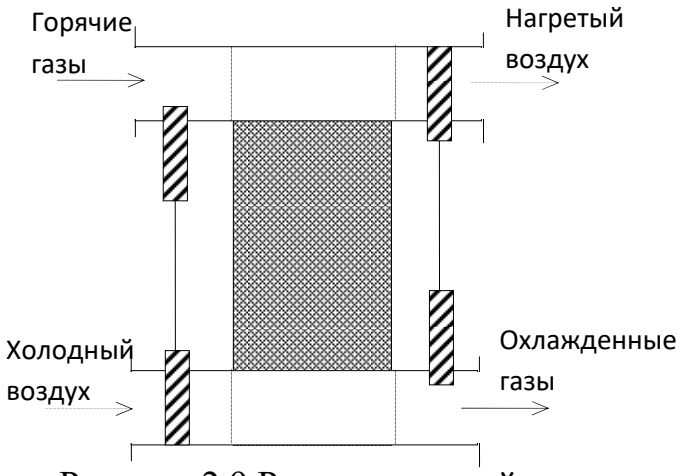


Рисунок 2.9 Регенеративный подогреватель воздуха периодического действия с переключением потоков, движущихся через насадку

Регенераторы и рекуператоры по способу передачи теплоты относятся к поверхностным теплообменникам.

3) *Смесительные ТОА* - аппараты, в которых теплота передается при непосредственном смешении охлаждаемой и нагреваемой среды (контактные теплообменники). Они просты и компактны.

Используются смесительные теплообменники для легко разделяющихся теплоносителей их тщательно перемешивают, жидкости разбрызгивают или разбивают на мелкие струи.

Из всех типов теплообменников наиболее широкое распространение получили рекуперативные.

Расчет теплообменных аппаратов. Средний температурный напор. Расчет конечных температур рабочих жидкостей.

*Уравнение теплового баланса. Уравнение баланса массы***.**

Рассмотрим аппараты с двумя теплоносителями. Нижние индексы «1» и «2» будут характеризовать параметры горячего и холодного теплоносителей. Верхний индекс «один штрих» будет соответствовать условиям на входе, а «два штриха» - на выходе.

Рассматривая контрольный объем, граничная поверхность которого совпадает с граничной поверхностью теплообменного аппарата, на основании первого закона термодинамики можно записать:

$$G_1(h_1^{//} - h_1^{/}) + G_2(h_2^{//} - h_2^{/}) = 0, \qquad (2.50)$$

где: G_1, G_2-массовые расходы теплоносителей, кг/с; h- удельная энтальпия, Дж/кг.

Уравнение (2.50) представляет собой уравнение теплового баланса. Оно справедливо в случае стационарного режима работы аппарата и в том случае, если можно пренебречь потерями теплоты в окружающую среду и изменением кинетической энергии теплоносителей.

Количество теплоты, передаваемое через единицу времени через поверхность теплообмена от горячего теплоносителя к холодному (тепловая мощность аппарата), равно изменению энтальпии теплоносителей, т.е.:

$$Q = G_1(h_1^{/} - h_1^{//}); \qquad (2.51)$$

$$Q = G_2(h_2^{//} - h_2^{/}). \qquad (2.52)$$

Если $c_{p1} = const$ и $c_{p2} = const$, то вместо (2.51) и (2.52) получим:

$$Q = G_1 c_{p1}(T_1^{/} - T_1^{//});\qquad (2.53)$$

$$Q = G_2 c_{p2}(T_2^{//} - T_2^{/}),\qquad (2.54)$$

где T - средняя массовая температура.

Для удобства примем: $C_1 = G_1 c_{p1}$ и $C_2 = G_2 c_{p2}$. Величины C_1, C_2 иногда называют водяными эквивалентами.

Если в аппарате происходит массообмен между теплоносителями, то согласно закону сохранения массы:

$$\mathrm{G}_1^{/} + G_2^{/} = G_1^{//} + G_2^{//}.\qquad (2.55)$$

Соотношение (2.55) является уравнением баланса массы теплоносителя. Оно справедливо и в том случае, если в аппарате происходят химические реакции.

Следует отметить, что при наличии массообмена: $\mathrm{G}_1^{/} \neq G_1^{//}, G_2^{/} \neq G_2^{//}$, но справедливо равенство:

$$\mathrm{G}_1^{/} + G_1^{//} = G_2^{//} + G_2^{/} = \sum G_{i1-2},\qquad (2.56)$$

где G_i - масса i-го компонента, перешедшая в единицу времени из первого теплоносителя во второй (через межфазную поверхность).

Уравнение баланса массы для первого и второго теплоносителя:

$$G_1^{//} + \sum G_{i1-2} = \mathrm{G}_1^{/};\qquad (2.57)$$

$$G_2^{/} + \sum G_{i1-2} = G_2^{//}.\qquad (2.58)$$

Пусть $c_{1l}^{1}, c_{1l}^{//}$ - массовые концентрации i-го компонента в первом теплоносителесоответственно на входе и выходе аппарата, а $c_{2l}^{1}, c_{2l}^{//}$ - то же , но для второго теплоносителя. Тогда уравнение баланса массы будет иметь вид:

$$\mathrm{G}_1^{/} c_{1l}^{/} + G_2^{/} c_{2l}^{/} = G_1^{//} c_{1l}^{//} + G_2^{//} c_{2l}^{//},\qquad (2.59)$$

Выражение (2.59) справедливо при отсутствии химических реакций.

Средний температурный напор.

На рис.2.10 показана расчетная схема к выводу формулы усредненного по поверхности температурного напора для прямотока.

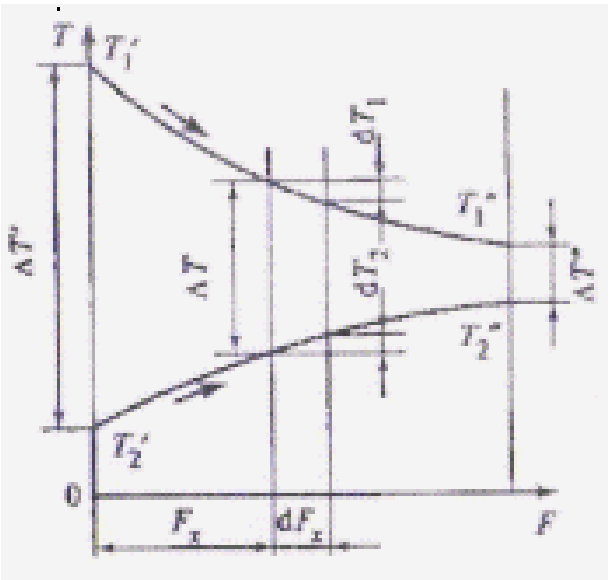


Рис. 2.10

Выделим на расстоянии F_x элемент поверхности dF_x. Запишем для него уравнение теплопередачи:

$$dQ = k(T_1 - T_2)dF_x = k\Delta T dF_x \qquad (2.60)$$

и уравнение теплового баланса:

$$dQ = -G_1 c_{p1} dT_1 = G_2 c_{p2} dT_2, \qquad (2.61)$$

где: dQ - количество теплоты, передаваемое от горячего теплоносителя холодному в единицу времени через элемент dF_x.

Из (2.61) следует:

$$dT_1 = -\frac{dQ}{G_1 c_{p1}} = -\frac{dQ}{C_1}; \qquad (2.62)$$

$$dT_2 = -\frac{dQ}{G_2 c_{p2}} = -\frac{dQ}{C_2}. \qquad (2.63)$$

Тогда изменение температурного напора:

$$d(T_1 - T_2) = d(\Delta T) = dT_1 - dT_2 = -(\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2})dQ = -mdQ, \qquad (2.64)$$

где $m = 1/C_1 + 1/C_2$.

Подставляя в (2.64) значения dQ из (2.60), получим:

$$\frac{\mathrm{d}(\Delta \mathrm{T})}{\Delta \mathrm{T}} = -mkdF_x . \qquad (2.65)$$

Принимая упрощения, что вдоль поверхности теплообмена $k = const, m = const$, и интегрируя (2.65), получим:

$$\int_{\Delta T^{/}}^{\Delta T} \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -mk \int_0^{Fx} dF_x .$$

Откуда:

$$\ln \frac{\Delta T}{\Delta T^{/}} = -mkF_x \qquad (2.66)$$

или

$$\Delta T = \Delta T^{/} e^{-mkF_x} . \qquad (2.67)$$

Из (2.67) видно, что вдоль поверхности теплообмена F_x температурный напор уменьшается по экспоненциальному закону.

Усредненный температурный напор

$$\overline{\Delta T} = \frac{1}{F} \int_0^F \Delta T dF = \frac{\Delta T^{/}}{-mkF} (e^{-mkF} - 1) . \qquad (2.68)$$

При подстановке получим:

$$\overline{\Delta \mathrm{T}} = \frac{\Delta T^{//} - \Delta T^{/}}{\ln \frac{\Delta T^{//}}{\Delta T^{/}}} = \frac{\Delta T^{/} - \Delta T^{//}}{\ln \frac{\Delta T^{/}}{\Delta T^{//}}} , \qquad (2.69)$$

или:

$$\overline{\Delta \mathrm{T}} = \frac{(T_1^{/} - T_2^{/}) - (\mathrm{T}_1^{//} - T_2^{//})}{\ln \frac{(T_1^{/} - T_2^{/})}{(T_1^{//} - T_2^{//})}} , \qquad (2.70)$$

где: $\overline{\Delta T}$ - среднелогарифмический температурный напор.

Для противотока уравнение (2.64) имеет вид:

$$d(T_1 - T_2) = d(\Delta T) = dT_1 - dT_2 = -(\frac{1}{C_1} - \frac{1}{C_2}) dQ = -mdQ , \qquad (2.71)$$

где: $m = 1/C_1 - 1/C_2$.

При этом формула (2.67) сохраняет свой вид, а для среднелогарифмического температурного напора получим:

$$\overline{\Delta T} = \frac{(T_1^{/} - T_2^{//}) - (T_1^{//} - T_2^{/})}{\ln \frac{(T_1^{/} - T_2^{//})}{(T_1^{//} - T_2^{/})}}. \qquad (2.72)$$

Если $C_1 = C_2$, то в случае противотока $m = 0$, то $\Delta T = \Delta T^{/}$, т.е. средний температурный напор постоянен вдоль поверхности теплообмена.

Формулы (2.68) и (2.72) можно свести в одну, если независимо от направления движения теплоносителя и конца теплообменника через $\Delta T_б$ обозначить большую разность температур, а через $\Delta T_М$ - меньшую, тогда:

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_б - \Delta T_м}{\ln \frac{\Delta T_б}{\Delta T_м}}. \qquad (2.73)$$

В ряде случаев температуры теплоносителей вдоль поверхности нагрева изменяются незначительно. Тогда средний температурный напор можно вычислить как среднегеометрическое:

$$\overline{\Delta T} = \frac{1}{2}(\Delta T_б + \Delta T_м) = \frac{\Delta T_б}{2}(1 + \frac{\Delta T_м}{\Delta T_б}). \qquad (2.74)$$

Среднеарифметический температурный напор больше среднегеометрического. Однако при $\Delta T_м / \Delta T_б > 0{,}6$ они отличаются меньше, чем на 3%, что допустимо в приближенных технических расчетах.

Для сложных схем температурный напор можно выразить как среднелогарифмический температурный напор для противотока $\overline{\Delta T}_{прот}$, соответствующий наиболее эффективному теплопереносу, умноженному на поправочный коэффициент $\varepsilon_{\Delta T}$, являющийся функцией параметров R, P, т.е.:

$$\overline{\Delta T} = \varepsilon_{\Delta T} \overline{\Delta T_{прот}} = \varepsilon_{\Delta T} \frac{\Delta T_б - \Delta T_м}{\ln(\Delta T_б / \Delta T_м)}, \qquad (2.75)$$

где:

$$\varepsilon_{\Delta T} = f(P, R), \qquad (2.76)$$

$$P = \frac{\delta T_2}{\Delta T_б} = \frac{T_2^{//} - T_2^{/}}{T_1^{/} - T_2^{/}}, \qquad (2.77)$$

$$R = \frac{\delta T_1}{\Delta T_2} = \frac{T_1^{/} - T_1^{//}}{T_2^{//} - T_2^{/}}. \qquad (2.78)$$

Аналитическое выражение (2.76) для разных схем движения теплоносителей довольно сложное. Поэтому на практике для нахождения $\varepsilon_{\Delta T}$

используют график $\varepsilon_{\Delta T} = \mathrm{f(P,R)}$, при этом R берут в качестве параметра. На рис. 2.11 изображен график $\varepsilon_{\Delta T} = \mathrm{f(P,R)}$ для теплообменника.

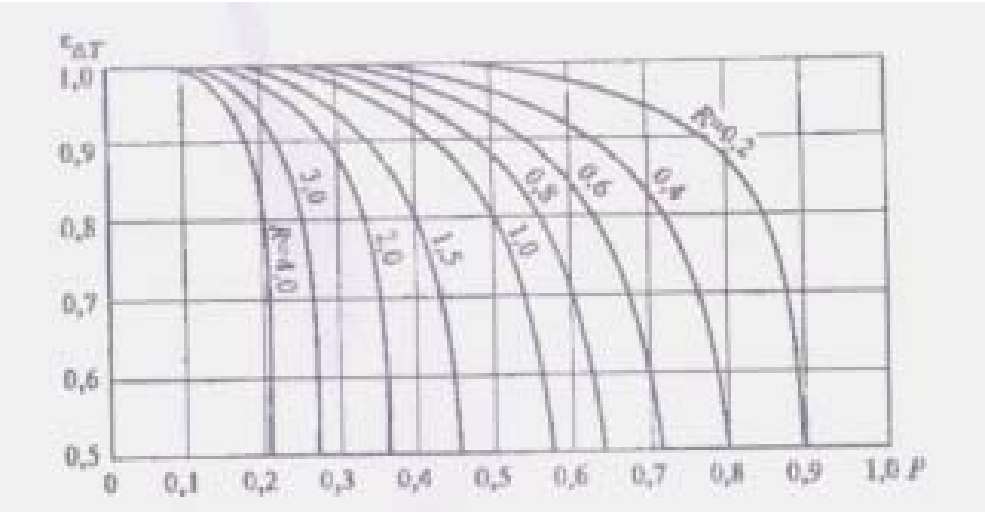


Рис. 2.11

Лекция 3. Основы теплотехники.

3.1. Виды источников тепловой энергии.
3.2. Топливо, его виды и основные характеристики. Горение топлива.
3.3. Котельные установки. Топочные устройства.

3.1. Виды источников тепловой энергии.

Тепловая энергия – это один из основных видов энергии, используемый человеком для обеспечения необходимых ему условий жизнедеятельности.

Теплогенерирующая установка – это совокупность устройств и механизмов для производства тепловой энергии в виде водяного пара, горячей воды или подогретого воздуха.

Водяной пар используют для получения электрической энергии или для технологических нужд промышленных предприятий, а также для подогрева воды в теплообменниках, которая затем направляется для отопления и горячего водоснабжения различных объектов.

Теплогенерирующие установки предназначены для производства тепловой энергии из разных источников энергии.

Источниками энергии, в том числе и тепловой, служат вещества, энергетический потенциал которых достаточен для преобразования их энергии в другие виды энергии с целью последующего использования.

Энергетический потенциал вещества – это количество энергии, которое может быть выделено из единицы массы и является параметром, позволяющим оценить возможность и целесообразность использования веществ как источников энергии, и выражается в джоулях (Дж) или киловатт часах (кВт·ч)

Все источники энергии условно делят на первичные и вторичные.

Первичные источники энергии – вещества, энергетический потенциал которых является следствием природных процессов (ископаемые горючие вещества, термальные воды и др.)

Вторичные источники энергии – вещества, которые обладают определенным энергетическим потенциалом и являются побочными продуктами деятельности человека. Это отработанные горючие вещества, городские отходы, горячий отработанный теплоноситель, отходы сельского хозяйства.

Первичные источники энергии условно разделяют на три вида: невозобновляемые, возобновляемые и неисчерпаемые.

Классификация источников энергии:

Источники энергии

Первичные источники энергии

Невозобновляемые:
- Уголь
- Нефть
- Природный газ
- Сланец
- Торф
- Ядерное горючее(уран и торий)

Возобновляемые:
- Ветер
- Солнце
- Водные ресурсы рек
- Океаны
- Моря
- Древесина

Неисчерпаемые:
- Термальные воды
- Термоядерное топливо

Вторичные источники энергии:
- Отработанные горючие органические вещества
- Городские и промышленные отходы
- Горячий отработанный теплоноситель
- Отходы сельского хозяйства

3.2. Топливо, его виды и основные характеристики. Горение топлива.

Топливо – вещества, способные в процессе каких-либо преобразований выделять энергию, которая может быть технически использована.

Топливо можно разделить на следующие группы: химическое, ядерное и термоядерное.

Химическое (горючее) – когда выделяется необходимое количество теплоты при взаимодействии с окислителем. Химическое делят на органическое и неорганическое.

Ядерное или расщепляющееся – когда теплота выделяется при делении ядер атомов. Таким топливом являются три элемента: торий, уран и плутоний.

Термоядерное топливо – энергия выделяется в результате реакций синтеза. В таких реакциях участвуют дейтерий, тритий, литий, а в результате образуется гелий.

При производстве тепловой энергии для теплоснабжения на ТЭЦ и котельных используют в основном природное органическое топливо.

Органическое топливо делят по агрегатному состоянию на твердое, жидкое и газообразное и по способу получения на естественное и искусственное.

Таблица 3.1 Классификация органического топлива

Агрегатное состояние топлива	Вид топлива по способу получения	
	Естественное	Искусственное
Твердое	Дрова, торф, сланцы, бурый уголь, каменный уголь, антрацит	Брикеты, древесный уголь, кокс, угольная пыль
Жидкое	Нефть	Бензин, керосин, лигроин, мазут, соляр, спирт, синтетическое жидкое топливо (продукты гидрогенизации твердого топлива сланцы →бензин), сланцевое масло
Газообразное	Природный газ, попутный газ (нефтепромысловый)	Сжиженный газ, биогаз, генераторный коксовый, доменный газ

В состав любого топлива в виде основных горючих элементов входят пять основных элементов и их соединения: углерод *C*, водород *H*, сера *S*, кислород *O* и азот *N*. В топливе содержится влага *W* и минеральная часть, которая при сгорании образуют золу *A*.

При сжигании твердого топлива минеральные примеси, находящиеся в нем, образуют золу в виде сыпучей массы или сплавленные куски золы, называемые шлаком.

Золой топлива называют твердый остаток, полученный после сжигания пробы топлива при t= 800ºС в муфельной печи в воздушной среде. Золу характеризуют плавкостью и абразивностью.

Твердое органическое топливо является термически нестойким. При нагревании твердого топлива без доступа воздуха при t=850ºС оно распадается на две части: летучие вещества и твердый остаток – кокс.

Летучие – это паро- и газообразные продукты разложения топлива при высокой температуре без доступа воздуха. В летучие вещества переходит испаряющаяся из топлива влага *W*, кислород *O*, азот в виде сложных соединений, летучая сера, водород *H*.

В коксе остается углерод *C* и зола *A*, т.о. кокс – это остаток после отгонки летучих.

Лабораторное определение летучих проводят в строго стандартных условиях.

Горением называется быстрый процесс окисления горючего вещества с выделением значительного количества тепловой энергии. Основой процесса горения является химическая реакция между окисляемым горючим веществом и окислителем. Образовавшиеся в результате горения новые вещества называют продуктами сгорания. Теплота сгорания топлива - это энергетическая характеристика любого топлива.

Теплотой сгорания или теплотворной способностью называют количество тепла, которое выделяется при полном сгорании 1 кг твердого или жидкого топлива или 1 $м^3$ газообразного топлива. Теплота сгорания – удельная характеристика, ее относят к единице объема или массы и измеряют в кДж/кг; кДж/$м^3$ или в ккал/кг; ккал/$м^3$.

Различают низшую Q_i ($Q_н$) и высшую Q_s ($Q_в$) теплоту сгорания топлива.

Высшая теплота сгорания получается в том случае, когда образовавшиеся в продуктах сгорания водяные пары конденсируются и отдают тепло, затраченное на их образование.

Количество теплоты, выделяемое 1 кг или 1 $м^3$ топлива при полном сгорании с учетом теплоты, выделившейся при конденсации водяных паров, называют высшей теплотой сгорания Q_s ($Q_в$).

Низшей теплотой сгорания Q_i ($Q_н$) называют количество теплоты, выделяемое при полном сгорании единицы массы или объема топлива за вычетом теплоты, затраченной на образование водяных паров в продуктах сгорания.

Экспериментально теплота сгорания твердого и жидкого топлива определяется путем калориметрирования в приборе, называемом калориметрической бомбой. Это - стальной герметичный сосуд, заполненный кислородом под давлением 3 МПа. В нем происходит сжигание 1 грамма мельчайшей, тщательно отобранной пробы топлива. Калориметрическая бомба помещается в сосуд с водой и по приращению температуры воды вследствие выделенного тепла при сжигании частицы топлива определяют теплоту сгорания частицы твердого или жидкого топлива.

Теплоту сгорания газообразного топлива определяют в калориметрах Юнкерса. В калориметрах в воздушной среде в течение определенного времени сжигается исследуемый газ. Расход газа измеряется счетчиком. Выделяемое при этом тепло передается потоку приточной воды, расход которой определяется взвешиванием, а приращение температуры – термометрами.

В случае отсутствия данных теплоту сгорания для твердого и жидкого топлива подсчитывают по формуле Д.И. Менделеева:

$$Q_i^r = 340C^r + 1030H^r - 109(O^r - S_{p+o}^r) - 24,42W^r, \text{ кДж/кг.} \quad (3.1)$$

Для газообразного топлива теплота сгорания 1 м^3 газа при нормальных условиях подсчитывается по формуле смешения:

$$Q_i^d = 0,01(Q_{H_2S} \cdot H_2S + Q_{CO} \cdot CO + Q_{H_2} \cdot H_2 + \Sigma Q_{C_mH_n} \cdot C_mH_n), \text{ кДж/м}^3, \quad (3.2)$$

где каждое слагаемое в скобках представляет собой произведение теплоты сгорания соответствующего компонента, кДж/м^3, на его содержание в топливе, выраженное в процентах по объему.

Для сравнения различных видов топлива при разработке энергетических балансов, оценке ресурсов, составления планов теплоснабжения все виды топлива по теплоте сгорания приводят к единому эквиваленту. В России и в ряде других стран таким эквивалентом служит «условное топливо».

Условное топливо – это некоторое топливо, теплота сгорания которого составляет 29300 кДж/кг (7000 ккал/кг).

Для сравнительной оценки количества золы, влаги и серы, вносимых с топливом в котлоагрегат, применяют приведенные характеристики топлива – зольность, влажность, сернистость, (%кг/МДж), т.е. количество золы, влаги, серы на 1 МДж теплоты, выделенной сгоревшим топливом.

Тепловую энергию заданного потенциала получают методом сжигания органического топлива в окислительной среде. При этом образуются продукты сгорания с высокой температурой, теплота от которых передается теплоносителю, т.е. воде или водяному пару.

3.3. Котельные установки. Топочные устройства.

Для превращения химической энергии топлива в тепловую служит котельная установка.

Котельная установка – это комплекс устройств и механизмов для получения пара или горячей воды повышенного давления за счет теплоты, выделившейся при сгорании топлива.

Основой котельной установки является паровой или водогрейный котел – устройство, в котором сжигается топливо и от высокотемпературных

продуктов сгорания теплота передается воде, циркулирующей по трубам теплообменной части котла.

В паровом котле вода превращается в водяной пар, в водогрейном – подогревается до заданной температуры.

Котельные установки работают на районных котельных (РК), на теплоэлектроцентралях (ТЭЦ), на тепловых электростанциях (ТЭС).

Основным элементом парового или водогрейного котла является топка.

Топка котельной установки предназначена для сжигания топлива и получения продуктов сгорания с высокой температурой, а также для организации теплообмена между высокотемпературной средой и поверхностями нагрева, расположенными в топке. В котельных агрегатах применяют два основных типа топочных устройств: для слоевого сжигания топлива и для камерного (или факельного).

Слоевой способ – это сжигание кусков твердого топлива на колосниковой решетке, размещенной в объеме топки, а воздух, необходимый для горения, поступает под решетку.

Камерное сжигание топлива происходит во взвешенном состоянии в потоке воздуха. Воздух, необходимый для горения, подают в этот же объем. Так можно сжигать твердое топливо – в пылевидном состоянии, жидкое - в распыленном, а газообразное – без подготовки. В соответствии со способом сжигания топки называются слоевыми или камерными.

В качестве газообразного топлива в основном используется природный газ. Горение газа происходит по цепной реакции. Интенсивность и устойчивость горения газов, в первую очередь, зависит от физических факторов – температуры и условий смешения горючего с окислителем.

Основным фактором при этом является процесс смесеобразования, который определяет метод сжигания топлива – диффузионный или кинетический.

Кинетическое горение происходит в том случае, если смесь топлива с воздухом заранее подготовлена и топливо горит по законам кинетики, т.е. по законам движения молекул. В этом случае факел получается коротким, не светящимся, невидимым. Значительно уменьшается избыток воздуха и повышается полнота горения.

Диффузионное горение – смесь топлива с воздухом заранее не подготовлена, а появляется лишь в устье горелки и скорость горения определяется диффузией окислителя в молекулы горючего. Горение в этом случае происходит в растянутом факеле по мере смешения с воздухом. Факел при этом часто получается светящимся.

Смешанное горение. В этом случае часть воздуха заранее смешивается с топливом, образуя смесь, в которой мало воздуха. Этот воздух называется первичным. На выходе из горелки подают вторичный воздух. Смешанное горение применяется наиболее часто в промышленных и бытовых горелках.

Природным жидким топливом является нефть, но она в качестве топлива не используется. В качестве энергетического топлива используется только отход нефтепереработки – мазут. Топочный мазут по своему составу мало отличается от сырой нефти. Основные характеристики мазута:

- содержание серы (по содержанию серы нефть и мазут делят на 3 класса: малосернистые, сернистые и высокосернистые);
- плотность (плотность мазута составляет от 0,85 г/см³ до 0,98 г/см³);
- вязкость (вязкость мазута определяет возможность транспортирования по трубопроводам, а также его распыление);
- температура застывания – это максимальная температура, при которой мазут теряет свою подвижность;
- температура вспышки – это такая температура, при которой пары мазута при нагревании образуют с воздухом смесь, вспыхивающую при поднесении открытого пламени;
- температура воспламенения - это минимальная температура, при которой вспыхнувшие пары горят не менее 5 секунд.

Горение жидкого топлива состоит из нескольких этапов: распыление, прогрев капель, испарение и образование горючей смеси и горение смеси. Поэтому для химически полного сжигания мазута необходимо возможно тонкое его распыливание, подача воздуха в корень факела, хорошее перемешивание.

Мазутная горелка – это устройство, состоящее из двух частей форсунки (приспособление для распыления жидкого топлива) и воздухонаправляющего аппарата. Мазут, как правило, перед подачей для сжигания подогревают до температур 90-150 С^{o} в зависимости от марки топлива.

Твердое топливо по способу добычи делится на ископаемое (торф, бурые угли, каменные угли, полуантрациты, антрациты, горючее сланцы) и неископаемое (древесина и отходы сельского хозяйства).

Процесс горения твердого топлива состоит из ряда последовательных этапов:

1-й этап – тепловая подготовка топлива. На этом этапе происходит прогрев частицы топлива, испарение влаги, выделение летучих, образование кокса.

На 2-м этапе летучий и коксовый остаток сгорает в присутствие окислителя с образованием дымовых газов и твердого негорючего остатка (золы и шлаки).

Основные способы сжигания твердого топлива:

- в плотном слое (слоевой или фиксированный);
- в кипящем слое (псевдосжиженный или пузырьковый);
- факельный прямоточный (прямоструйный);
- вихревой (циклонный).

В последние годы был разработан ещё один способ – циркуляционный кипящий слой (ЦКС).

Лекция 4. Газоснабжение городов и населенных пунктов.

4.1. Свойства природного газа.
4.2. Газораспределительные сети.
4.3. Газорегуляторные пункты и установки.
4.4. Гидравлический расчет газопроводов.
4.5. Факельное , беспламенное горение, кинетический, диффузионный и промежуточный принципы сжигания газов.
4.6. ТБ в газовом хозяйстве.

4.1. Свойства природного газа.

Классификация горючих газов. Требования к качеству.

Газовое топливо представляет собой смесь простых горючих и балластных газов. Горючие газы бывают искусственные и природные.

К *исскуственным* относят газы, вырабатываемые на газовых заводах в процессе термической переработки твердых и жидких топлив, а также выделяющихся в качестве вторичных продуктов некоторых производств, например в доменном процессе, при получении кокса, переработки нефти и т.д.

К *природным* относят газы: добываемые из чисто газовых месторождений; попутные нефтяные, выделяющиеся из добываемой нефти; получаемые из газоконденсатных месторождений (состоят из смеси сухого газа с парами конденсата тяжелых углеводородов).

Свойства газового топлива определяются свойствами отдельных горючих и негорючих газов, его составляющих, и примесей. Горючая часть газового топлива состоит из углеводородов, водорода и окиси углерода. В негорючую часть входят углекислый газ, азот и кислород. К примесям относят сероводород, аммиак, цианистые соединения, водяные пары, нафталин, смолы, пыль и др. Негорючие газы и примеси являются балластом газового топлива, ухудшающим его теплофизические и эксплуатационные качества.

Качество природного газа должно соответствовать ГОСТ 5542-2014 «Газы горючие природные для промышленного и коммунально-бытового назначения. Технические условия», сжиженного углеводородного газа (далее - СУГ) - ГОСТ 20448-2018 «Газы углеводородные сжиженные топливные для коммунально-бытового потребления. Технические условия» и ГОСТ 27578-2018 «Газы углеводородные сжиженные для автомобильного транспорта. Технические условия. Технические условия».

Углеводороды предельного ряда составляют основную горючую часть природных газов и имеют общую химическую формулу C_nH_{2n+2}. Первый в их ряду метан, далее этан, пропан, бутан, пентан и т.д. Ни имеют цвета и запаха, не токсичны, но оказывают слабое наркотическое действие при большой концентрации.

Непредельные углеводороды входят в значительных кол-вах в искусственные газы. Их общая формула C_nH_{2n}. Первые три: этилен, бутилен, пропилен. Св-ва сходны с предельными.

Водород. Имеется во всех искусственных газах. Горючий газ без ц., з. и в., не т. Активен в реакциях горения.

Окись углерода. Горючий газ без ц., з. и в., т. Содержится в иск. газах в больших кол-вах, а также образуется при неполноте сгорания.

Углекислый газ не имеет ц., з. со слабым кисловатым в., не т. при скоплениях вызывает удушье, химически инертен.

Азот – газ без ц., з. и в., не т. Не горит и не поддерживает горения. При высокой температуре возможно образование окислов, являющихся высокотоксичными продуктами сгорания.

Кислород - газ без ц., з. и в., не т. Не горит, но поддерживает горение. Содержится в иск. газах в небольших кол-вах. В присутствии влаги активно способствует коррозии.

Сероводород – бесцветный горючий газ с характерным запахом тухлых яиц. Может содержаться в иск. и плохо очищенных природных газах. И сам и продукт его сгорания (сернистый газ) SO_2 – весьма токсичны и разрушают металлы, образуя с железом пирофорные соединения, способные воспламеняться в воздухе.

Аммиак (NH_3) - бесцветный газ с острым запахом нашатырного спирта, вредная токсичная примесь некоторых иск. газов.

Цианистые соединения, в первую очередь синильная кислота (HCN), могут образоваться в коксовых газах в рез-те взаимодействия углерода топлива с аммиаком. При н.у. синильная кислота – бесцветная легкая жидкость (кипит при 26 градусах) с весьма токсичными и коррозионными свойствами.

Пары воды могут быть в недостаточно осушенных газах. При высоких давлениях образуют с тяжелыми углеводородами кристаллогидратные соединения, внешне напоминающие частицы снега или льда, которые закупоривают газопроводы. Кроме того, влага способствует коррозии.

Нафталин, смолы и пыль, откладываясь на внутренних стенках газопроводов, уменьшают их сечения, а при плохой очистке газа –

закупоривают отдельные участки газопроводов, преждевременно засоряют фильтры, арматуру и другие устройства.

4.2. Газораспределительные сети.

Классификация газопроводов.

Системы газоснабжения состоят из распределительных газопроводов, газораспределительных станций (ГРС), газорегуляторных пунктов (ГРП) и газорегуляторных установок (ГРУ).

Газопроводы в системах газоснабжения городов и населенных пунктов в зависимости от давления транспортируемого газа различают:

- газопроводы высокого давления I категории (давление газа от 0,6 до 1,2 МПа);
- газопроводы высокого давления II категории (давление газа от 0,3 до 0,6 МПа);
- газопроводы среднего давления (давление газа свыше 0,005 до 0,3 МПа);
- газопроводы низкого давления (давление газа до 0,005 МПа).

Газопровод является важным элементом системы газораспределения, так как на его сооружение расходуется от 70 до 80% всех капитальных вложений. При этом 80% от общей протяженности приходится на газопроводы низкого давления и 20% — на газопроводы среднего и высокого давлений. Газопроводы низкого давления служат для подачи газа к жилым домам, общественным зданиям и коммунально-бытовым предприятиям. Газопроводы среднего давления через ГРП снабжают газом газопроводы низкого давления, а также промышленные и коммунально-бытовые предприятия. По газопроводам высокого давления газ поступает в ГРП промышленных предприятий и газопроводы среднего давления. Связь между газопроводами различных давлений осуществляется через ГРП и ГРУ.

В зависимости от расположения газопроводы подразделяются на *наружные* (уличные, внутриквартальные, дворовые, межцеховые) и *внутренние* (расположенные внутри зданий и помещений), а также на *подземные* и *надземные*. *Внутренним газопроводом* считают участок от газопровода-ввода до места подключения газового прибора или теплового агрегата.

В зависимости от назначения в системе распределения газа газопроводы подразделяются на: *распределительные, газопроводы-вводы, вводные, продувочные, сбросные и межпоселковые*.

Распределительными являются наружные газопроводы, обеспечивающие подачу газа от источников газоснабжения до газопроводов-

вводов, а также газопроводы высокого и среднего давлений, предназначенные для подачи газа к одному объекту.

Газопроводом-вводом считается участок от места присоединения к распределительному газопроводу до отключающего устройства на вводе.

Вводным газопроводом считается участок от отключающего устройства на вводе в здание до внутреннего газопровода.

Продувочный газопровод предназначен для продувки системы распределения газа агрегата перед вводом его в действие.

Сбросным газопроводом считается труба для аварийного сброса давления газа.

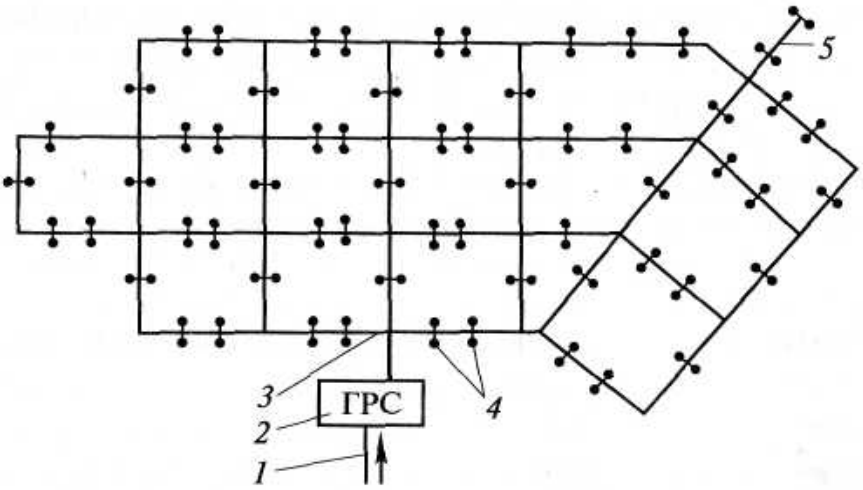
Межпоселковыми являются распределительные газопроводы, прокладываемые вне территории населенных пунктов.

В зависимости от материала труб газопроводы подразделяются на: *металлические* (стальные, медные) и *неметаллические* (полиэтиленовые). Различают также трубопроводы с природным газом и СУГ.

По принципу построения системы распределения газа подразделяются на: *кольцевые, тупиковые и смешанные*.

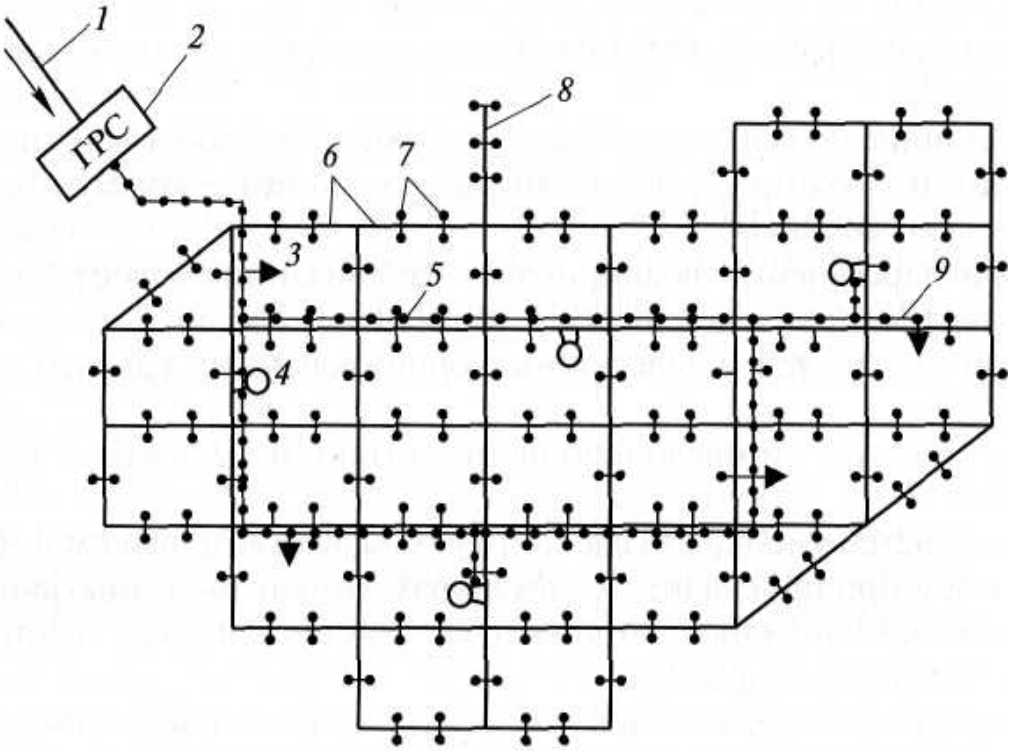
В тупиковых системах газ поступает потребителю в одном направлении, т.е. потребители имеют одностороннее питание. В отличие от тупиковых, *кольцевые* сети состоят из замкнутых контуров, в результате чего газ может поступать к потребителям по двум или нескольким линиям. *Надежность кольцевых сетей выше тупиковых.* При проведении ремонтных работ на кольцевых сетях отключается только часть потребителей, присоединенных к данному участку.

В систему распределения газа входят: распределительные газопроводы всех давлений, газораспределительные станции (ГРС) и газорегуляторные пункты (ГРП). Все элементы систем газоснабжения должны обеспечивать надежность и безопасность подачи газа потребителям. В зависимости от числа ступеней давления газа в газопроводах системы газоснабжения городов и населенных пунктов подразделяются на одно-, двух-, трех- и многоступенчатые. Одноступенчатые системы распределения газа обеспечивают подачу газа потребителям по газопроводам только одного давления, как правило, низкого (рис. 4.1). Двухступенчатые системы распределения газа (рис. 4.2) обеспечивают распределение и подачу газа потребителям по газопроводам среднего и низкого или высокого и низкого давлений. Трехступенчатая система распределения газа позволяет осуществлять распределение и подачу газа потребителям по газопроводам низкого, среднего и высокого давлений. Многоступенчатая система газоснабжения предусматривает распределение газа по газопроводам



1- магистральный газопровод; 2 – газораспределительная станция (ГРС); 3 – кольцевой газопровод; 4 – ответвления к потребителям; 5 – тупиковый газопровод

Рис.4.1. Схема одноступенчатой системы распределения газа



1- магистральный газопровод высокого давления; 2 – газораспределительная станция (ГРС); 3 – крупные потребители газа; 4 – городские ГРП, питающие газопроводы низкого давления; 5 – газопроводы высокого и среднего давлений; 6 - кольцевые газопроводы низкого давления; 7 – ответвления к потребителям; 8 – тупиковый газопровод низкого давления; 9 - тупиковый газопровод среднего давления

Рис.4.2. Схема двухступенчатой системы распределения газа

высокого I категории (до 1,2 МПа), высокого II категории (до 0,6 МПа), среднего (до 0,3 МПа) и низкого (до 500 даПа) давлений. Выбор системы газоснабжения зависит от характера планировки и плотности застройки населенного пункта.

Устройство подземных, надземных и наземных газопроводов.

Устройство подземных газопроводов. Минимальная глубина заложения газопроводов должна быть не менее 0,8 м. В местах, где не предусматривается движение транспорта, глубина заложения газопровода может составлять 0,6 м. Расстояние от газопровода до наружной стены колодцев и камер подземных сооружений должно быть не менее 0,3 м. Допускается укладка двух и более газопроводов в одной траншее на одном или разных уровнях. При этом расстояние между газопроводами в свету должно быть достаточным для их монтажа и ремонта.

Расстояние по вертикали между подземными газопроводами всех давлений и другими подземными сооружениями и коммуникациями должно составлять:

- при пересечении водопровода, канализации, водостока, каналов телефонных и теплосети — не менее 0,2 м;
- электрокабелей и телефонных бронированных кабелей — не менее 0,5м;
- электрокабелей маслонаполненных (на 110...220 кВ) — не менее 1,0 м.

Допускается уменьшать расстояние между газопроводом и электрокабелем при прокладке их в футлярах. При этом концы футляра электрокабеля должны выходить на 1 м по обе стороны от стенок пересекаемого газопровода. При пересечении каналов теплосети, коллекторов, туннелей с переходом над или под ними следует предусматривать прокладку газопровода в футляре, выходящем на 2 м в обе стороны от наружных стенок пересекаемых сооружений, а также проверку физическими методами контроля всех сварных стыков в пределах пересечения и на расстоянии 5 м в стороны от наружных стенок этих сооружений. Запорную арматуру и конденсатосборники на газопроводах устанавливают на расстоянии не менее 2 м от края пересекаемой коммуникации или сооружения. Газопроводы в местах прохода через наружные стены зданий заключают в футляры диаметром не менее чем на 100...200 мм больше диаметра газопровода.

Устройство надземных и наземных газопроводов. Надземные газопроводы прокладывают на отдельно стоящих опорах, эстакадах и

колоннах. Газопроводы с рабочим давлением до 0,6 МПа допускается также прокладывать по стенам производственных зданий с помещениями категории безопасности В, Д; газопроводы с давлением до 0,3 МПа — по стенам общественных зданий и жилых домов не ниже III, III(а) степеней огнестойкости, а газопроводы низкого давления — по стенам общественных зданий и жилых домов IV и V степеней огнестойкости. Надземные газопроводы проектируют с учетом компенсации продольных деформаций по фактически возможным температурным условиям работы, а в случае, когда не обеспечивается самокомпенсация, — с учетом установки компенсатора. Высоту прокладки принимают с учетом возможности его осмотра и ремонта. Под оконными проемами и балконами жилых и общественных зданий газопроводы не должны иметь разъемных соединений.

Расстояния между надземными газопроводами и трубопроводами другого назначения при их совместной прокладке и пересечении принимают следующими: при диаметре газопровода до 300 мм — не менее диаметра газопровода, но не менее 100 мм; при диаметре более 300 мм — не менее 300 мм. При пересечении с ЛЭП расстояния по вертикали:

Напряжение ЛЭП, кВ....до	1	20	35	150	220	330	500
Расстояние, м	1	3	4	4,5	5	6	6,5

Прокладка газопроводов по ж/д и автомобильным мостам осуществляется таким образом, чтобы исключить возможность скопления газа в случае его утечки в конструкциях моста. Газопроводы, подвешиваемые к мостам, должны выполняться из стальных бесшовных или прямошовных труб, изготовленных электродуговой сваркой, и иметь компенсирующие устройства. Газопроводы, проложенные по металлическим и ж/б мостам, плотинам и другим гидротехническим сооружениям, должны быть электроизолированы от металлических частей. Расстояние между опорами надземных газопроводов определяется расчетом. Узлы и детали крепления газопроводов выполняются по рабочим чертежам типовых конструкций.

4.3. Газорегуляторные пункты и установки.

Подача газа к газифицированным городам, населенным пунктам или промышленным объектам производится от магистральных газопроводов через газораспределительные станции или крупные газораспределительные пункты (КРП).

ГРС и КРП являются конечными объектами магистрального газопровода и выполняют следующие задачи: очистка газа от механических примесей; снижение давления газа до заданного значения и автоматическое поддержание этого значения; подогрев газа перед снижением давления, препятствующий выделению твердых кристаллогидратов и обмерзанию трубопроводов и арматуры; защита трубопроводов от недопустимых повышений давления; одоризация газа; учет расхода и количества проходящего газа.

От ГРС или КРП газ транспортируется по сети среднего или высокого давления до газорегуляторных пунктов (ГРП) и газораспределительных установок (ГРУ), располагаемых в отапливаемых отдельно стоящих зданиях, где давление газа снижается и он подается в распределительные газопроводы разных категорий давления. Наиболее разветвленными и, следовательно, протяженными и дорогостоящими являются распределительные газопроводы низкого давления, которые снабжают массового потребителя (жилые дома, мелкие промышленные и коммунально-бытовые потребители).

Надежное и устойчивое функционирование систем газоснабжения невозможно без надежной работы регулирующей и предохранительно-запорной арматуры и оборудования. Первым и основным условием устойчивой и безопасной работы системы газоснабжения является обеспечение постоянного давления; второе условие — предохранение от возможного повышения или понижения давления газа в контролируемой точке газопровода или перед газоиспользующей установкой.

Системы газоснабжения работают круглосуточно с переменными режимами, зависящими от характера потребления. Наибольшая неравномерность потребления присуща мелким бытовым потребителям, но и она имеет определенную закономерность, обусловливаемую большим числом факторов, главными из которых являются: климатические условия, уклад жизни населения, время работы предприятий и учреждений, состояние жилого фонда, степень газификации разных категорий потребителей, степень индустриализации региона и т.п. Неравномерность потребления и определяет режимы давлений в распределительной газовой сети городов, поселков и сельской местности.

Основное назначение ГРП и ГРУ — снижение давления газа и поддержание его постоянным независимо от изменения входного давления и расхода газа потребителями. ГРП и ГРУ оснащаются схожим технологическим оборудованием и отличаются в основном только расположением. ГРУ располагают непосредственно в помещениях, где находятся агрегаты, использующие газовое топливо (цехах, котельных). ГРП

в зависимости от назначения и технической целесообразности размещают в пристройках к зданиям, встраивая в одноэтажные производственные здания или котельные, в отдельно стоящих зданиях.

В зависимости от набора технологического оборудования различают газорегуляторные пункты (ГРП), газорегуляторные пункты блочные (ГРПБ), шкафные регуляторные пункты (ШРП) и шкафные регуляторные установки (ШРУ).

Газорегуляторный пункт, который смонтирован в контейнере блочного типа, собирают и испытывают в заводских условиях.

Для шкафных газорегуляторных пунктов характерно размещение технологического оборудования в контейнерах шкафного типа.

ГРП и ГРПБ различают с входным давлением газа до 0,6 МПа и входным давлением газа свыше 0,6 до 1,2 МПа.

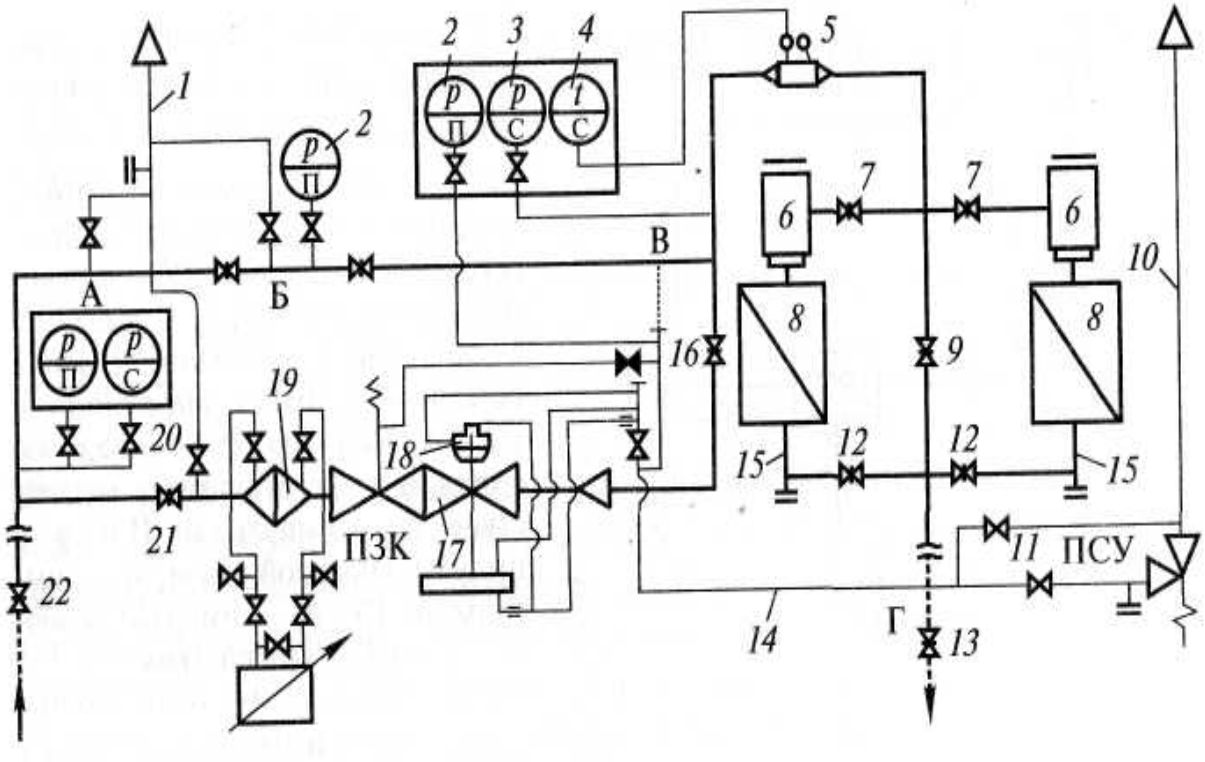
ШРП и ШРУ различают с входным давлением газа до 0,3 МПа; свыше 0,3 до 0,6 МПа и свыше 0,6 до 1,2 МПа.

ГРП по своему назначению подразделяются на сетевые, которые обеспечивают подачу газа в распределительные сети низкого, среднего или высокого давлений, и объектовые, служащие источниками газоснабжения для отдельных потребителей. В состав технологического оборудования регуляторных пунктов входят следующие элементы:

- регулятор давления, понижающий или поддерживающий постоянным давление газа независимо от его расхода;
- предохранительный запорный клапан (ПЗК), прекращающий подачу газа при повышении или понижении его давления после регулятора сверх заданных значений;
- предохранительное сбросное устройство, предназначенное для сброса излишков газа, чтобы давление не превысило заданное в схеме регуляторного пункта;
- фильтр газа, служащий для его очистки от механических примесей;
- контрольно-измерительные приборы (КИП), которые фиксируют давление газа до и после регулятора, а также на обводном газопроводе (байпасе) - манометр; перепад давлений на фильтре, позволяющий судить о степени его загрязненности – дифференциальный манометр (дифманометр); расход газа - расходомер; температуру газа перед расходомером - термометр;
- импульсные трубопроводы, служащие для присоединения регулятора давления, предохранительно-запорного клапана, предохранительного сбросного устройства и контрольно-измерительных

Технологические схемы оборудования ГРП (ШРП), ГРУ (ШРУ) могут быть самыми разнообразными: число технологических линий в зависимости

от расхода газа и режима потребления его может быть от одной до пяти. ГРП могут быть одно- и двухступенчатыми. Принципиальная схема одноступенчатого ГРП (ГРУ) показана на рис. 4.3.



1,10 – сбросный трубопровод; 2 – показывающий манометр; 3 – самопишущий манометр; 4 – самопишущий термометр; 5 – технический термометр; 6 – фильтр ревизии; 7,9,12 – задвижки; 8 – ротационные счетчики; 11 – запорное устройство; 13 - запорное устройство на выходе из ГРП; 14 – импульсный трубопровод; 15 – поворотные колена; 16 – запорное устройство в конце основной рабочей линии; 17 – регулятор давления; 18 – пилот; 19 – фильтр; 20 – кран на сбросном трубопроводе; 21 – задвижка в начале технологической линии; 22 – запорное устройство перед ГРП

Рис.4.3. Схема ГРП (ГРУ) с регулятором РДУК-2 и измерением расхода газа двумя ротационными счетчиками

<u>Расположение ГРП и ГРУ. Требования к помещениям.</u>

ГРП следует располагать в светлых и несгораемых одноэтажных помещениях с легко сбрасываемыми покрытиями под действием взрывной волны не более 120 кг/м^2. Иначе общая площадь проемов должна быть не менее 500 см^2 на 1 м^3 внутреннего объёма помещения. Двери должны открываться наружу. Если ГРП в пристройке, то от здания должно быть отделено глухой стеной и иметь самостоятельный вход. Не разрешается устраивать ГРП и ГРУ в подвалах и полуподвалах, а также в колодцах.

Отопление ГРП устраивают в зависимости от климатических условий и конструкции применяемого оборудования. Температура воздуха должна быть не ниже 5 °С. Вентиляция должна обеспечить не менее чем 3 кратный воздухообмен. Освещение следует иметь естественное. Электрическое освещение должно иметь взрывобезопасное исполнение или наружным в обычном исполнении. Если высота ГРП больше высоты ближайшего здания, то помещение оборудуется молниеотводами.

ГРУ размещают в свободных для доступа обслуживающего персонала местах с естественным и/или искусственным освещением. Основной проход между выступающими ограждениями и ГРУ должен быть не менее 1 м.

На промышленных предприятиях при наличии в них собственных газовых служб допускается подача газа одинакового давления от ГРУ, расположенного в одном здании, к другим отдельно стоящим зданиям. При размещении ГРУ на площадках, расположенных выше уровня пола более 1,5 м, на площадку обеспечивают доступ с двух сторон по отдельным лестницам.

Оборудование, размещаемое в помещениях ГРП, должно быть доступно для ремонта и обслуживания, ширина основных проходов между оборудованием и другими предметами должна быть не менее 0,8 м, а между параллельными рядами оборудования — не менее 0,4 м.

В помещениях категории А полы должны быть безыскровыми, конструкции окон и дверей должны исключать образование искр. Стены, разделяющие помещения ГРП, необходимо предусматривать противопожарными I типа, газонепроницаемыми, они должны опираться на фундамент. Швы сопряжения стен и фундаментов всех помещений ГРП перевязываются. Вспомогательные помещения оборудуются самостоятельным выходом наружу из здания, не связанным с технологическим помещением. Двери ГРП и ГРПБ предусматривают противопожарными и открывающимися наружу.

Устройство дымовых и вентиляционных каналов в разделяющих стенах, а также в стенах зданий, к которым пристраиваются ГРП (в пределах примыкания ГРП), не допускается.

Необходимость отопления помещений ГРП, ГРПБ и вид теплоносителя определяются в соответствии с требованиями СНиП 2.04.05 с учетом климатического исполнения и категорий применяемых изделий и оборудования по ГОСТ 15150.

При устройстве местного отопления ГРП и ГРПБ от газовых водонагревателей узел редуцирования на отопительную установку размещается в основном технологическом помещении.

Вспомогательное оборудование ГРП и ГРУ.

Предохранительные запорные клапаны. Для предотвращения недопустимого изменения давления газа в ГРП (ГРУ) устанавливают предохранительные запорные клапаны (ПЗК) и предохранительные сбросные клапаны (ПСК). Предохранительные запорные клапаны могут быть низкого (тип ПКН) и высокого (тип ПКВ) давлений.

Производятся и применяются также предохранительные запорные клапаны типа КПН и КПВ соответственно низкого и высокого давлений. Если по условиям производства перерыв в подаче газа недопустим, то вместо ПЗК должна быть предусмотрена сигнализация оповещения обслуживающего персонала.

Согласно «Правилам безопасности в газовом хозяйстве» верхний предел срабатывания предохранительных запорных клапанов не должен превышать максимальное рабочее давление газа после регулятора более чем на 25 %. Настройка ПЗК на срабатывание зависит от назначения ГРП, который может обеспечивать подачу газа в тупиковую или кольцевую газораспределительную сеть.

При тупиковой системе разводки газопроводов выключение и отключение части потребителей может вызвать кратковременное, но значительное понижение или повышение давления газа в контролируемой точке даже при исправном регуляторе. Во избежание срабатывания ПЗК в случае повышения давления и отключения всех потребителей в обычном (не аварийном) режиме клапан настраивают на давление, несколько большее того, на которое настроено предохранительное сбросное устройство (ПСУ). Это устройство, сбрасывая небольшие количества газа в атмосферу, не позволяет подниматься давлению в контролируемой точке до значения срабатывания ПЗК.

При неисправном регуляторе сброс через ПСУ окажется недостаточным, давление в контролируемой точке повысится, ПЗК сработает и перекроет подачу газа потребителям.

Кольцевая система газопровода запитывается газом от нескольких ГРП, поэтому изменение отбора газа потребителями скажется на их работе. Неисправность одного из регуляторов и связанное с этим увеличение давления вызывают уменьшение подачи газа в кольцевую сеть газопровода регуляторами других ГРП. В этом случае сброс в атмосферу газа через ПСУ в ГРП с неисправным регулятором недопустим, так как он может продолжаться длительное время, снижая давление газа в газопроводе, что невыгодно с экономической точки зрения и вредит экологии. Поэтому в кольцевых системах ПЗК настраивают на давление срабатывания, меньшее,

чем давление начального открытия ПСУ. При этом ПСУ предохраняет кольцевую систему газопроводов от повышения в ней давления сверх допустимых пределов в случае, когда в ГРП сработал ПЗК, но из-за негерметичности затвора давление в системе увеличивается.

Предохранительные сбросные клапаны. Для предотвращения повышения давления газа выше допустимого значения после регулятора давления устанавливают предохранительное сбросное устройство, которое сбрасывает в атмосферу избыточный объем газа. Согласно «Правилам безопасности в газовом хозяйстве» предохранительные сбросные клапаны, в том числе встроенные в регулятор давления, должны обеспечивать сброс газа при превышении максимального рабочего давления после регулятора не более чем на 15%. По конструктивному устройству предохранительные сбросные клапаны подразделяются на пружинные, мембранные и жидкостные.

Выбор конструкции предохранительного сбросного клапана производится в соответствии с требуемой пропускной способностью.

Определение пропускной способности. Количество газа, подлежащее сбросу ПСК при наличии перед регулятором ПЗК, должно удовлетворять условию: $Q > 0{,}0005\ Q_d$, где Q — количество газа, подлежащее сбросу ПСК в течение часа при t = 0°C и p = 0,10132 МПа; Q_d — расчетная пропускная способность регулятора давления при тех же условиях, $м^3$/ч.

При отсутствии перед регулятором давления ПЗК количество газа, подлежащее сбросу, определяют:

- для регуляторов давления с золотниковым клапаном — $Q \geq 0{,}01\ Q_d$,
- регулирующих заслонок — $Q \geq 0{,}02 Q_d$.

При необходимости параллельной установки в ГРП нескольких регуляторов давления суммарное количество газа, подлежащее сбросу ПСК в течение часа, должно удовлетворять условию: $Q' > Q_n$, где Q — количество газа, подлежащее сбросу ПСК в течение часа для каждого регулятора, $м^3$; *n* — число регуляторов давления, шт.

Молоточные, мембранные и пружинные ПСК имеют небольшую пропускную способность.

Для обеспечения устойчивой работы системы газораспределения пропускная способность ПСУ должна возрастать плавно по мере повышения давления в контролируемой точке газопровода таким образом, чтобы начало сброса газа происходило при превышении заданного давления не более чем на 5 %, а полное открытие ПСУ — при превышении его на 15 %.

Газовые фильтры. Эти фильтры предназначены для очистки газа от пыли, ржавчины, смолистых веществ и других твердых частиц. Качественная очистка газа позволяет повысить герметичность запорных устройств, а также увеличить межремонтное время их эксплуатации за счет уменьшения износа уплотняющих поверхностей. При этом также уменьшается износ и повышается точность работы расходомеров (счетчиков и измерительных диафрагм), особенно чувствительных к эрозии. Правильный выбор фильтров и их квалифицированная эксплуатация являются важнейшими факторами обеспечения надежного и безопасного функционирования систем газоснабжения.

Максимально допустимый перепад давлений на сетчатых фильтрах не должен превышать 5 000 Па, на волосяных — 10 000 Па, а до начала эксплуатации или после очистки и промывки фильтра этот перепад должен составлять соответственно 2000...2 500 Па и 4000...5 000 Па.

В конструкциях фильтров предусмотрены штуцеры для присоединения приборов, с помощью которых определяется падение давления на фильтрующем элементе.

По направлению движения газа через фильтрующий элемент все фильтры можно подразделить на прямоточные и поворотные; по конструктивному исполнению — на линейные и условные; по материалу корпуса и методу его изготовления — на чугунные (алюминиевые) литые и стальные сварные.

Пропускная способность фильтров указывается в техническом паспорте завода-изготовителя для газа определенного состава и при известных начальном и конечном давлениях. Для определения пропускной способности фильтров при использовании другого газа и работе в другом режиме применяют формулу:

$$Q = Q_{\text{т}}\sqrt{\frac{\rho_{0\text{т}}\Delta p p_2}{\rho_0 \Delta p_{\text{т}} p_{2\text{т}}}}, \qquad (4.1)$$

где: $Q_{\text{Т}}$ — пропускная способность фильтра при табличных условиях, м^3/ч; $\rho_{0\text{т}}$ — плотность газа табличная, кг/м^3; $\Delta\rho$ — перепад давлений на фильтре при работе в режиме, отличном от табличного, МПа; p_2 — давление газа после фильтра при работе в режиме, отличном от табличного, МПа; p_0 — плотность газа при использовании другого газа, кг/м^3; $\Delta p_{\text{т}}$ — перепад давлений на фильтре при табличных условиях, МПа; $\Delta p_{2\text{т}}$ — давление газа после фильтра табличное, МПа.

4.4. Гидравлический расчет газопроводов.

Определение потерь давления в газопроводах.

При расчете движения газа в трубопроводах следует учитывать изменение его плотности. Это связано с тем, что давление по длине трубопровода падает и соответственно уменьшается плотность газа. Только газопроводы *низкого давления* можно рассчитывать, полагая, что по ним движется несжимаемая жидкость.

В общем случае движение газа в газопроводах является нестационарным. Нестационарность обусловливается как переменным режимом работы газовых промыслов, переменным режимом работы компрессорных станций, так и переменным режимом потребления газа.

Вместе с тем при проектировании газопроводов в большинстве случаев можно не учитывать нестационарность течения газа и рассчитывать диаметры газопроводов на постоянный расход в течение определённого отрезка времени (часа, суток)

Для большинства задач расчета газопроводов движение газа можно считать изотермическим, а его температуру равной температуре грунта, в котором уложен газопровод. С учетом отмеченного обстоятельства параметрами, определяющими потоки газа, будут: давление P, плотность ρ и скорость W.

Основное уравнение для расчета газопроводов в предположении изотермического течения газа:

$$P_H^2 - P_K^2 = 1{,}62\lambda \frac{Q_0^2}{d^5}\rho_0 P_0 \frac{T}{T_0} l \quad , \qquad (4.2)$$

где: λ - коэффициент трения, Q – объемный расход при н.у., T – температура в К.

При давлении газа более 1,2 МПа следует учитывать отклонения в поведении природных газов от законов идеальных газов. Для этого в уравнение вводят эмпирический коэффициент Z, который учитывает эти отклонения (уравнение (4.2) × Z). Его еще называют коэффициентом сжимаемости газа.

Для газопроводов низкого давления, уравнение запишется так:

$$P_H - P_K = 0{,}81\lambda \frac{Q_0^2}{d^5}\rho_0 l \ . \qquad (4.3)$$

Число Рейнольдса: Re = (Wd)/ν.

Формулы для нахождения λ, рекомендованные СНиП:

1) в области ламинарного режима при Re < 2000:

$$\lambda = 64/\mathrm{Re}; \qquad (4.4)$$

2) в переходном режиме при 2000 < Re < 4000:

$$\lambda = 0.0025\sqrt[3]{\mathrm{Re}} \quad ; \qquad (4.5)$$

3) при турбулентном режиме при Re > 4000

$$\lambda = 0.11\left(\frac{k_э}{d} + \frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0.25}. \qquad (4.6)$$

По приведенным уравнениям построены номограммы при абсолютной эквивалентной шероховатости $k_э$ = 0,01 см.

Постановка задачи расчета. Особенности расчета газовых сетей различной конфигурации и давления.

Газовые сети бывают двух типов: разветвленные и кольцевые. У разветвленных сетей газ поступает к узлу потребления по одному участку (по одному направлению), поэтому они являются тупиковыми сетями. Потребители в этих сетях, имеют одностороннее питание и не имеют резервных участков, по которым газ мог бы поступать при отказе основных. Если у разветвленной сети будет выключен элемент из работы (например, участок газопровода), тогда все потребители, которые присоединены за этим элементом, не получат газа. Повысить надежность разветвленной сети можно, например, дублированием всех элементов. Однако этот путь связан с большими дополнительными капвложениями и является необоснованным. Повышение надежности разветвленных сетей достигают путем их кольцевания.

Основное отличие кольцевых сетей от разветвленных заключается в том, что они состоят из замкнутых контуров, в результате чего газ может поступать к потребителям по двум или нескольким линиям, т.е. потребители имеют двустороннее или многостороннее питание. При отказе элемента в расчетном пути газа к потребителю возникает другой путь движения газа через резервирующий элемент.

Другое различие тупиковой и кольцевой сетей состоит в том, что у первой транзитные расходы распределяются по участкам однозначно, а второй можно наметить бесчисленное количество вариантов их распределения.

Третье отличие в том, что изменение диаметра какого-нибудь участка у разветвленной сети не влияет на расходы по другим участкам и приводит лишь к изменению давления в начальной точке сети. Аналогичное действие для кольцевой сети приведет к перераспределению расходов у всех остальных участков, так как ветви кольцевой сети включены параллельно. Кроме того, изменится и давление в точке питания сети.

Порядок расчета тупиковой сети.

Для сети среднего (или высокого) давления необходимо найти среднеквадратичные удельные потери давления ($A_{ср}$) на участках по всем направления потоков газа от источника до удаленного потребителя, $Па^2/м$:

$$A_{ср} = \frac{P_H^2 - P_K^2}{1{,}1 \cdot L}, \qquad (4.7)$$

где: 1,1 – коэффициент, учитывающий потери давления на местные сопротивления, в размере 10% линейных потерь; L - сумма длин участков по главным направлениям потоков, м.

Далее для первого участка от ГРС по известным P_H, V_P, L, $A_{СР}$ и номограмме или таблице для расчета сетей высокого давления подбирают диаметр и действительную величину A_1. С учетом A_1 определяем давление в конце 1-го участка:

$$P_{K1} = \sqrt{P_H^2 - A_1 \cdot 1{,}1 \cdot L_1}\text{, Па.} \qquad (4.8)$$

Это конечное давление 1-го участка будет начальным для 2-го и т.д.

Для сети низкого давления следует найти средние удельные потери давления (h) на участках по главным направлениям потоков газа от ГРП до нулевых точек схода, Па/м:

$$h = \frac{\Delta P}{1{,}1 \cdot L}\ . \qquad (4.9)$$

Далее для первого участка от ГРП по известным P_H, V_P, L, h и номограмме для расчета сетей низкого давления подбирают диаметр и действительную величину h_1. Далее расчет повторяется уже для следующего участка.

4.5. Факельное, беспламенное горение, кинетический, диффузионный и промежуточный принципы сжигания газов.

Организация процесса сжигания газа в любом топочном устройстве достигается с помощью тех или иных аэродинамических приемов, определяющих форму взаимодействия газа и окислителя и обусловливающих тип топочного процесса. Сжигание газов производится в основном факельным методом. При *факельном сжигании* газ вносится газовоздушным потоком и сгорает на лету, почти не выпадая из потока. Применяется также *беспламенное (поверхностное) сжигание газов*, характеризующееся тем, что горение горючей смеси происходит в непосредственной близости с раскаленными поверхностями.

При сжигании газов в большинстве случаев истечение газа или воздуха происходит через малые отверстия в большой топочный объем. При воспламенении струи горючего газа или горючей смеси, истекающей из трубки или сопла, на горелке возникает пламя. Стационарное пламя этого типа является основным элементом установок непрерывного горения. На практике такой вид сжигания газа называют также *струйным*. Смешение газовых потоков или струй является важной проблемой при конструировании и эксплуатации камер сгорания и топочных устройств. От смешения воздуха и газа, подаваемых в топку, зависит тепловой эффект и КПД топки.

Организация процессов сжигания газов в потоке с воздухом основывается на различных принципах, предельными из которых являются кинетический и диффузионный. При *кинетическом принципе* предварительно до начала процесса горения подготавливается однородная горючая смесь с содержанием воздуха несколько большим, чем требуется для стехиометрического соотношения. Смесь подготавливается в специальных смесителях или с помощью инжекторов в инжекционных горелках. Коэффициент избытка первичного воздуха α_1 = 1,02... 1,05. При меньшем содержании воздуха по кинетическому принципу протекает только начальная стадия горения, до использования кислорода, находящегося в смеси. Такое сгорание смеси происходит в жестком прозрачном факеле без видимых пиролитических процессов, приводящих к образованию сажистых частиц. При *диффузионном принципе сжигания* газ и воздух подаются раздельно и процессы смешения и горения развиваются параллельно. Горючая смесь образуется непосредственно в процессе горения благодаря диффузии кислорода из окружающего воздуха или на границе раздела потоков газа и воздуха $\alpha_1 = 0$. Принцип сжигания газа при $\alpha_1 < 1$ является *промежуточным между кинетическим и диффузионным*. С учетом этого принципа

конструируются все газовые аппараты, оборудованные инжекционными горелками. В таких горелках содержание первичного воздуха в смеси принимается в зависимости от вида газа таким, чтобы в пламени отсутствовали сажистые частицы и чтобы обеспечить стабильность горения при изменении тепловой мощности в необходимых пределах.

4.6. ТБ в газовом хозяйстве.

Безопасность труда в газовом хозяйстве имеет исключительно важное значение, которое определяется взрывоопасностью горючих газов, отравляющими свойствами некоторых компонентов горючих газов и продуктов их неполного сгорания.

Загазованность помещений может произойти вследствие утечек газа из соединений газопроводов, газовой арматуры и приборов, через их неплотности, из запорной арматуры, случайно оставленной открытой без присмотра; в случае сжигания газа при недостаточном или слишком большом разрежении, а также при плохой вентиляции помещения, без достаточного удаления продуктов сгорания; при разрыве сварных соединений на газопроводе.

Для обнаружения мест утечек газа из внутренних газопроводов производят обмыливание сварных, резьбовых и фланцевых соединений. Признак утечки газа в этом случае — наличие пузырьков мыльного раствора. Обнаруженные утечки газа устраняют следующими способами: сменой прокладок или подтяжкой болтов во фланцевых соединениях; заменой пеньковой набивки в резьбовых соединениях; заваркой или заменой шва с дефектами на газопроводе. Ликвидацию мест утечек газа из наружных и подземных газопроводов производит аварийная служба газового хозяйства.

Во всех случаях до устранения утечек газа запрещается включать и выключать электроосвещение; пользоваться звонками, плитками и другими электрическими приборами; вносить открытый огонь и применять его для отыскания утечек газа.

Очень важное значение имеют вентиляция помещений и организованный отвод продуктов горения газа. Неудовлетворительное действие вентиляции может привести к накоплению в помещении вредных примесей и образованию взрывоопасных концентраций газа.

Работы, выполняемые в загазованной среде, или работы, при которых возможен выход газа из газопроводов и агрегатов, называют газоопасными. В Правилах безопасности Госгортехнадзора дан следующий перечень газоопасных работ:

- присоединение вновь проложенных газопроводов к действующим;
- ввод в эксплуатацию газопроводов, газорегуляторных пунктов, агрегатов и приборов промышленных, коммунальных и бытовых потребителей;
- ревизия и ремонт действующих газопроводов, газового оборудования и арматуры;
- прочистка и заливка в газопровод растворителей для удаления гидратных образований; установка и снятие заглушек на газопроводах, находящихся под давлением газа;
- разборка газопроводов, отключенных от действующих сетей;
- осмотр и проветривание колодцев, а также откачка конденсата из конденсатосборников и неиспарившихся остатков из резервуарных групповых установок сжиженных газов;
- профилактическое обслуживание действующих газовых приборов и внутреннего газооборудования;
- слив газа из железнодорожных цистерн, заполнение резервуаров на станциях сжиженных газов и групповых установках, заполнение автоцистерн и баллонов.

Газоопасные работы должны выполнять специально обученные рабочие, причем в составе бригады должно быть не менее двух слесарей, а при работах в колодцах, тоннелях или глубоких траншеях — не менее трех слесарей.

На выполнение газоопасных работ должны выдаваться наряды установленной формы. Лиц, имеющих право выдачи нарядов, определяют приказом по газовому хозяйству.

На наиболее ответственные работы кроме наряда составляют специальный план, утвержденный главным инженером треста (конторы, предприятия). К этим работам относят работы по вводу в эксплуатацию и пуску газа в газопроводы вновь газифицируемых городов и поселков, пуску газа в газопроводы с давлением выше 0,6 МПа, присоединению к действующим газопроводам среднего и высокого давлений; работы в ГРП с применением сварки и газовой резки; ремонтные работы на газопроводах среднего и высокого давлений с применением сварки и газовой резки; снижение и восстановление давлений газа в газопроводах и т.д.

В наряде указывают основные меры безопасности при выполнении работ, а в плане — последовательность проведения работ, потребность в приспособлениях и механизмах, расстановку членов бригады, лиц, ответственных за проведение и координацию работ.

К этим документам прилагают исполнительный чертеж с указанием места и характера проводимой работы. До начала выполнения работ

проводят всю необходимую подготовительную работу: инструктаж рабочих, организацию рабочего места, обеспечение рабочих инструментами, защитными средствами и приспособлениями. Газоопасные работы, как правило, выполняют в дневное время. Если работы ведут в плохо освещенных помещениях, то применяют переносные электролампы во взрывобезопасном исполнении или аккумуляторные светильники шахтерского типа.

При выполнении работ в колодцах, котлованах и других подземных сооружениях и закрытых помещениях работающие должны быть в противогазах и спасательных поясах, в обуви без подковок и гвоздей или на обувь надевают галоши.

В колодцах, тоннелях и коллекторах не допускаются сварка и газовая резка на действующих газопроводах без отключения и продувки их воздухом. У запорного устройства дополнительно устанавливают заглушку, которую удаляют после окончания работ. Если работы предусматривают снижение давления, то его снижают до начала работ, однако даже при сниженном давлении могут быть случаи воспламенения выходящего в атмосферу газа, поэтому необходимо иметь на месте средства тушения пламени. Пламя тушат замазыванием глиной, засыпкой землей, набрасыванием брезентовых или асбестовых одеял, а также струей инертного газа.

Все указания и распоряжения работающим должны давать ответственные лица, назначенные из числа инженерно-технических работников.

Лекция 5. Теплоснабжение.

5.1. Теплоснабжение городов и населенных пунктов. Классификация систем теплоснабжения.
5.2. Теплопотребление.
5.3. Тепловые сети.
5.4. Тепломеханические элементы.
5.5. Тепловые пункты.
5.6. Теплогидравлический расчет и режим.

5.1. Теплоснабжение городов и населенных пунктов. Классификация систем теплоснабжения.

Централизованным теплоснабжением называется процесс обеспечения тепловой энергией большого количества потребителей от одного или нескольких источников. Теплоснабжение от крупных районных котельных или теплоэлектроцентралей в сравнении с местным печным или теплоснабжением от домовых котельных имеет ряд преимуществ: уменьшается расход топлива, сокращаются капитальные и эксплуатационные затраты, снижается загрязнение воздушного бассейна. Централизованное теплоснабжение на базе комбинированной выработки тепловой и электрической энергии называется теплофикацией.

В систему теплоснабжения входят теплоприготовительные установки, трубопроводы, насосы, теплопотребляющие приборы и оборудование, регулирующая, сигнализирующая и регистрирующая аппаратура, устройства автоматики.

Различают децентрализованные и централизованные системы теплоснабжения. Система децентрализованного теплоснабжения обслуживает одно здание, система централизованного теплоснабжения – группу зданий, жилой или промышленный район.

Классификация систем теплоснабжения:

1) По виду теплоносителя:

- водяные системы теплоснабжения, использующие в качестве теплоносителя воду. Выбор температуры и давления в системах теплоснабжения определяется требованиями потребителей и экономическими соображениями. С увеличением дальности транспортирования тепла экономически целесообразно повышение параметров теплоносителя;

- паровые системы теплоснабжения. Применяются, в основном, на промышленных предприятиях для покрытия технологических нагрузок, а также для обеспечения тепловой энергией систем отопления и вентиляции этих предприятий.

2) По количеству параллельно работающих трубопроводов:

- однотрубные – теплоноситель полностью используется потребителями и обратно не возвращается (пример: паровые системы без возврата конденсата);
- двухтрубные – теплоноситель полностью или частично возвращается к источнику тепла, где он подогревается и восполняется;
- многотрубные – при необходимости выделения отдельных видов тепловой нагрузки, что упрощает регулирование отпуска тепла, режим эксплуатации.

3) По схемам присоединения установок отопления:

- зависимые – теплоноситель из тепловой сети поступает непосредственно в отопительные установки потребителей;
- независимые – теплоноситель из тепловой сети поступает в промежуточный теплообменник, установленный в тепловом пункте, где он нагревает вторичный теплоноситель, циркулирующий в местной установке потребителя.

4) В зависимости от схемы присоединения установок горячего водоснабжения:

- закрытые – на горячее водоснабжение поступает холодная водопроводная вода, нагретая до требуемой температуры (60°С) водой из тепловой сети в теплообменниках, установленных в тепловых пунктах;
- открытые – на нужды горячего водоснабжения поступает вода непосредственно из тепловой сети.

5.2. Теплопотребление.

Тепловые нагрузки.

В системах централизованного теплоснабжения тепло расходуется на отопление зданий, нагревание приточного воздуха в установках вентиляции и кондиционирования, горячее водоснабжение, а также технологические процессы промышленных предприятий.

Тепловые нагрузки на отопление и вентиляцию зависят от температуры наружного воздуха и других климатических условий района теплоснабжения (солнечной радиации, скорости ветра, влажности воздуха). Если температура наружного воздуха равна или выше нормируемой температуры воздуха в отапливаемом помещении, то тепловая энергия для отопления и вентиляции не требуется.

Таким образом, в системах отопления и вентиляции тепло расходуется не непрерывно в течение года, а только при сравнительно низких температурах наружного воздуха. Поэтому таких потребителей тепловой энергии принято называть *сезонными*, а их тепловые нагрузки - *сезонными* тепловыми нагрузками.

Тепловая энергия в системах горячего водоснабжения и в технологических процессах промышленных предприятий расходуется непрерывно в течение года и мало зависит от температуры наружного воздуха. Поэтому тепловые нагрузки на горячее водоснабжение и технологические нужды считаются *круглогодовыми* тепловыми нагрузками. Только некоторые технологические процессы (сушка зерна, фруктов, консервирование сельскохозяйственных продуктов и т. д.) связаны с сезонным потреблением тепловой энергии.

Отопительная нагрузка является основной на всей территории страны. Согласно действующим нормам расчетные расходы тепла на отопление зданий принимаются по индивидуальным проектам зданий и сооружений. При отсутствии проектных данных допускается определять расход тепла на отопление по укрупненным показателям.

Вентиляционная нагрузка не превышает 10-15% от отопительной. Ее величина определяется по проектам на вентиляцию конкретных зданий и сооружений. Если таковые данные отсутствуют, то допускается определять нагрузку на вентиляцию по укрупненным показателям.

Величина нагрузки горячего водоснабжения может достигать 40-50% от отопительной. Нагрузка горячего водоснабжения является весьма неудобной с точки зрения регулирования отпуска тепла: ее величина изменяется по часам суток, по дням недели и в течение года.

Тепловые нагрузки на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение определяют согласно методике СНиПа 2.04.07-86 «Тепловые сети».

Регулирование тепловой нагрузки.

Системы теплоснабжения представляют собой взаимосвязанный комплекс потребителей тепла, отличающихся как характером, так и величиной теплопотребления. Режимы расходов тепла многочисленными абонентами неодинаковы. Тепловая нагрузка отопительных установок изменяется в зависимости от температуры наружного воздуха, оставаясь практически стабильной в течение суток. Расход тепла на горячее водоснабжение и для ряда технологических процессов не зависит от

температуры наружного воздуха, но изменяется как по часам суток, так и по дням недели.

В этих условиях необходимо искусственное изменение параметров и расходов теплоносителя в соответствии с фактической потребностью абонентов. Регулирование повышает качество теплоснабжения, сокращает перерасход тепловой энергии и топлива.

В зависимости от места осуществления регулирования различают центральное, групповое, местное и индивидуальное регулирование.

Центральное регулирование выполняется на ТЭЦ или в котельной по преобладающей нагрузке, характерной для большинства абонентов. В городских тепловых сетях такой нагрузкой может быть отопление или совместная нагрузка отопления и горячего водоснабжения.

Групповое регулирование производится в ЦТП для группы однородных потребителей. В ЦТП поддерживается требуемый расход и температура теплоносителя, поступающего в распределительные сети.

Местное регулирование предусматривается на абонентском вводе для дополнительной корректировки параметров теплоносителя с учетом местных факторов.

Индивидуальное регулирование осуществляется непосредственно у теплопотребляющих приборов, например, у нагревательных приборов систем отопления, и дополняет другие виды регулирования.

По способу регулирования тепловой нагрузки различают:

Качественное регулирование, которое осуществляется изменением температуры теплоносителя в зависимости от тепловой нагрузки при постоянном расходе. Является наиболее распространенным видом регулирования.

Количественное регулирование, которое производится изменением расхода теплоносителя при постоянной его температуре.

Качественно-количественное регулирование, которое выполняется путем совместного изменения температуры и расхода теплоносителя.

Прерывистое регулирование, которое достигается периодическим отключением систем, т.е. пропусками подачи теплоносителя, в связи с чем этот метод регулирования называется регулирование пропусками.

Регулирование однородной нагрузки.

Сущность методов регулирования вытекает из уравнения теплового баланса:

$$Q = \frac{Gc(\tau_1 - \tau_2)}{3600} n = kF\Delta tn \ , \qquad (5.1)$$

где: Q – количество тепла, полученное прибором от теплоносителя и отданное нагреваемой среде, кВт·ч; G – расход теплоносителя, кг/ч; c – теплоемкость теплоносителя, кДж/кг·°С; τ_1, τ_2 – температура теплоносителя на входе и выходе из теплообменника, °С; n – время, ч; k – коэффициент теплопередачи, кВт/м^2 ·°С; F – поверхность нагрева теплообменника, м^2; Δt – температурный напор между греющей и нагреваемой средой, °С.

Из уравнения (5.1) следует, что регулирование тепловой нагрузки возможно несколькими методами:

- изменением температуры теплоносителя – качественный метод;
- изменением расхода теплоносителя – количественный метод;
- периодическим отключением систем – прерывистое регулирование;
- изменением поверхности нагрева теплообменника.

Расчет режимов регулирования основан на уравнениях теплового баланса, составленных для любого вида нагрузки при нерасчетных и расчетных условиях:

$$Q = G_п c(\tau_1 - \tau_2) = G_в c(t_1 - t_2) = kF\Delta t \ ; \qquad (5.2)$$

$$Q' = G'_п c(\tau'_1 - \tau'_2) = G'_в c(t'_1 - t'_2) = k'F\Delta t \ , \qquad (5.3)$$

где $G_п$ – расход первичного (греющего) теплоносителя; $G_в$ – расход вторичной (нагреваемой) среды; t_1,t_2 – соответственно, температура нагреваемой среды на входе в теплообменник и на выходе из него. Индексом штрих обозначены все величины, относящиеся к расчетным условиям.

Из отношения равенств (5.2) и (5.3) получим общее уравнение регулирования:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{G_п(\tau_1 - \tau_2)}{G'_п(\tau'_1 - \tau'_2)} = \frac{G_в(t_1 - t_2)}{G'_в(t'_1 - t'_2)} = \frac{k\Delta t}{k'\Delta t'} \ . \qquad (5.4)$$

Рассмотрим центральное *качественное* регулирование отопительной нагрузки.

При качественном регулировании задача состоит в определении температуры воды в зависимости от тепловой нагрузки. Расход воды остается постоянным в течение всего отопительного сезона.

Уравнение (5.4) для регулирования отопительной нагрузки может быть представлено в виде:

$$\overline{Q_0} = \frac{Q_0}{Q_0^{'}} = \frac{t_i - t_н}{t_i - t_{ро}} = \frac{\tau_1 - \tau_{2,0}}{\tau_1^{'} - \tau_{2,0}^{'}} = \frac{k\Delta t_0}{k^{'}\Delta t_0^{'}} \ , \qquad (5.5)$$

где: $\overline{Q_0}$ - относительный расход тепла на отопление; Q_0 – расход тепла на отопление при текущей температуре наружного воздуха $t_н$; $\tau_1, \tau_{2,0}$ – температура сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах; k – коэффициент теплопередачи; Δt_0 – температурный напор в нагревательном приборе при тех же условиях; $k^{'}$, $\Delta t_0^{'}$ – те же величины при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления.

Заменив в уравнении отношение коэффициентов теплопередачи зависимостью $k=A(\Delta t_0)^n = A(\tau_{ср} - t_i)^n$, где A, n – константы, зависящие от типа прибора и схемы его установки (n=0,25), получим:

$$\overline{Q_0} = \frac{\tau_1 - \tau_{2,0}}{\tau_1^{'} - \tau_2^{'}} = \left(\frac{\Delta t_0}{\Delta t_0^{'}}\right)^{1+n} . \qquad (5.6)$$

Температурный напор при смешении воды в узле ввода:

$$\Delta t_0 = 0{,}5\left(\tau_3 + \tau_{2,0}\right) - t_в \ , \qquad (5.7)$$

где:

$$\tau_3 = \frac{\tau_1 + u\tau_{2,0}}{1+u} \ . \qquad (5.8)$$

Тогда:

$$\overline{Q_0} = \frac{\tau_1 - \tau_{2,0}}{\tau_1^{'} - \tau_2^{'}} = \left[\frac{\tau_1 + \tau_{2,0}(1+2u) - 2t_i(1+u)}{\tau^{'}{}_1 + \tau^{'}{}_{2,0}(1+2u) - 2t_i(1+u)}\right]^{1+n} . \qquad (5.9)$$

Коэффициент смешения *u* определяют из уравнения теплового баланса смесительного устройства:

$$G_1\tau_1^{'} + G_2\tau_{2,0}^{'} = (G_1 + G_2)\tau_3^{'} : \qquad (5.10)$$

$$u = \frac{\tau_1^{'} - \tau_3^{'}}{\tau_3^{'} - \tau_{2,0}^{'}} = \frac{\delta\tau_0^{'}}{\Theta^{'}} - 1 \ , \qquad (5.11)$$

где: $\delta\tau_0^{'}$ – разность температур сетевой воды; Θ - перепад температур в отопительной системе.

Подставим значение коэффициента смешения *u* в уравнение (5.9) при n=0,25 и после преобразования получим:

- подающая магистраль:

$$\tau_{1,0} = t_i + \Delta t_0^{'} \cdot \overline{Q}_0^{0,8} + (\delta\tau_0^{'} - 0{,}5\theta^{'})\overline{Q}_0 \ ; \qquad (5.12)$$

- обратная магистраль:

$$\tau_{2,0} = \tau_1 - \delta\tau_0^{'}\overline{Q}_0 = t_i + \Delta t_0^{'} \cdot \overline{Q}_0^{0,8} - 0{,}5\theta^{'} \cdot \overline{Q}_0 \ . \qquad (5.13)$$

Температура воды после смесительного устройства:

$$\tau_3 = \tau_{2,0} + \theta^{'}\overline{Q}_0 = t_i + \Delta t_0^{'} \cdot \overline{Q}_0^{0,8} + 0{,}5\theta^{'} \cdot \overline{Q}_0 \, . \qquad (5.14)$$

5.3. Тепловые сети.

Строительные конструкции тепловых сетей. Прокладка тепловых сетей.

Теплосетью называется комплекс зданий, сооружений, установок, предназначенных для транспортировки теплоты от теплоисточника к теплопотребителю. Основной частью теплоносителя является трубопровод, который в общем случае состоит из трех элементов:

- трубопровод, по которому транспортируется теплоноситель;
- тепло- и гидроизоляция, предназначенная для защиты трубопровода от наружной коррозии и уменьшения потерь теплоты;
- строительные конструкции, воспринимающие нагрузку трубопроводов и теплоносителя, нагрузки от грунта, движущегося транспорта, ветра и т.д. Сюда же относятся подземные и надземные сооружения тепловых сетей, которые можно подразделить на:

  а) – тоннели;

  б) – проходные каналы;

  в) – полупроходные каналы;

  г) – непроходные каналы;

  д) – бесканально проложенные теплопроводы с непосредственной укладкой трубопровода в грунт.

Надземная прокладка осуществляется на отдельно стоящих стойках (е,ж,з) и эстакадах (и) (рис.5.1).

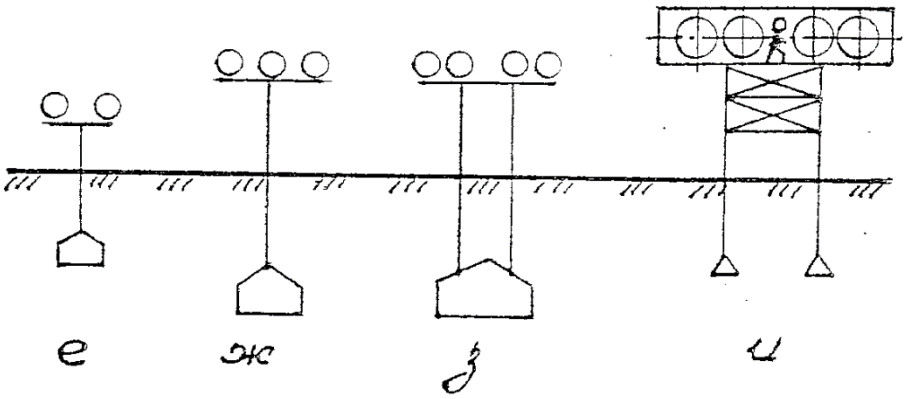


Рис.5.1. Варианты схем надземной прокладки теплопроводов на отдельно стоящих стойках и эстакадах.

На территории промышленных предприятий межцеховые коммуникации иногда прокладывают на кронштейнах, заделанных в стены здания. Стойки могут быть деревянными, металлическими и железобетонными; по воспринимаемой нагрузке подразделяются на промежуточные и анкерные. Данные способ прокладки распространен на территориях промышленных предприятий и на площадках, свободных от застроек. Особенно широко она применяется в районах с высоким уровнем грунтовых вод или на сильно пересеченной местности. Строительство тепловых сетей в районах с сейсмичностью 8 и 9 баллов в просадочных и вечномерзлых грунтах, а также в районах горных выработок осуществляется с учетом дополнительных требований, изложенных в СП «Тепловые сети». Пересечение теплотрассы с надземными и подземными сооружений в каждом конкретном случае определяется местными условиями. Закрытый переход может производиться проколом или продавливанием стального футляра, а при совместной прокладке нескольких коммуникаций – методом щитовой проходки. Если невозможно обеспечить необходимое заглубление под пересекаемым сооружением, переход выполняется надземным (чаще всего над автомобильными и железными дорогами, реками, оврагами и т.д.). Подводные переходы выполняются в стальных футлярах (дюкерах), представляющих собой сварной цилиндр диаметром до 3м с толщиной стенки δ = 12+16мм.

На СМР и земляные работы при сооружении тепловых сетей расходуется от 45 до 80% общей стоимости строительства, поэтому с целью уменьшения капвложений прорабатываются несколько вариантов трассы. Выбор трассы производят на рабочем генплане, где указываются все надземные и подземные сооружения, а также объекты перспективного строительства. В пояснительной записке к генплану указываются тепловые

нагрузки районов, глубина заложения и высота построек, характеристика грунтов, уровень грунтовых вод, геодезические отметки поверхности земли и т.д.

При построении продольного профиля основное внимание уделяется расстоянию по вертикали до существующих инженерных сооружений (рис.5.2).

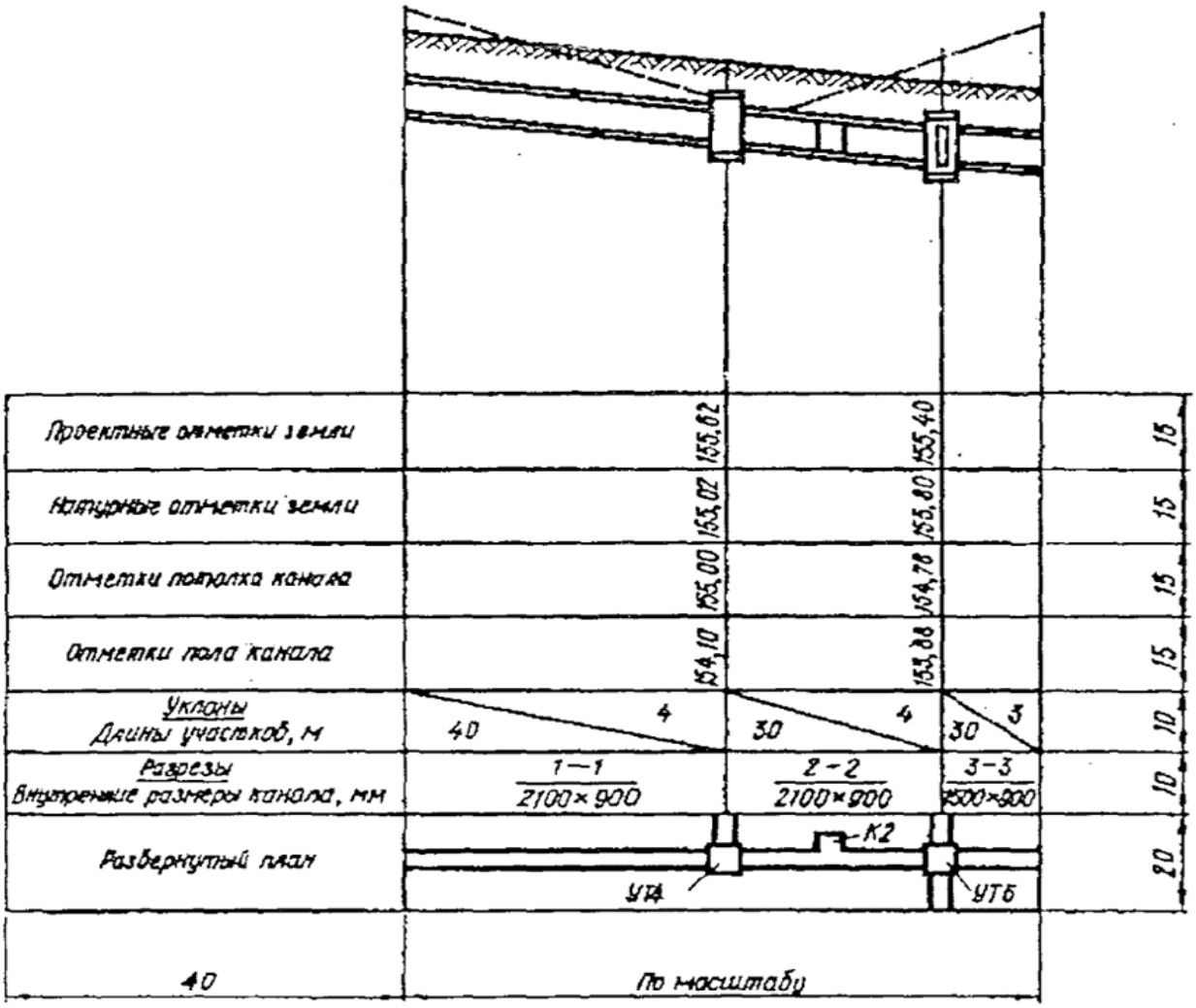


Рис.5.2. Продольный профиль участка теплотрассы.

К исполнению принимается вариант с максимальным приближением продольного профиля к прямой линии с соответствующим уклоном ее к горизонту (для водяных тепловых сетей 0,002). Если невозможно избежать пересечения трассы с существующими коммуникациями и линиями городского транспорта, то они должны выполняться под углом 90^0 и в исключительных случаях – под углом не менее 45^0.

Трубы, применяемые при сооружении тепловых сетей, должны обладать:

- высокой механической прочностью;
- устойчивостью против коррозии;
- малой шероховатостью внутренней поверхности;
- малым коэффициентом температурных удлинений;
- простотой и надежностью соединения отдельных участков трубопровода.

При установлении труб чаще всего используются так называемые «спокойные» стали; при параметрах P > 0,7 МПа и t >115^{0}С используются стали с легирующими добавками. По технологии изготовления трубы разделяются: при d > 400мм – электросварные с продольным или спиралевидным швом. Последний должен подвергаться 100% неразрушающем, контролю сварных швов. При сооружении теплопроводов желателен 100% контроль стыков механически или кристаллографическим методом.

Основными видами запорной арматуры, применяемой в тепловых сетях, являются вентили и задвижки. Вентиль – запорное устройство, в котором перемещение регулирующей органа происходит в плоскости, перпендикулярной оси потока; в задвижке перемещение происходили параллельно оси потока. По действующим нормативам запорная арматура в тепловых сетях должна быть установлена на всех ответвлениях от главной магистрали; установка ее на главной магистрали определяется принципом секционирования сети и зависит от диаметра магистральных участков. К арматуре тепловых сетей относятся также фланцы, заглушки и фасонные части.

5.4. Тепломеханические элементы.

Опоры теплопроводов подразделяются на подвижные и неподвижные. Неподвижные опоры воспринимают на себя усилия, возникающие при тепловом удлинении трубопроводов и бывают щитовые, лобовые и хомутовые; применение того или иного вида опор зависит в основном от варианта прокладки. Подвижные опоры воспринимают нагрузку трубопровода с теплоносителем и обеспечивают его перемещение на строительных конструкциях. Они могут быть скользящими, катковыми (роликовыми) и подвесными. Говоря об опорах необходимо подчеркнуть, что компенсация температурных удлинений назначается при температуре теплоносителя +50^{0}С и выше, а тепловое удлинение определяется по известной формуле:

$$\Delta l = a \cdot L \cdot (t - t_0) \quad \text{,м.} \qquad (5.15)$$

Все устройства, компенсирующие температурные удлинения, делятся на две основные группы:

- осевые компенсаторы;
- радиальные компенсаторы.

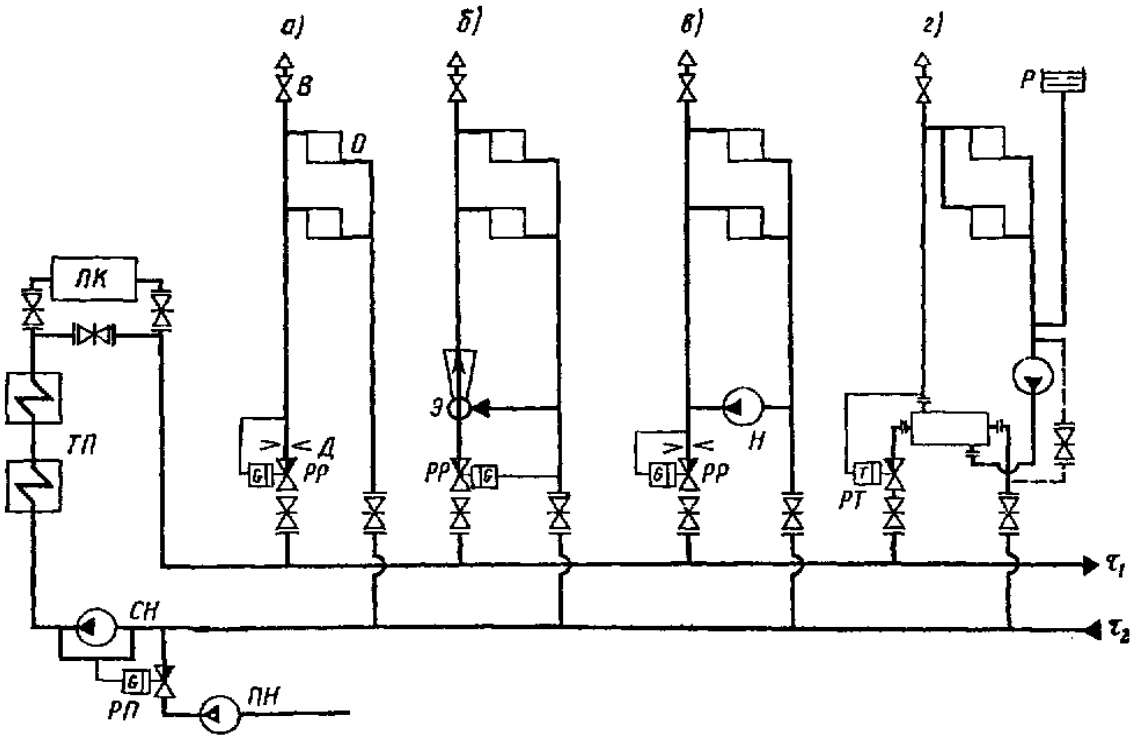
Осевые компенсаторы компенсируют температурные удлинения, возникающие только по оси трубопровода и могут быть двух основных видов: сальниковые и линзовые.

К *радиальным компенсаторам* относятся углы поворотов, П, Z, V – образные вставки, различные эластичные прокладки и т.д. Данные компенсаторы позволяют неуравновешенные силы внутреннего давления не переносить на неподвижные опоры. Установка радикальных компенсаторов осуществляется с предварительной растяжкой, расчет ведется по методу «упругого центра тяжести». К достоинствам радиальных компенсаторов следует отнести простоту, надежность и отсутствие необходимости в постоянном уходе. К недостаткам – большие размеры в плоскости.

5.5. Тепловые пункты.

Тепловые пункты представляют собой узлы подключения потребителей тепловой энергии к тепловым сетям и предназначены для подготовки теплоносителя, регулирования его параметров перед подачей в местные системы, а также для учета потребления тепла. Различают индивидуальные (ИТП) и центральные (ЦТП) тепловые пункты.

В ИТП каждого здания устанавливают подогреватели горячего водоснабжения, элеваторы, насосы, арматуру, КИП для регулирования параметров и расходов теплоносителя по отопительным и водоразборным приборам.



Условные обозначения: В – воздушный кран; О – отопительный прибор; Р– расширительный бак; Д – измерительная диафрагма; Э – элеватор; Н – циркуляционный насос; ПК – пиковый котел; ТП – теплофикационный подогреватель; СН, ПН – сетевой и подпиточный насосы; РП, РР, РТ – регуляторы подпитки, расхода и температуры; τ_1, τ_2 – подающий и обратный трубопроводы.

а – зависимая схема без смешения, б – зависимая схема с элеваторным смешением; в – зависимая схема с насосным смешением; г – независимая схема отопительной системы

Рис. 5.3. Схемы присоединения местных систем отопления

Схему (а) применяют в системах теплоснабжения промышленных предприятий, а если температура сетевой воды в подающем трубопроводе не превышает 95÷105 °С, то и для отопления жилых и общественных зданий. В таких системах сетевая вода из подающего трубопровода тепловой сети поступает в нагревательные приборы. Остывшая вода из нагревательных приборов возвращается в обратный трубопровод тепловой сети.

Если температура сетевой воды в подающем трубопроводе больше 95÷105°С и разность давлений в подающем и обратном трубопроводах 0,08÷0,15 МПа, то отопительные системы присоединяются по схеме (б) с элеваторным смешением. Необходимая температура воды, поступающей в нагревательные приборы, поддерживается элеваторным смешением остывшей обратной воды из системы отопления к горячей сетевой воде из

подающего трубопровода. Эту схему применяют для отопления жилых и общественных зданий.

Схема (в) используется в тех случаях, когда разность давлений в подающем и обратном трубопроводах на абонентском вводе недостаточна для нормальной работы элеватора. При этом применяется насосное смешение вместо элеваторного.

Схему (г) применяют для подключения абонентов к тепловой сети с недопустимо высоким давлением теплоносителя. По такой схеме подключаются высотные здания. Местная система оборудуется расширительным баком, создающим собственное независимое давление от наружных сетей гидростатическое давление. Это предохраняет систему от повышенных или аварийных колебаний давления в наружной тепловой сети. Циркуляция воды в системе создается работой циркуляционного насоса.

5.6. Теплогидравлический расчет и режим.

При проектировании тепловых сетей основная задача гидравлического расчета состоит в определении диаметров труб по заданным расходам теплоносителя и располагаемым перепадам давлений во всей сети или в отдельных ее участках. Результаты гидравлического расчета используются при построении пьезометрических графиков, выборе схем абонентских вводов, подбора насосного оборудования, определения стоимости тепловой сети и других целей.

Основными принципами формирования тепловых сетей являются: простота, надежность, экономичность, минимальная протяженность трассы.

Гидравлический расчет строится на известных уравнениях потерь давления при движении теплоносителя по трубам в зависимости от потерь давления по длине ΔР и в местных сопротивлениях ΔРм:

$$\Delta P = \Delta P + \Delta P_м = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{м^2}{2} \cdot \xi + \sum \xi \cdot \frac{м^2}{2} \cdot \xi, \quad Па. \qquad (5.16)$$

Расчет начинается с выделения на схеме тепловой сети главной магистрали и составления для нее уравнения падения давления с учетом падения на каждом из n участков

$$\Delta P_c = \sum_{1}^{n} [R_\Lambda \cdot l \cdot (1+\alpha)], \text{ Па}. \qquad (5.17)$$

Гидравлический расчет имеет ряд особенностей в зависимости от вида теплоносителя, что особенно касается паровых систем, где при движении пара по трубам давление и плотность теплоносителя изменяются, т.е. среднее удельное падение давления есть функция:

$$R_{\Lambda} = f(G; d; \varsigma). \qquad (5.18)$$

Кроме того, для предупреждения конденсации пара за счет теплоотдачи в окружающую среду и для уточнения плотности необходимо проверять температуру пара в угловых точках.

Расчетным участком разветвленной сети принято называть трубопровод, в котором расход теплоносителя не изменяется. Расчетный участок располагается, как правило, между соседними ответвлениями. Гидравлический расчет ведут по участкам в направлении главной магистрали, соединяющей источник тепла с наиболее удаленным абонентом (рис. 5.4).

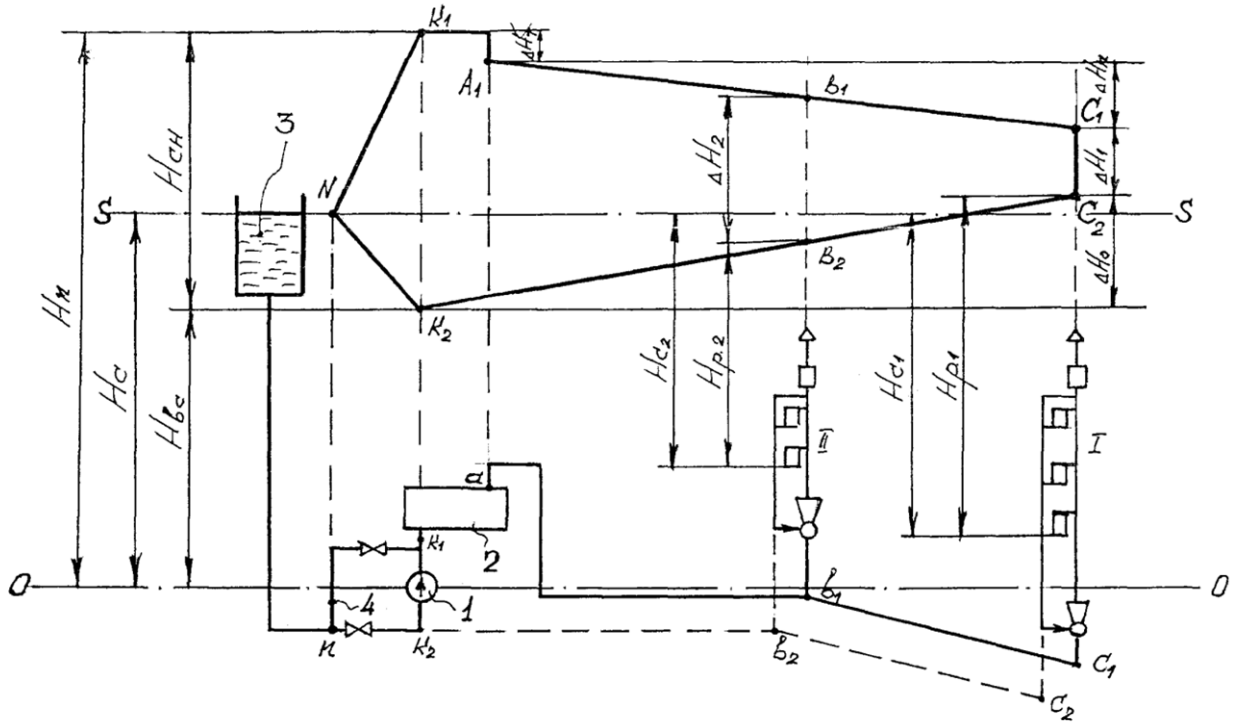


Рис. 5.4. График давлений в тепловой сети.

В статическом режиме эксплуатации график давлений изображается линией S-S, в динамическом при включенном насосе 1 линией K_1 A_1 B_1 C_1 C_2 B_2 K_1.

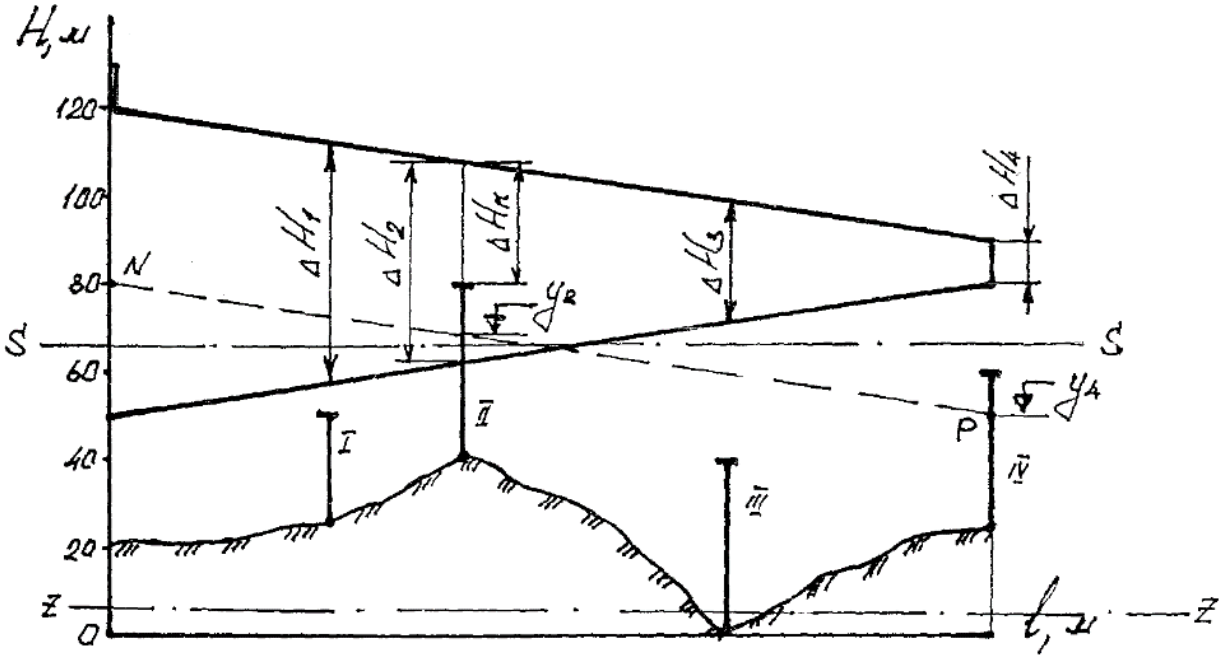


Рис. 5.5. График давлений в прямой и обратной магистралях тепловой сети с учетом геодезических высот каждого подключенного абонента (I, II, III, IV).

Исходя из приведенного изображения (рис. 5.5) рассматриваются условия работы каждого абонента и даются рекомендации по конструкции абонентского ввода.

Лекция 6. Отопление.

6.1. Системы отопления: назначение, классификация и область применения.

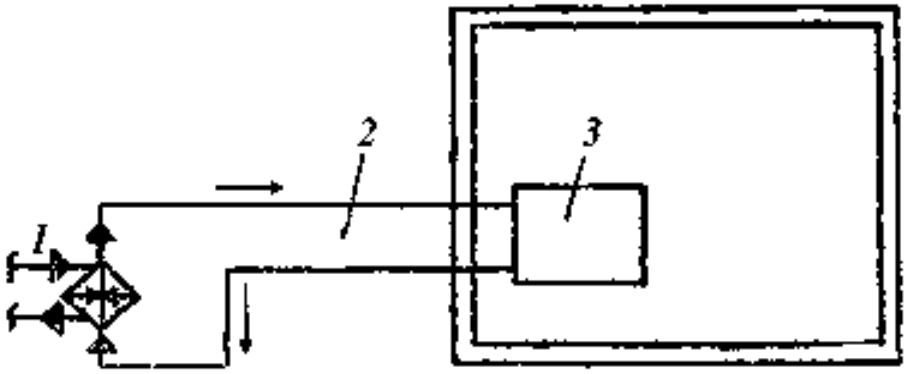
Назначение.

Отопление - технологический процесс искусственного обогрева помещений с целью возмещения в них теплопотерь и поддержания на заданном уровне температуры, отвечающей условиям теплового комфорта и/или требованиям технологического процесса.

Система отопления - совокупность технических элементов, предназначенных для получения, переноса и передачи во все обогреваемые помещения количества теплоты, необходимого для поддержания температуры на заданном уровне.

Основные конструктивные элементы системы отопления.

Система отопления (рис.6.1) состоит из трех основных элементов: теплогенератора, служащего для получения теплоты и передачи её теплоносителю, т.е. материальной среде, переносящей теплоту; системы теплопроводов; отопительных приборов, передающих теплоту помещению.



1- теплогенератор; 2 - теплопроводы; 3 - отопительный прибор

Рис. 6.1. Принципиальная схема системы отопления:

В качестве теплоносителя используют жидкую (обычно вода) или газообразную (пар, воздух, продукты сгорания) среду.

К системам отопления предъявляются следующие требования:

- *санитарно-гигиенические*, которые заключаются в поддержании температуры воздуха, внутренних поверхностей наружных ограждений в отапливаемых помещениях и поверхностей отопительных приборов в соответствии с санитарными нормами;

- *экономические*, которые направлены на обеспечение невысоких капитальных затрат, минимального расхода металла, экономного расхода тепловой энергии при эксплуатации;
- *строительно-архитектурные*, которые направлены на обеспечение компактности элементов систем отопления и увязку их со строительными конструкциями здания, соответствие интерьеру помещений;
- *монтажные*, обеспечивающие возможность монтажа с максимальным использованием унифицированных узлов заводского изготовления, сокращение трудовых затрат при монтаже;
- *эксплуатационные*, которые направлены на обеспечение эффективности, надежности, безопасности и бесшумности действия, простоты, удобства обслуживания и ремонта.

Классификация.

Системы отопления *классифицируют* следующим образом:

- *по расположению основных элементов* системы отопления подразделяют на *местные* и *центральные.* В *местных* системах все три основных элемента конструктивно объединены в одном устройстве, установленном в обогреваемом помещении. К местным системам (отопительным устройствам) относится комнатная отопительная печь. Местным является отопление газовыми и электрическими приборами, воздушно-отопительными агрегатами и др. *Центральные* системы предназначены для отопления группы помещений из одного теплового центра. Теплота, вырабатываемая теплогенератором, с помощью теплоносителя по теплопроводам передается к отопительным приборам, а охлажденный теплоноситель возвращается в тепловой центр;
- *по виду основного теплоносителя* местные и центральные системы отопления подразделяют на *водяные, паровые, воздушные, газовые* и *комбинированные* (например, пароводяные, водовоздушные и др.);
- *по способу циркуляции теплоносителя* местные и центральные системы водяного и воздушного отопления подразделяют на системы с *естественной* циркуляцией и системы с *искусственной* (принудительной или механической) циркуляцией. *Естественная циркуляция* обеспечивается за счет разности плотностей охлажденного и горячего теплоносителя. Так, в центральных системах парового отопления пар перемещается под собственным избыточным давлением. *Искусственная циркуляция* осуществляется под давлением, создаваемым насосом или побудителем тяги (например, вентилятором).

Основные ***преимущества систем водяного отопления****:*

- возможность поддержания умеренной температуры на поверхности нагревательных приборов, исключающей пригорание на них пыли и ожоги;
- простота центрального регулирования теплоотдачи нагревательных приборов путем изменения температуры воды в зависимости от параметров наружного воздуха (качественное регулирование);
- бесшумность работы и простота обслуживания.

Основные ***недостатки систем водяного отопления****:*

- большое гидростатическое давление в нижней части систем, обусловленное их высотой (ограничивает высоту систем);
- опасность замерзания воды в трубопроводе, проложенном в неотапливаемом помещении.

Основные ***преимущества систем парового отопления****:*

- более высокая теплоотдача нагревательных приборов;
- меньший, чем у систем водяного отопления, расход металла на трубы и нагревательные приборы;
- меньшая, чем у систем водяного отопления, опасность замерзания;
- возможность перемещения пара на большие расстояния без применения искусственного побуждения.

Основные ***недостатки систем парового отопления:***

а) высокая температура на поверхности труб и нагревательных приборов, вызывающая пригорание пыли и создающая антисанитарные условия в помещении;

б) невозможность гибкого центрального качественного регулирования теплоотдачи нагревательных приборов, в связи с чем применяется регулирование пропусками, т. е. путем периодического включения и выключения системы;

в) более сложная эксплуатация и более высокие бесполезные теплопотери трубопроводами, прокладываемыми в неотапливаемых помещениях;

г) значительные тепловые напряжения и деформации системы;

д) меньший, чем для систем водяного отопления, срок эксплуатации из-за повышенной коррозии труб.

Основные ***преимущества центральных систем воздушного отопления:***

а) возможность совмещения с системой вентиляции;

б) отсутствие в отапливаемом помещении каких-либо нагревательных приборов:

в) отсутствие тепловой инерции, т. е. немедленный тепловой эффект при включении системы;
г) возможность центрального качественного регулирования.
***Основные недостатки центральных систем воздушного отопления**:*
а) большие сечения каналов (воздуховодов);
б) большие бесполезные теплопотери при прокладке магистральных воздуховодов в неотапливаемых помещениях.

Область применения.

Системы *водяного* отопления нашли наиболее широкое применение в гражданских и производственных зданиях. Радиус действия этих систем отопления по вертикали ограничен величиной допустимого гидростатического давления из-за возможности разрушения отопительных приборов, расположенных на первых этажах высотных зданий).

Системы *парового* отопления допускаются к применению в промышленных и ряде общественных зданий при кратковременном (не постоянном) пребывании в них людей. Используют для периодического и дежурного отопления. В настоящее время паровые системы отопления повсеместно заменяются на водяные для жилых и общественных помещений и на воздушное для промышленных и частично общественных помещений (например, кинотеатры).

Системы *воздушного* отопления получили широкое распространение, прежде всего, в производственных зданиях с выделением загрязняющих факторов и влаги. Воздушное отопление целесообразно использовать в качестве дежурного и периодического отопления производственных и общественных зданий или в виде местных систем с высокотемпературным первичным теплоносителем для отопления помещений большого объема производственного назначения.

6.2. Тепловая нагрузка на систему отопления.

Для решения задачи о необходимости устройства и определения мощности системы отопления сопоставляют величины теплопотерь и теплопоступлений при максимальном дефиците теплоты. Если теплопотери оказываются больше теплопоступлений, то необходимо отопление помещений. Если имеется избыток теплоты, то чаще всего применяют дежурное отопление, поддерживающее пониженную температуру воздуха в помещениях в нерабочее время.

Тепловая мощность системы отопления определяется составлением те-

плового баланса часовых расходов теплоты для расчетного зимнего периода в виде:

$$Q_{ОТ} = Q_{ОГР} + Q_{ВЕНТ} \pm Q_{Т.Б} \quad , \text{Вт} , \qquad (6.1)$$

где $Q_{ОГР}$ -потери теплоты через наружные ограждения, Вт; $Q_{ВЕНТ}$ - расход теплоты на нагрев воздуха, поступающего в помещение с более низкой температурой, Вт; $Q_{Т.Б.}$ - поступление или расход теплоты от технологических и бытовых источников, Вт.

Тепловой баланс составляют для условий, когда возникает наибольший дефицит теплоты. Для жилых и общественных зданий учитывают регулярные тепловые потоки, поступающие в помещение от людей, освещения и других бытовых источников теплоты. Для помещений промышленных зданий принимают в расчет период технологического цикла с наименьшими тепловыделениями.

Согласно положениям СНиП 41-01-2003 при расчете тепловой мощности системы отопления требуется учитывать следующее:

- потери теплоты через ограждающие конструкции;
- расход теплоты на нагревание инфильтрующегося наружного воздуха, проникающего в помещение через поры и неплотности в наружных ограждениях;
- расход теплоты на нагревание материалов, оборудования и транспортных средств;
- тепловой поток, регулярно поступающий от электрических приборов, освещения, технологического оборудования, трубопроводов, людей и других источников. Тепловой поток, поступающий в жилые комнаты и кухни жилых домов, следует принимать не менее 10 Вт на 1м² пола;
- ограждающие конструкции помещения делят на наружные ограждения и ограждения между помещениями. К *наружным* относят наружные стены, окна и двери, перекрытия над неотапливаемыми подвалами, чердачные перекрытия и другие строительные конструкции, которые отделяют отапливаемое помещение от других. Расчет теплопотерь через наружные ограждения производится при температуре наружного воздуха, равной температуре наиболее холодной пятидневки. Эту температуру называют расчетной для отопления. Теплопотери через внутренние ограждения определяют, если разность температур воздуха между помещениями равна 3°С и более;
- при расчете теплопотерьчерез ограждения используют формулу:

$$Q_o = A(t_{\text{int}} - t_{ext})(1 + \sum \beta) \cdot n / R_o \quad , \text{Вт}, \qquad (6.2)$$

где: R_0 - приведенное сопротивление теплопередаче наружного ограждения, (м$^{2\cdot}$·°С)/Вт; A - площадь ограждающей конструкции, м^2; t_{int} - нормируемая температура воздуха в помещении, °С; t_{ext} - расчетная температура наружного воздуха для отопления при расчете наружных ограждений или температура воздуха смежного помещения при расчете внутренних ограждений, °С; β - коэффициент, учитывающий добавочные теплопотери через ограждения; n - коэффициент, учитывающий расположение ограждения по отношению к наружному воздуху.

6.3. Отопительные приборы, их типы и размещение.

Отопительный прибор - устройство для обогрева помещения путём передачи теплоты от теплоносителя, поступающего от источника теплоты, в окружающую среду. Все отопительные приборы классифицируют следующим образом:

- *по преобладающему способу теплоотдачи* делят на три группы:

- радиационные приборы, передающие излучением не менее 50 % общего теплового потока (потолочные отопительные панели и излучатели);

- конвективно-радиационные приборы, передающие конвекцией от 50 до 75 % общего теплового потока (радиаторы секционные и панельные, гладкотрубные приборы, напольные отопительные панели);

- конвективные приборы, передающие конвекцией не менее 75 % общего теплового потока (конвекторы и ребристые труб;

- *по используемому материалу*:

- металлические (из серого чугуна, стали, алюминия, биметаллические);

- комбинированные (используется теплопроводный материал - бетон, керамика - в который заделывают стальные или чугунные греющие элементы);

- неметаллические (бетонные панельные радиаторы, потолочные и напольные панели);

- *по величине тепловой инерции*:

- малой инерции (имеют небольшую массу материала и вмещаемой воды: теплоотдача быстро изменяется при изменении расхода подаваемого теплоносителя);

- большой инерции (массивные приборы, вмещающие большое количество воды: теплоотдача изменяется сравнительно медленно).

Основные виды и характеристики отопительных приборов.

Радиатор - конвективно-радиационный отопительный прибор, состоящий либо из отдельных колончатых элементов - секций с каналами круглой или эллипсообразной формы, либо из плоских блоков с каналами колончатой или змеевиковой формы:

- *радиаторы чугунные секционные* (рис.6.2а) - широко применяемые отопительные приборы - отливаются из серого чугуна в виде отдельных секций и могут компоноваться в приборы различной площади. Основные достоинства чугунных секционных радиаторов - хорошая теплоотдача и выдерживают относительно высокое давление теплоносителя. Недостатки чугунных радиаторов - трудоемкость монтажа, не самый привлекательный внешний вид и большая тепловая инерция;

- *радиаторы алюминиевые секционные* (рис.6.2б) имеют очень хорошую теплоотдачу, низкую массу и привлекательный дизайн. К недостаткам можно отнести то, что они активно подвержены коррозии;

- *радиаторы биметаллические секционные* (имеющие алюминиевый корпус и стальную трубу, по которой движется теплоноситель) сочетают в себе достоинства алюминиевых радиаторов - высокая теплоотдача, низкая масса, хороший внешний вид и, кроме того, при определенных условиях имеют более высокую коррозийную стойкость и обычно рассчитаны на большее давление в системе отопления. Их основной недостаток - высокая цена.

а)

б)

а) – чугунные; б) - алюминиевые

Рис. 6.2. Радиаторы секционные

- *радиаторы стальные панельные* (рис.6.3) наиболее часто используются при индивидуальном отоплении. Стальные панельные радиаторы обладают небольшой тепловой инерцией, а значит, с их помощью легче осуществлять автоматическое регулирование температуры в помещении.

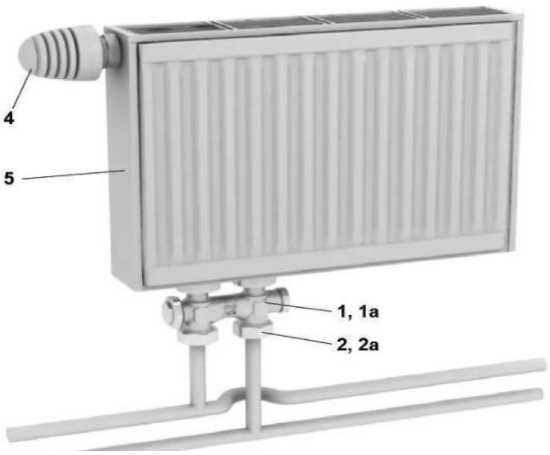


Рис. 6.3. Стальной панельный радиатор

В системах отопления используют также и другие виды отопительных приборов:

- *гладкотрубный отопительный прибор* (рис.6.4), состоящий из нескольких соединенных вместе стальных труб, образующих каналы колончатой (регистр) или змеевидной (змеевик) формы для теплоносителя;

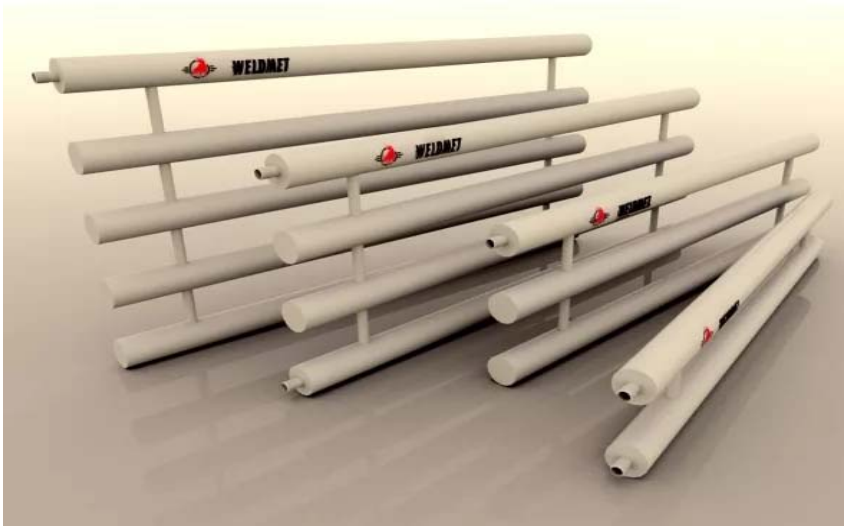


Рис.6.4. Гладкотрубный отопительный прибор (регистры из гладких труб)

- *конвектор* (рис.6.5) - прибор конвективного типа, состоящий из двух элементов - ребристого нагревателя и кожуха. Конвектор передает в помещение конвекцией не менее 75 % полного количества тепла. Кожух декорирует нагреватель и способствует повышению скорости естественной конвекции воздуха у внешней поверхности нагревателя;

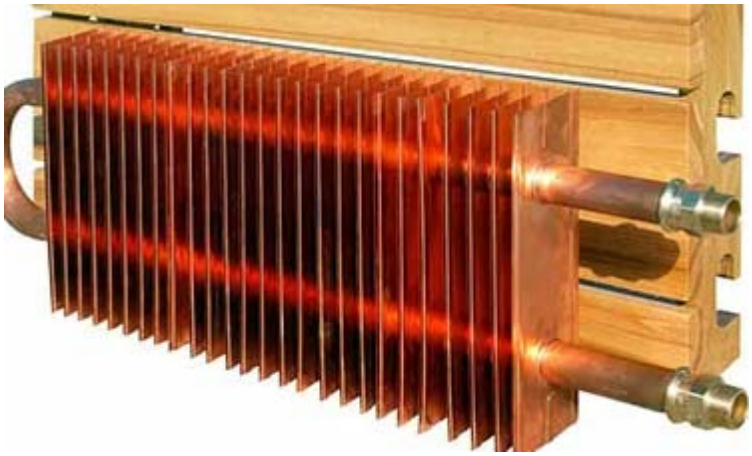


Рис.6.5. Конвектор

- *ребристая труба* (*регистр*) (рис.6.6) - открыто устанавливаемый отопительный прибор конвективного типа, у которого площадь внешней теплоотдающей поверхности не менее чем в 9 раз превышает площадь внутренней тепловоспринимающей.

Рис.6.6. Ребристая труба (регистр)

Вид отопительных приборов необходимо выбирать в соответствии с характером и назначением отапливаемых зданий, сооружений и помещений. При этом нужно учитывать тип системы отопления, вид и параметры теплоносителя, технико-экономические соображения.

Отопительные приборы следует располагать у наружных стен, преимущественно под окнами. При таком размещении движение теплого воздуха от нагревательного прибора препятствует образованию ниспадающих холодных потоков от окон и холодных поверхностей стен.

Если под окнами разместить приборы не представляется возможным, то допускается их установка у наружных или внутренних стен.

Отопительные приборы следует устанавливать так, чтобы они не выступали из плоскости стен. В жилых помещениях отопительные приборы устанавливают в нишах или полунишах. В лечебных учреждениях – открыто у стен или под окном.

Теплоотдача отопительных приборов во многом зависит от принятой схемы присоединения отопительных приборов к трубопроводам и схемы питания отопительных приборов теплоносителем.

Схемы присоединения отопительных приборов к трубопроводам:

- *односторонняя подводка*, которая по схеме питания отопительного прибора бывает:
  - сверху-вниз одно- или двухсторонняя с верхней разводкой;
  - снизу-вверх в односторонней с нижней разводкой.

Достоинства: Односторонняя подводка имеет лучший вид и требует меньшего расхода металла.

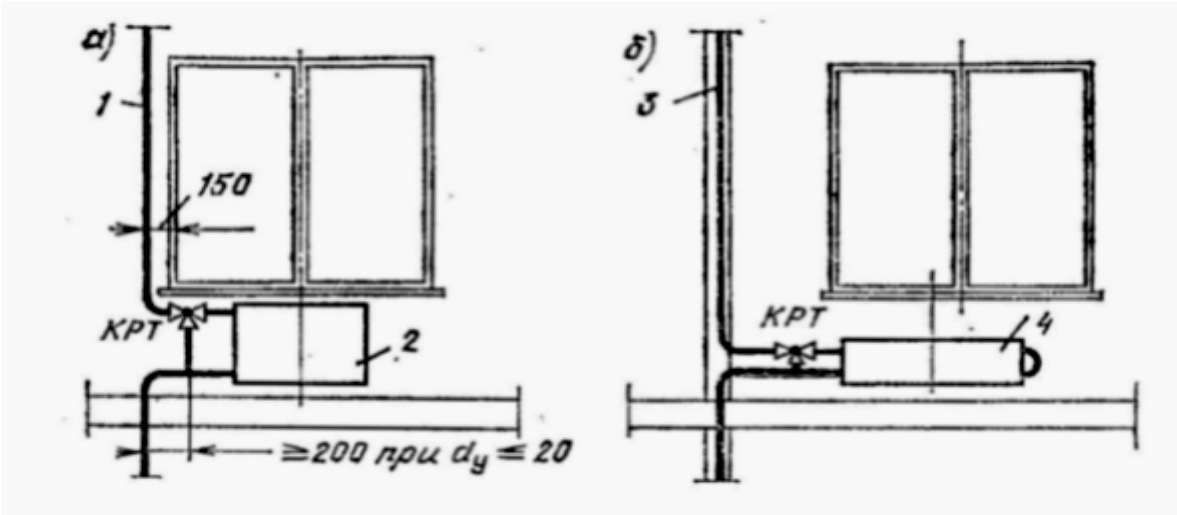
Недостатки: Если количество секций велико (до 20 секций) более удаленные от стояка секции плохо прогреваются;

- разносторонняя подводка, которая по схеме питания отопительного прибора бывает:
  - сверху-вниз;
  - снизу-вверх;
  - снизу-вниз в горизонтальных односторонних системах.

Размещение подводки, т.е. соединительной трубы между стояком или горизонтальной ветвью и прибором, зависит от вида отопительного прибора и положения труб в системе отопления

Для большинства приборов подающую подводку, по которой подается горячая вода или пар, и обратную подводку, по которой охлажденная вода или конденсат отводятся из приборов, прокладывают горизонтально (при длине до 500мм) или с некоторым уклоном (5—10 мм на всю длину). Эти подводки в зависимости от положения продольной оси прибора по отношению к оси труб могут быть прямыми и с отступом, называемым «уткой». Предпочтение отдают прямой прокладке подводок, так как «утки» осложняют заготовку и монтаж труб, увеличивают гидравлическое сопротивление подводок.

Схемы установки и подключения основных видов отопительных приборов приведены на рис.6.7.



а - с приоконным размещением стояка и радиатором (вертикальные оси окна и радиатора совпадают); б - с замоноличенным стояком и конвектором (конвектор смещен к стояку от вертикальной оси окна); 1 – приоконный стояк; 2 — радиатор; 3 - замоноличенный стояк; 4 — конвектор.

Рис.6.7. Этажестояки вертикальной однотрубной системы водяного отопления с трехходовыми кранами (*КРТ*) у приборов

6.4. Требуемая площадь поверхности нагрева.

Тепловой расчет приборов заключается в определении площади внешней нагревательной поверхности каждого ***отопительного прибора***, обеспечивающей необходимый тепловой поток от теплоносителя в помещение. Расчет проводится при температуре теплоносителя, устанавливаемой для условий выбора тепловой мощности приборов. Для теплоносителя воды - максимальная средняя температура воды в приборе, связанная с ее расходом.

Тепловая мощность *прибора*, т.е. его расчетная теплоотдача $Q_{пр}$, определяется, как известно, теплопотребностью помещения за вычетом теплоотдачи теплопроводов, проложенных в этом помещении. Площадь теплоотдающей поверхности зависит от принятого вида прибора, его расположения в помещении и схемы присоединения к трубам. Эти факторы отражаются на значении поверхностной плотности теплового потока прибора.

Если поверхностная плотность теплового потока прибора $q_{пр}$,Вт/м^2, известна, то теплоотдача отопительного прибора $Q_{пр}$, Вт, должна быть пропорциональна площади его нагревательной поверхности:

$$Q_{пр} = q_{пр} \cdot A_р \text{ , Вт .} \qquad (6.3)$$

Отсюда расчетная площадь $A_р$, м^2, отопительного прибора независимо от вида теплоносителя будет определена по формуле:

$$A_р = Q_{пр}/q_{пр}, \text{ м}^2 \text{ ,} \qquad (6.4)$$

где: $Q_{пр}$ - требуемая теплоотдача прибора в рассматриваемое помещение, Вт, определяемая по формуле:

$$Q_{пр} = Q_п - n_{тр} \cdot Q_{тр}, \text{ Вт ,} \qquad (6.5)$$

где: $Q_п$ - теплопотребность помещения, Вт; $n_{тр}$ - поправочный коэффициент, учитывающий долю теплоотдачи теплопроводов, полезную для поддержания заданной температуры воздуха в помещении; $Q_{тр}$ - суммарная теплоотдача проложенных в пределах помещения нагретых труб стояка (ветви) и подводок, к которым непосредственно присоединен отопительный прибор, Вт, определяемая по формуле:

$$Q_{тр} = k_{тр} \cdot n \cdot d_н \cdot l \cdot (t_г - t_в) \text{ , Вт ,} \qquad (6.6)$$

где: $k_{тр}$ - коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·°С); $d_н$ - наружный диаметр отдельных теплопроводов, м; l - длина отдельных теплопроводов, м; $t_г$ и $t_в$ - соответственно температуры теплоносителя и воздуха в помещении,°С.

Теплоотдачу теплопроводов можно также определить приближенно по формуле:

$$Q_{тр} = q_в \cdot l_в + q_г \cdot l_г \text{ , Вт ,} \qquad (6.7)$$

где: $q_в$ - теплоотдача 1 м вертикально проложенных труб, Вт/м, определяемая по таблицам в справочной литературе, исходя из их диаметра и разности температур ($t_г$ -$t_в$); $q_г$ - теплоотдача 1 м горизонтально проложенных труб, Вт/м, также определяемая по таблицам в справочной литературе, исходя из их диаметра и разности температур ($t_г$ -$t_в$); $l_в$ - длина вертикальных теплопроводов в пределах помещения, м; $l_г$ - длина горизонтальных теплопроводов в пределах помещения, м.

6.5. Гидравлический расчет системы отопления.

С помощью гидравлического расчета можно правильно подобрать диаметры и длину труб, правильно и быстро сбалансировать систему с помощью радиаторных клапанов. Результаты этого расчета также помогут правильно подобрать циркуляционный насос для системы отопления.

Гидравлический расчет трубопроводов систем водяного отопления основывается на теоретических положениях дисциплины «Гидравлика» и сводится к подбору диаметров участков трубопроводов циркуляционных колец системы отопления таким образом, чтобы суммарные потери давления в них не превышали располагаемого расчетного давления ΔP_P при заданной тепловой нагрузке.

Из курса «Гидравлика» известно, что при движении реальной жидкости по трубам наблюдаются потери давления на преодоление трения и местных сопротивлений. К местным сопротивлениям относятся отводы, тройники, крестовины, различные краны, отопительные приборы и т.д.

Потери давления на преодоление трения R_T, Па, на участке трубопровода с постоянным расходом движущейся среды и неизменным диаметром рассчитывается по формуле:

$$R_T = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\nu^2}{2} \rho \cdot l = R \cdot l \quad \text{, Па ,} \qquad (6.8)$$

где: λ- коэффициент гидравлического трения; d- диаметр участка трубопровода м; ν - скорость движении воды в трубопроводе, м/с; ρ - плотность воды, кг/м³ ; l - длина участка трубопровода, м; R - удельные потери давления, т.е. на одном метре трубопровода, Па/м.

Потери давления на преодоление местных сопротивлений Z, Па, определяют по формуле:

$$Z = \sum \xi \frac{\nu^2}{2} \rho, \text{ Па ,} \qquad (6.9)$$

где: $\Sigma\xi$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке трубопровода.

Лекция 7. Вентиляция.

7.1. Системы вентиляции: назначение, классификация и область применения.

Вентиляционной системой называют совокупность устройств, предназначенных для обработки, транспортирования, подачи и удаления воздуха. *Вентиляционной сетью* называют систему воздуховодов и других элементов *воздушного тракта*, на которые подает воздух вентилятор. Сеть может состоять из элементов тракта, соединенных последовательно, параллельно или смешано.

Назначение систем вентиляции.

Санитарно-гигиеническое назначение систем вентиляции состоит в том, что благодаря их работе в помещениях различного назначения поддерживается режим воздушной среды, благоприятный для людей, с учетом характера их деятельности.

Технологическое назначение систем вентиляции и кондиционирования воздуха заключается в том, что они создают и поддерживают определенные параметры воздушной среды, необходимые для выполнения многих производственно-технологических процессов. При этом системы вентиляции обеспечивают *допустимые параметры* воздушной среды, а системы кондиционирования воздуха – *оптимальные параметры*.

Экономическое назначение систем вентиляции определяется тем, что благодаря их работе достигается значительный экономический эффект в результате снижения заболеваемости, уменьшения текучести рабочих, улучшения качества продукции. Кроме того, ряд загрязняющих веществ (как продуктов в виде вторичного сырья), предварительно удаляемых при очистке выбросов в атмосферу, представляет определенную экономическую ценность.

Социальное назначение систем вентиляции заключается в улучшении условий труда, жилищно-бытовых условий, т.е. в решении важных социальных проблем. Трудно назвать другую отрасль техники, которая играла бы большую социальную роль, чем вентиляция.

Таким образом, системам вентиляции принадлежит важная роль в улучшении качества воздушной среды. Однако не следует полагать, что все задачи в этом направлении могут быть решены исключительно с помощью вентиляции. Опыт показывает, что существенное улучшение качества воздушной среды достигается лишь на основе проведения комплекса мероприятий, к которым относятся: совершенствование технологического

процесса (герметизация оборудования; применение «мокрых» процессов, исключающих пылеобразование; теплоизоляция нагретых поверхностей; внедрение автоматики и дистанционного управления и т.д.); применение эффективной вентиляции совместно с кондиционированием воздуха.

Классификация и область применения.

Системы вентиляции классифицируются по следующим признакам:

- по способу создания давления и перемещения воздуха: с естественным и искусственным (механическим) побуждением;
- по направлению движения организуемого воздушного потока относительно помещения и внешней окружающей среды: приточные, вытяжные и приточно-вытяжные;
- по способу организации воздухообмена: общеобменные, местные, аварийные, противодымные;
- по конструктивному исполнению: канальные и бесканальные.

По способу создания давления и перемещения (побуждения) воздуха основные типы вентиляционных систем характеризуются следующим образом.

Естественная вентиляция. При естественной вентиляции из-за разницы давления снаружи и внутри здания осуществляется воздухообмен, который может быть *неорганизованным* и *организованным*. Под *неорганизованной* естественной системой вентиляции понимают организацию воздухообмена в помещении за счет разности давлений внутреннего и наружного воздуха при действии ветра через неплотности ограждающих конструкций, а также при открывании форточек, фрамуг и дверей и других проемов. Под *организованной* естественной вентиляцией понимают организацию воздухообмена в помещении за счет разности давлений внутреннего и наружного воздуха через специально устроенные приточные и вытяжные проемы, степень открытия которых регулируется. Так, например, для создания пониженного давления в вентиляционном канале может использоваться дефлектор (рис.7.1).

Рис.7.1. Вентиляционный дефлектор

Механическая вентиляция. При механической вентиляции воздухообмен в помещении обеспечивается за счет разности давлений, создаваемой *побудителем тяги (вентилятором*) (рис.7.2).

а) б) в) г)

а) – осевой (аксиальный); б) - центробежный (радиальный); в) – диаметральный (тангенциальный); г) - безлопастной

Рис.7.2. Вентиляторы

Механическая вентиляция более эффективна, так как воздух предварительно может быть очищен от загрязняющих веществ и доведен до требуемых температуры и влажности. В системах механической вентиляции используют такие приборы и оборудование как: вентиляторы, электродвигатели, воздухонагреватели, шумоглушители, аппараты очистки воздуха, автоматику и др., позволяющие перемещать воздух в больших пространствах. Такие системы могут подавать и удалять воздух из локальных зон помещения в необходимом количестве, независимо от изменяющихся условий окружающей воздушной среды. При необходимости воздух подвергают различным видам обработки (очистке, нагреванию, увлажнению и т.д.), что практически невозможно в системах естественной вентиляции. Хотя затраты электроэнергии на работу систем механической вентиляции могут быть весьма значительными.

По направлению движения организуемого воздушного потока относительно помещения и внешней окружающей среды основные типы вентиляционных систем характеризуются следующим образом.

- *приточная вентиляция*, которой называется вентиляционная система, подающая в помещение определенное количество воздуха, который также может подогреваться в зимний период;
- *вытяжная вентиляция*, которая служит для удаления из помещения отработанного воздуха, а также продуктов сгорания природного газа от газовых плит.

По способу организации воздухообмена основные типы вентиляционных систем характеризуются следующим образом:

- *общеобменная вентиляция*, которая предусматривается для создания одинаковых условий и параметров воздушной среды (температуры, влажности и подвижности воздуха) во всём объёме помещения, главным образом в его рабочей зоне (1,5—2,0 м от пола), когда загрязняющие вещества распространяются по всему объему помещения и нет возможности (или нет необходимости) их уловить в месте образования;
- *местная вентиляция*, которой называют такую вентиляцию, при которой воздух подается в определенные места (местная приточная вентиляция) и загрязненный воздух удаляется только от мест образования загрязняющих факторов (местная вытяжная вентиляция):
- м*естная приточная вентиляция* может обеспечивать приток чистого воздуха (предварительно очищенного и подогретого) к определенным местам;
- *местная вытяжная вентиляция*, наоборот, удаляет воздух от определенных мест с наибольшей концентрацией в воздухе загрязняющих факторов. Примером такой местной вытяжной вентиляции может служить вытяжка на кухне (рис.7.3), которая устанавливается над газовой или электрической плитой. Чаще всего такие системы используют в промышленных условиях;

Рис. 7.3. Вытяжной зонт на кухне

- *аварийная вентиляция* организуется в помещениях, где возможен неожиданный выброс чрезвычайно опасных загрязняющих веществ в количествах, значительно превышающих ПДК, с целью их быстрого

удаления. Аварийная вентиляция необходима для удаления газа в помещениях с газововым пожаротушением, для удаления газа после работы системы;

- *противодымная вентиляция* организуется в производственных зданиях, где применяются технологии с повышенной пожароопасностью, и служит для обеспечения эвакуации людей. С помощью этой системы подается необходимое количество воздуха, препятствующего распространению дыма в помещении. Система работает на начальной стадии пожара.

7.2. Основные параметры воздуха.

Воздух является объектом обработки, перемещения, забора и распределения в системах вентиляции.

Атмосферный воздух можно рассматривать состоящим из сухой части и водяных паров. Сухая часть воздуха является смесью газов, в которую входят (% по объему): азот - 78,03, кислород - 20,95, инертные газы (главным образом, аргон) - 0,94, а также, в небольшом количестве, диоксид углерода (углекислый газ) и другие газы.

Содержание указанных компонентов в сухом воздухе более или менее стабильно. Количество же водяных паров в атмосферном воздухе изменяется в широких пределах и зависит от климатических условий и времени года. Поскольку в атмосферном воздухе всегда имеется то или иное количество водяных паров, он может рассматриваться как влажный воздух.

Все компоненты влажного воздуха находятся практически в перегретом состоянии, т.е. при температуре более высокой, чем температура парообразования. Поэтому на влажный воздух могут быть распространены законы идеальных газов.

Согласно закону Дальтона, атмосферное (барометрическое) давление может быть представлено как сумма давлений сухого воздуха и водяных паров:

$$P_б = P_{св} + P_{вп} \text{ , мм. рт. ст. ,} \qquad (7.1)$$

где: $P_{св}$ - парциальное давление сухого воздуха, мм. рт. ст.; $P_{вп}$ - парциальное давление водяных паров, мм рт. ст.

Сухая часть воздуха и водяные пары, входящие в состав влажного воздуха, занимают весь объем и имеют одинаковую температуру.

Используют следующие характеристики влажного воздуха.

Абсолютная влажность D (г/м^3) - количество водяных паров, содержащихся в единице объема воздуха.

Относительная влажность φ (%) - показывает степень насыщения воздуха водяными парами. Она выражает отношение абсолютной влажности D при данном состоянии к абсолютной влажности при его полном насыщении при тех же значениях температуры и давления D_{max}:

$$\varphi = \frac{D}{D_{\max}} \cdot 100 \quad , \% \, . \qquad (7.2)$$

При обработке влажного воздуха в системах вентиляции и кондиционирования изменяется количество водяных паров, содержащихся в воздухе, содержание же сухого воздуха остается постоянным. Поэтому при расчетах процессов, связанных с увлажнением и осушением воздуха, удобно пользоваться единицей измерения влажности, которая бы выражала отношение переменного количества водяного пара к неизменной массе сухого воздуха. Такая единица называется *влагосодержанием* d и выражает количество водяных паров, приходящееся на 1 кг сухого воздуха, г/кг.

Относительная влажность воздуха с достаточной точностью (2-3% в сторону уменьшения) может быть вычислена как отношение действительного влагосодержания воздуха d к влагосодержанию при полном насыщении d_H :

$$\varphi = \frac{d}{d_H} \cdot 100 \quad , \% \, . \qquad (7.3)$$

Теплосодержание (энтальпия) влажного воздуха - количество теплоты, необходимое для нагревания от 0°С до данной температуры такого количества влажного воздуха, сухая часть которого имеет массу 1 кг:

$$I = 1{,}00 \cdot t + (2500 + 1{,}81t) \cdot 0{,}001 \cdot d, \text{ кДж/ кг сухого воздуха}, \qquad (7.4)$$

где; 1,00 - удельная массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг·ºС); t - температура воздуха, град; 2500 - скрытая теплота парообразования, кДж/кг; 1,81 - удельная массовая теплоемкость водяных паров, кДж/(кг·ºС).

7.3. Загрязняющие факторы воздуха в помещении.

Основное назначение вентиляции - борьба с загрязняющими факторами в помещении, к которым относят:

- избыточное тепло;
- избыточную влагу;
- различные газы и пары загрязняющих веществ;
- пыль.

Жизнедеятельность людей и животных, технологические процессы сопровождаются выделением теплоты, влаги, загрязняющих газов и паров, пыли, а также радиоактивных и микробиологических загрязнений в окружающую среду.

Рассмотрим основные виды загрязняющих веществ и их негативное воздействие.

Избыточная теплота является одним из основных вредных выделений во многих помещениях промышленных, жилых и общественных зданий. Различают конвективную и лучистую теплоту:

- к*онвективная теплота* поступает в помещения от людей, а также от производственного оборудования, имеющего температуру выше температуры воздуха в помещении (печей, аппаратов, камер, автоклавов и др.), нагретых материалов и готовой продукции. Теплота, распространяясь конвективными струями, вызывает повышение температуры воздуха в помещении. Пребывание и работа человека в условиях высокой температуры ухудшает теплоотдачу организма, а при превышении терморегулирующих возможностей приводит к нарушению водно-солевого режима, белкового обмена и даже к тепловому удару;
- *лучистая теплота* представляет собой коротковолновое излучение, которое исходит от тел с высокой температурой, обладает большой проникающей способностью и угнетающе действует на клетки организма. Источниками теплового излучения являются нагретые тела: оборудование, материалы и т.д.

В расчетах теплопоступления принимают по справочной литературе, по данным технологов, а при необходимости – определяют по формулам теории теплопередачи.

Влага (водяные пары) поступает в воздух помещения от людей, с открытых водных поверхностей, при открытых «мокрых» процессах, проникает в виде водяного пара через неплотности трубопроводов и т.д. Повышение влажности воздуха в помещении затрудняет теплообмен организма человека с окружающей средой.

Пары и газы поступают в воздух помещений гражданских зданий от людей, в воздух производственных помещений, в основном, от оборудования при различных технологических процессах. Наиболее распространенными являются следующие виды паров и газов:

- *окись углерода* (*угарный газ*) CO - продукт неполного сгорания углерода. Бесцветный газ без запаха. Высокотоксичное вещество. Соединяясь с гемоглобином крови, CO отнимает у него кислород. В результате нарушается снабжение организм кислородом, а при тяжелых формах наступает удушье. Выделение CO происходит в литейных, термических, кузнечных цехах, в котельных, CO содержится в выхлопных газах автомобилей, тракторов и т.д.;

- *цианиды*, к которым относятся: цианистая (синильная) кислота (HCN), ее соли (KCN, NaCN, CN3) и др. HCN - бесцветная жидкость с запахом горького миндаля. Цианиды натрия и калия - бесцветные кристаллы, слабо пахнущие синильной кислотой;

- *хлор* C1 - газ желто-зеленого цвета, в 2,5 раза тяжелее воздуха. В основном, действует на верхние дыхательные пути;

- *диоксид серы* (*сернистый газ*) SO_2 - бесцветный газ с резким запахом. Выделяется при сжигании сернистого топлива и др. Раздражает слизистую оболочку глаз и верхних дыхательных путей;

- *аммиак* NH_3 - бесцветный газ с резко раздражающим запахом. Может проникать в воздух помещений, в частности, в холодильных установках. Вызывает раздражение верхних дыхательных путей;

- *ртуть* Hg - жидкий металл. Используется, в частности, в измерительных приборах, в лабораториях. Ртуть легко испаряется при температуре ниже 0°C. Пары ртути поступают в организм, в основном, через органы дыхания. Ртуть способна накапливаться в организме и поражает органы пищеварения, нервную систему;

- *марганец* Mn - серебристый металл с красным оттенком. Температура плавления 1210 - 1260°C. Распространены соединения марганца: оксид марганца, диоксид марганца, хлористый марганец. С марганцем приходится сталкиваться в металлургической, стекольной, химической промышленности, при добыче марганцевых руд. Марганец и его соединения поступают в организм через желудочно-кишечный тракт в виде пыли и воздействуют на центральную нервную систему;

- *цинк* Zn - белый рыхлый порошок, который может быть получен при окислении цинка в процессе его нагревания выше температуры плавления 939°C. Образуются пары цинка, которые, соединяясь с кислородом, образуют оксид цинка. Оксид цинка поступает в организм через дыхательные пути, вызывает лихорадки;

- *хром* Cr - твердый блестящий металл. Температура плавления 2200°C. Применяются соединения хрома: оксид хрома, диоксид хрома, хромовые квасцы и др. Хром и его соединения применяют в металлургической, химической, кожевенной, текстильной и других отраслях промышленности. Хром

и его соединения поражают слизистую оболочку органов дыхания, желудочно-кишечный тракт, вызывают язвы на коже, заболевания типа бронхиальной астмы;

- *никель* Ni - еребристый металл с коричневым оттенком. Температура плавления 1425°С. Применяется в производстве никелевой, хромоникелевой стали, сплавов с медью, в гальваническом производстве и др. В результате воздействия никеля и его соединений происходит поражение органов дыхания, кожного покрова;

- *органические растворители*, к которым относятся углеводороды органического и жирного ряда. Растворители широко применяются для обезжиривания и растворения органических веществ. Наиболее распространены: бензол, толуол, ксилол, бензин, уайт-спирит. Они действуют на центральную нервную систему, а некоторые из них также на органы кровообращения;

- *пыль* – мельчайшие частицы твердого вещества (размером до 300 мкм), способные находиться в газовой, в частности, в воздушной среде во взвешенном состоянии длительное время. Пыль может существовать как в состоянии аэрозоля, так и в состоянии пылевого материала, представленного совокупностью осевших частиц. Различают пыль естественного происхождения и промышленную. Пыль естественного происхождения образуется в результате эрозии почвы, при выветривании горных пород, извержении вулканов и т.д. Промышленная пыль возникает большей частью при обработке, дроблении, измельчении и транспортировании различных материалов. Пыль может быть органической (древесная, хлопковая, мучная, зерновая, сахарная и др.) и неорганической (минеральной - кварцевая, цементная и др. и металлической - стальная, чугунная, медная и др.). Значительная часть видов промышленной пыли - смешанного происхождения, т.е. состоят из органических и неорганических частиц. Пыль причиняет вред организму человека в результате механического, химического и бактериологического воздействия. Частицы до 5 мкм способны проникать в легкие вплоть до альвеол, частицы 5-10 мкм, в основном, задерживаются в верхних дыхательных путях, более крупные частицы в легкие не проникают и довольно быстро осаждаются. Частицы с острыми краями травмируют слизистую оболочку (пыли металлические, стеклянная, кварцевая и др.)- Вдыхание пыли, содержащей свободный диоксид кремния SiO_2, приводит к силикозу. Мучная, зерновая и другие виды пыли вызывают хронические бронхиты. Воздействие пыли на органы зрения вызывает конъюнктивиты, на кожу - дерматиты. Токсичные пыли, обладающие растворимостью, отравляют организм. Некоторые вещества способны вызывать злокачественные опухоли, например хром, мышьяк, сажа, смола и др.

Органическая пыль, например, мучная - благоприятная среда для развития микроорганизмов. Все виды органической пыли пожароопасны, многие из них (сахарная, мучная, крахмальная, угольная и др.) - взрывоопасны;

- *радиоактивные вещества* как вид загрязнения воздуха появились в последние десятилетия в связи с развитием атомной энергетики. Эти вещества отличаются большим разнообразием в отношении воздействия на организм человека и окружающую среду, а также времени своего существования - от долей секунды до тысячелетий;

- *микрорганизмы (бактерии и вирусы)* присутствуют в воздухе. Их виды и концентрация зависят о наличия питательной среды, расстояния от поверхности земли и ряда других факторов;

- *неприятные запахи*, источниками которых являются газы и мельчайшие частицы твердых и жидких веществ, также могут находиться в воздушной среде длительное время. Запахи вызывают у человека повышенную утомляемость, нервное возбуждение или, наоборот, депрессию. С запахами приходится встречаться в районе расположения химических предприятий, а также предприятий, перерабатывающих сельскохозяйственное сырье - мясокомбинатов, табачных фабрик и других.

Санитарными нормами установлены предельно допустимые концентрации ($ПДК_{рз}$) загрязняющих газов, паров и пыли в воздухе помещений, мг/м^3. Примеры значений $ПДК_{рз}$ приведены в табл.7.1.

Таблица 7.1. Значения $ПДК_{рз}$ некоторых видов загрязняющих веществ

Наименование вещества	**$ПДК_{рз}$, мг/м^3**	**Наименование вещества**	**$ПДК_{рз}$, мг/м^3**
Аммиак	20	Анилин	3
Бензин	100	Асбестовая пыль и пыль смешанная, содержащая более 15 % асбеста	2
Окись углерода	20		
Ртуть металлическая	0,01	Пыль цемента, глин, минералов и их смесей, не содержащих свободной $Si0_2$	6
Сероводород	10	Свинец и его неорганические соединения	0,01
Хлор	1		

7.4. Расчет воздухообмена.

Требуемый воздухообмен - количество чистого воздуха, необходимого для замены воздуха в помещении, м^3/ч, для определения которого необходимо знать:

- количество загрязняющих веществ, поступающих в помещение в течение одного часа;

- допустимое содержание загрязняющих веществ в 1 м^3 воздуха помещения;

- содержание загрязняющих веществ в 1 м^3 подаваемого в помещение воздуха.

Воздухообмен определяют отдельно по газообразным компонентам, водяным парам и избыточной теплоте. В качестве расчетного значения воздухообмена принимают наибольшую величину.

По каждому газообразному компоненту необходимый воздухообмен определяют по формуле:

$$L=\frac{K}{K_{доп}-K_{пр}}, \text{ м}^3/\text{ч}, \qquad (7.5)$$

где: K - количество газа, выделяющегося в помещении, мг/ч; $K_{доп}$ - предельно допустимая концентрация газа, мг/м^3; $K_{пр}$ - концентрация газа в приточном воздухе, мг/м^3.

Исходя из количества водяных паров, содержащихся в воздухе, необходимый воздухообмен, определяют по формуле:

$$L=\frac{G}{(d_{уд}-d_{пр})\cdot\rho}, \text{ м}^3/\text{ч}, \qquad (7.6)$$

где: G - количество водяных паров, выделяющихся в помещении, г/ч; $d_{уд}$ - влагосодержание воздуха, удаляемого из помещения, г/кг сухого воздуха; $d_{пр}$ - влагосодержание приточного воздуха, г/кг сухого воздуха; ρ - плотность приточного воздуха, кг/м^3.

По избыточной теплоте необходимый воздухообмен определяют по формуле :

$$L=\frac{3{,}6\cdot Q_{изб}}{\rho\cdot c\cdot(t_{уд}-t_{пр})}, \text{ м}^3/\text{ч}, \qquad (7.7)$$

где: $Q_{изб}$ - избыточная теплота, Вт; p - плотность воздуха, кг/м^3, c - теплоемкость воздуха, кДж/(кг·°С); $t_{уд}$ - температура удаляемого воздуха,°С; $t_{пр}$ - температура приточного воздуха, °С; 3,6 - коэффициент перевода единиц, Вт в кДж/ч.

Кратность воздухообмена - важный показатель, характеризующий интенсивность воздухообмена воздуха в помещении.

$$\pm n=\frac{L}{V_n}, \text{ 1/ч}, \qquad (7.8)$$

где: L - количество воздуха, подаваемого или удаляемого из помещения в течение часа, м³/ч; V_n - объем помещения, м^3.
Знаком (+) обозначается воздухообмен по притоку, знаком (-) - по вытяжке.

Воздухообмен в помещениях жилых и общественных зданий обычно определяют по кратности воздухообмена, исходя из нормы объема помещения на одного человека в жилом помещении, в классе, административном помещении и т.д.

По притоку или вытяжке необходимый воздухообмен определяют по формуле:

$$L = n \cdot V_n . \qquad (7.9)$$

7.5. Аэродинамический расчет.

Цель расчета - определение размеров поперечного сечения воздуховодов и их гидравлического сопротивления. Эту задачу решают на основании методов и законов аэродинамики.

До начала расчета необходимо:

- определить объемы вентиляционного воздуха и места его подачи и удаления;
- наметить трассу воздуховодов;
- наметить места установки вентиляционного оборудования;
- определить производительность вентиляционной установки (побудителя тяги).

Для расчета выполняют аксонометрическую схему системы вентиляции, которую разбивают на расчетные участки - отрезки воздуховода с постоянным расходом и скоростью. Затем определяют расходы воздуха на каждом участке и наносят на расчетную схему, указывая также длину участков.

На схеме выбирают расчетное (магистральное) направление с наиболее нагруженными и удаленными участками. Нумеруют участки магистрали и ответвлений. Сначала рассчитывают участки магистрального направления, а затем увязывают с ними ответвления системы.

Расчеты обычно ведут по таблицам и номограммам в справочной литературе. Задавшись скоростью в рекомендуемых пределах, определяют диаметр воздуховода (принимают стандартный) и удельную потерю давления на трение (т.е. потерю давления на 1 погонный метр воздуховода).

Скорости воздуха в воздуховоде определяют по технико-экономическим соображениям (капительные затраты, расход металла, эксплуатационные затраты и т. д.), из условий надежной и бесшумной работы систем вентиляции. Исходя из этого, скорость воздуха в воздуховоде рекомендуется принимать:

для промышленных зданий - не более (10-15) м/с, для общественных - не более 8 м/с. На периферийных участках обычно принимают меньшую скорость и постепенно идет се нарастание на последующих участках магистрали.

При перемещении воздуха со значительной концентрацией пыли принимают повышенную скорость в воздуховодах - до 10-15 м/с во избежание осаждения взвешенных частиц.

Потери давления в местных сопротивлениях систем вентиляции (отводах, тройниках и др.) составляют 80 % и более от суммарных потерь давления в системе. По суммарным потерям давления в системе (на трение и в местных сопротивлениях) подбирают вентилятор. При этом принимают запас +10%.

Сечение каналов систем естественной вентиляции определяют, исходя из располагаемого давления. Поскольку это давление невелико, скорости в каналах этих систем принимают значительно более низкими, чем в системах механической вентиляции (от 1 до 1,5 м/с).

Лекция 8. Альтернативная энергетика.

8.1. Использование альтернативной энергии.
8.2. Ветровые энергоустановки.
8.3. Солнечные тепловые и фотоэлектрические энергоустановки.
8.4. Низкопотенциальные энергоустановки.
8.5. Биогазовые энергоустановки.
8.6. Получение энергии из твердых коммунальных отходов.

8.1. Использование альтернативной энергии.

Основным направлением альтернативной энергетики является поиск и использование альтернативных (нетрадиционных) источников энергии.

Альтернативный источник энергии – способ, устройство или сооружение, позволяющее получать электрическую **энергию** (или другой требуемый вид **энергии**) и заменяющий собой традиционные **источники энергии**, функционирующие на нефти, добываемом природном газе и угле.

Альтернативный источник энергии является возобновляемым ресурсом, он заменяет собой традиционные источники энергии, функционирующие на нефти, добываемом природном газе и угле, которые при сгорании выделяют в атмосферу углекислый газ, способствующий росту парникового эффекта и глобальному потеплению. Причина поиска альтернативных источников энергии - потребность получать ее из энергии возобновляемых или практически неисчерпаемых природных ресурсов и явлений. Так же во внимание принимаются экологичность и экономичность.

Основные технологии:

1. Ветровые энергоустановки.
2. Солнечные тепловые и фотоэлектрические энергоустановки.
3. Низкопотенциальные энергоустановки.
4. Биогазовые энергоустановки.
5. Получение энергии из твердых коммунальных отходов.

8.2. Ветровые энергоустановки

В последнее время многие страны расширяют использование ветроэнергетических установок (ВЭУ). Больше всего их используют в странах Западной Европы (Дания, ФРГ, Великобритания, Нидерланды), в США, Индии, Китае. Согласно Ассоциации ветроэнергетики Европы

Ветровая энергетическая установка (ВЭУ) представляет собой устройство для преобразования кинетической энергии ветрового потока в механическую энергию вращения ротора с последующим её преобразованием в электрическую энергию.

По принципу функционирования ВЭУ могут быть автономными и работающими параллельно с сетью.

В зависимости от сферы использования ВЭУ можно разделить на три категории: промышленные, коммерческие и бытовые (для частного использования).

Промышленные устанавливаются государством или крупными энергетическими корпорациями. Как правило, их объединяют в сети, в результате получается ветровая электростанция. Раньше считалось, что они полностью экологичны, чем отличаются от традиционных. Однако лопасти ветрогенератора сделаны из полимерного композита, вторичное использование и переработка которого невыгодны с точки зрения расходов. Сейчас вопрос о переработке лопастей является открытым.

Единственное важное требование для применения ВЭУ — высокий среднегодовой уровень ветра. Мощность современных ветрогенераторов достигает 8 МВт.

ВЭУ любого назначения целесообразно размещать в районах со среднегодовыми скоростями ветра от 6 м/с и выше. Проектирование ветроэнергетических систем для районов со среднегодовыми скоростями ветра ниже 6 м/с требует дополнительного обоснования с расчетом ожидаемой выработки энергии и ее сопоставления с данными потребности и оценки приемлемости полученных результатов по экономическим показателям для конкретных потребителей.

Конструкции ветроэнергетических установок (ВЭУ) отличаются широким разнообразием. Существуют установки, работающие на основе разницы моментов на их лопастях, подъемной силе, вихревых колебаниях и т.д.

Основными наиболее распространенными в мире конструкциями являются лопастные *горизонтально-осевые* и *вертикально-осевые* ВЭУ.

Горизонтально-осевая установка – ветроэнергетическая конструкция с лопастным ротором, ось вращения которого горизонтальна и параллельна плоскости земли (касательной в данной точке земной поверхности), а также коллинеарна вектору набегающего потока ветра (рис. 8.1). Они бывают быстроходными с малым числом лопастей и тихоходными многолопастными.

Рис. 8.1 Горизонтально-осевые ветроэнергетические установки

Вертикально-осевая установка – ветроэнергетическая конструкция с лопастным ротором («карусельные» и «лопастные» ортогональные), ось вращения которого перпендикулярна плоскости земли (касательной в данной точке земной поверхности) и вектору набегающего потока ветра (рис. 8.2).

Рис. 8.2 Вертикально-осевые ветроэнергетические установки

Наиболее благоприятными местами для установки ВЭУ являются возвышенные и равнинные участки: берега рек, морей, озер.

ВЭУ должны располагаться на 10 метров выше, чем высший объект в радиусе 100 метров (включая ЛЭП). Поэтому следует избегать мест с вогнутой формой рельефа (ущелья, каньоны и т.п.), где поток воздуха имеет свойства сжиматься, в результате чего увеличивается скорость воздушного течения. А также мест вблизи холмов, гор, леса, жилых домов и производственных объектов, которые могут помешать беспрепятственному подходу воздушных масс к ветроустановке.

ВЭУ должны размещаться на огражденной территории, недоступной для посторонних лиц. В противном случае, должно быть предусмотрено

возведение ограждения вокруг ветроустановки. Должны быть установлены предупреждающие плакаты техники безопасности.

ВЭУ должна быть удалена от жилых помещений, лечебных учреждений, школ и домов отдыха на расстояние, обеспечивающее снижение уровня шума до уровня 45 дБ.

Место для сооружения ветроустановок должно находиться вне отведенной территории расположения железных дорог, воздушных и автомобильных трасс, линий электропередач, магистральных газопроводов, кабельных и водопроводных трасс. Ветроустановки не должны устанавливаться на пути основных трасс перелетных птиц, а также размещаться вблизи их массового гнездовий.

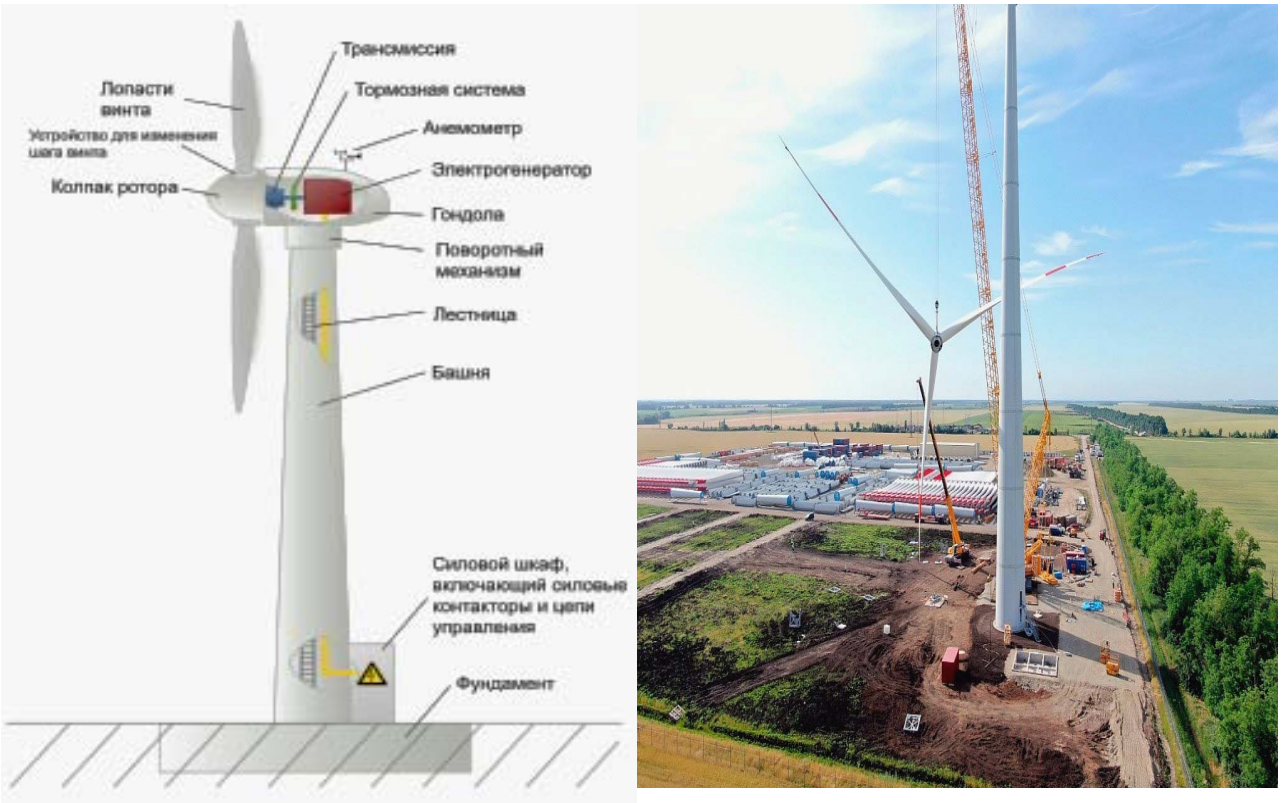
Если ветроустановка оказывает шумовое, визуальное или другое воздействие, то выбранное место для сооружения ветроустановок должно быть согласовано с местной администрацией района размещения ветроэлектрической станции.

Устройство ВЭУ.

Конструктивно ВЭУ включает (рис. 8.3):

1. Фундамент.
2. Силовой шкаф, включающий силовые контакторы и цепи управления.
3. Башню.
4. Лестницу.
5. Поворотный механизм.
6. Гондолу.
7. Электрический генератор.
8. Система слежения за направлением и скоростью ветра (анемометр).
9. Тормозную систему.
10. Трансмиссию.
11. Лопасти (как правило, три, поскольку роторы с двумя лопастями подвергаются большим нагрузкам в момент, когда пара лопастей вертикальна, а больше трёх лопастей создают избыточное сопротивление воздуха).
12. Систему изменения угла атаки лопасти.
13. Обтекатель.

Кроме того, функционирование ВЭУ невозможно без системы пожаротушения, телекоммуникационной системы для передачи данных о работе ветрогенератора и системы молниезащиты.



а) б)

Рис. 8.3. Устройство (а) и строительство (б) ВЭУ.

Основными преимуществами использования ВЭУ являются:

- энергия ветра, используемая для ВЭУ является бесплатной и, самое главное, возобновляемой;
- в процессе эксплуатации практически отсутствует негативное воздействие на окружающую среду;
- снижается зависимость электроснабжения через центральные электрические сети;
- достаточно высокий срок эксплуатации (20-30 лет).

К основным недостаткам применения ВЭУ следует отнести:

- существенные инвестиционные вложения на первоначальном этапе;
- непостоянство и непредсказуемость силы и направления ветровых потоков;
- движущиеся элементы ветряных установок нередко убивают пролетающих рядом птиц и летучих мышей;
- работа ветрогенераторов сопровождается постоянными шумами низкой частоты и практически неслышным инфразвуком;
- высокие затраты на размещение из-за дорогой аренды земли.

Принцип действия ветроустановки заключается в следующем. Ветровой поток, действуя на лопасти ротора, создает за счет напора подъемную силу и,

как следствие, крутящий момент, который вращает ротор, приводя в движение вал электрогенератора. За счет вращения витков обмотки генератора в магнитном поле возникает электрический ток, в зависимости от скорости ветра переменный по фазе, частоте и амплитуде. Преобразование напряжения переменного тока с переменной частотой в напряжение переменного тока с постоянной частотой или в напряжение постоянного тока осуществляется с помощью регулятора мощности. При необходимости из напряжения постоянного тока дальнейшее преобразование в напряжение переменного тока определенной частоты производится инвертором (рис. 8.4).

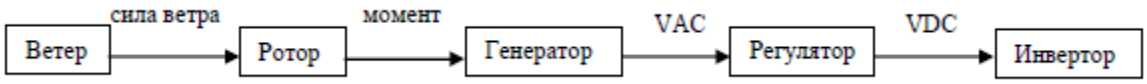


Рис. 8.4 Схема преобразования энергии ветроэнергетической установкой

Работа ВЭУ возможна на автономного потребителя и/или магистральную электросеть (рис. 8.5).

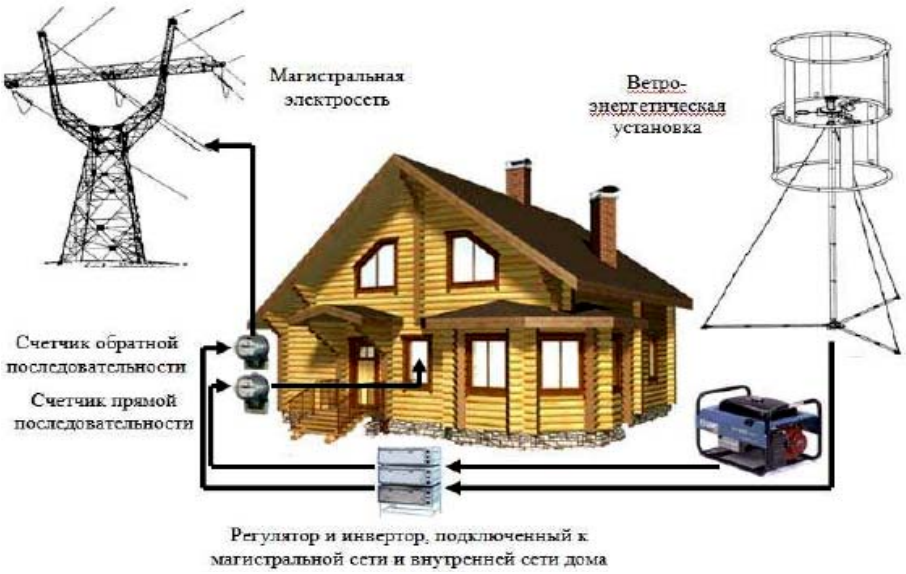


Рис. 8.5 Схема энергопотребления автономного и сетевого потребителя

Расчет и проектирование ВЭУ.

Принцип расчета параметров компонентов аэродинамики и электрооборудования, применяемого в сетевой и автономной схемах, является в целом одинаковым, за исключением оконечных выходов регуляторов мощности и/или инверторов. При автономном энергоснабжении выход инвертора является стандартным переменным напряжением с постоянной частотой (220В/50Гц или 110В/50Гц), который при желании можно синхронизировать с магистральной сетью по фазе, частоте и

амплитуде. При сетевом сопряжении установки выход регулятора мощности подключается непосредственно к сети с помощью соответствующего преобразователя.

Последовательность расчетов.

1. *Расчет пиковой мощности и удельной потребляемой энергии автономного объекта.*

Определение пика *промышленного потребителя энергии* не представляется сложным, т.к. изначально известны мощность и график работы каждой единицы оборудования.

Вычисление графика потребления и пика мощности *частного потребителя энергии* может быть проведено с той или иной вероятностью или прогнозированием в связи с непредсказуемостью графика энергозатрат. В связи с этим задача решается всегда индивидуально с соответствующими допущениями и приближениями.

Методика расчета пиковой мощности.

1.1. Определяют в соответствии с руководством по эксплуатации мощность каждого прибора P_i (Вт), который может быть использован на исследуемом объекте и составляют таблицу. Пример показан в таблице 8.1.

1.2. Определяют с соответствующими допущениями простую вероятность включения прибора в различное время суток и отмечают это в таблице, проставляя мгновенную потребляемую мощность утром, днем, вечером и ночью.

1.3. Суммируют данные столбцов мгновенной мощности P_i и получают пиковую мощность энергопотребления P_n в конкретное время суток – утром, днем, вечером, ночью ($P_у$, $P_д$, $P_в$, $P_н$).

Таблица 8.1 Мощность электроприборов и мгновенная потребляемая мощность (пример)

Электроприбор	Установленная мощность P_i, Вт	Мгновенная потребляемая мощность P_i, Вт			
		Утро	День	Вечер	Ночь
Телевизор	300	300	0	300	0
Видеомагнитофон	120	0	0	120	0
Компьютер	400	0	0	400	0
DVD-плеер	120	0	0	120	0
Аудио-плеер	100	100	0	100	0
Посудомойка	1500	0	0	1500	0
Стиральная машина	500	0	0	500	0
Электроплита	1500	1500	0	1500	0
Микроволновая печь	1500	1500	0	0	0
Пылесос	1300	0	0	1300	0
Факс-аппарат	100	100	0	0	100
Лампы накаливания	1000	1000	1000	1000	1000
Люстра	400	400	0	400	0
Синтезатор	100	0	0	100	0
Электрочайник	2000	2000	0	2000	0
Утюг	1800	0	0	1800	0
Кофеварка	300	300	0	300	0
Миксер	200	0	0	200	0
Тостер	300	300	0	0	0
Фен	200	0	0	200	0
Телефонный аппарат	20	20	20	20	20
Сигнализация	20	0	20	0	0
Другие приборы	1000	1000	1000	1000	1000
Система обогрева	300	300	300	300	300
ИТОГО в пике $P_П$:	**15080**	**8820**	**2340**	**13160**	**2420**
		$P_у$	$P_д$	$P_в$	$P_н$

1.4. Определяют номинальную мощность инвертора $P_и$ из условия:

$$P_и > \text{MAX}\ (P_у,\ P_д,\ P_в,\ P_н),\ \text{Вт}. \qquad (8.1)$$

На практике реальная пиковая мощность подавляющего большинства объектов в конкретное время суток меньше суммы всех мощностей находящихся на объекте приборов, поскольку все электроприборы, как правило, не включаются одновременно. Тем не менее, могут быть исключения, которые должны приниматься во внимание разработчиком. При проведении расчетов допускается формальное увеличение пиковой мощности в конкретное время суток с целью создания «запаса» по мощности и прогнозирования увеличения энергопотребления в будущем.

1.5. Определяют с соответствующими допущениями время работы каждого прибора в конкретное время суток и заносят данные в таблицу. Пример показан в таблице 8.2.

1.6. Суммируют данные столбцов «утро-день-вечер-ночь» для каждого электроприбора и умножают полученное значение на мощность прибора, получив энергопотребление каждого прибора за сутки.

Таблица 8.2 Энергопотребление приборов

Электроприбор	Установленная мощность P_i, Вт	Время использования T_i, час				Потребление электрической энергии, Вт-час
		Утро 1 час	День 10 часов	Вечер 4 часа	Ночь 8 часов	
Телевизор	300	0,5	0	2	0	750
Видеомагнитофон	120	0	0	2	0	240
Компьютер	400	0	0	1	0	400
DVD-плеер	120	0	0	1	0	120
Аудио-плеер	100	1	0	1	0	200
Посудомойка	1500	0	0	0,5	0	750
Стиральная машина	500	0	0	1	0	500

Продолжение таблицы 8.2

Электроприбор	Установленная мощность P_i, Вт	Время использования T_i, час				Потребление электрической энергии, Вт-час
		Утро 1 час	День 10 часов	Вечер 4 часа	Ночь 8 часов	
Электроплита	1500	0,3	0	0,5	0	1200
Микроволновая печь	1500	0,2	0	0	0	300
Пылесос	1300	0	0	1	0	1300
Факс-аппарат	100	0,1	0	0	0,1	20
Лампы накаливания	1000	1	0,5	3	1	5500
Люстра	400	0,3	0	2	0	920
Синтезатор	100	0	0	1	0	100
Электрочайник	2000	0,1	0	0,2	0	600
Утюг	1800	0	0	0,5	0	900
Кофеварка	300	0,1	0	0,1	0	60
Миксер	200	0	0	0,1	0	20
Тостер	300	0,2	0	0	0	60
Фен	200	0	0	0,1	0	20
Телефонный аппарат	20	6	6	6	6	480
Сигнализация	20	0	6	0	0	120
Другие приборы	1000	0,5	0,5	0,5	0,5	2000
Система обогрева	300	2	2	2	2	2400
ИТОГО:	15080	13,3	16	26,5	10,6	18960

Сумма энергопотребления всех приборов $E_{СУТ}$ будет являться количеством энергии, потребляемой объектом в сутки:

$$E_{СУТ} = P_i \sum T_i \text{, Вт·ч.} \qquad (8.2)$$

Эти данные используются впоследствии для расчета номинальной мощности ветроэнергетической установки и аккумуляторных батарей.

2. *Определение номинальной мощности ветроэнергетической установки.*

2.1. Определяют среднюю скорость ветра в расчетном регионе на основании данных наблюдений метеорологических служб. При этом необходимо иметь в виду, что данные метеостанций являются усредненными. В связи с этим в дополнение к этим данным можно руководствоваться привязкой к местному ландшафту (аэродинамические коридоры лесных массивов и горных цепей, поймы рек, продувные урбанизированные районы), соответствующим изменением климата в регионе (изменение направления и силы ветра, колебания температуры) и т.д.

Среднюю скорость ветра $v_{ср}$ выбирают на основе карты скоростей ветров Российской Федерации. Более точные данные можно получить в соответствующих местных организациях. Кроме этого, существует методика расчета скоростей ветра по вероятному их появлению. Это более сложный путь, но результат, как правило, отличается от предыдущего на 10-15%.

2.2. Определяют среднечасовое энергопотребление объекта на основе данных, полученных по формуле (8.2):

$$E_{час} = \frac{E_{СУТ}}{24}, \text{ Вт·ч.} \qquad (8.3)$$

2.3. Определяют номинальную мощность ВЭУ, которая может быть применена для энергоснабжения данного объекта. При этом мощность $P_{спец}$, развиваемая ВЭУ, составляет:

$$P_{спец} = \frac{E_{час}}{1}, \text{ Вт.} \qquad (8.4)$$

2.4. По средней скорости ветра находят мгновенную мощность конкретной ВЭУ $P_{мгнВЭУ}$, развиваемую на этой скорости ветра. Поиск осуществляют по столбцам средней скорости ветра с определением данных, удовлетворяющих условию:

$$P_{мгнВЭУ} \geq P_{спец}, \text{ Вт.} \qquad (8.5)$$

В ряде случаев можно запроектировать не одну, а несколько ветроэнергетических установок (ветропарк). Такое решение обусловливается тем, что, чем меньше установка, тем на меньших значениях скорости ветра она стартует и, соответственно, на меньших значениях скорости ветра начинается выработка электроэнергии.

После этого принимают за основу для дальнейших расчетов номинальную мощность выбранной ВЭУ.

3. *Определение занимаемой площади ВЭУ.*

3.1. Определяют площадь, занимаемую непосредственно самой ветроэнергетической установкой, которая складывается из площади сечения мачты $S_м$ и площади, занимаемой растяжками $S_р$.

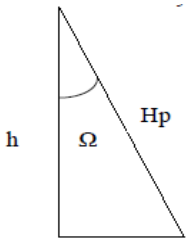
Площадь сечения мачты $S_м$:

$$S_M = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \text{ м}^2, \qquad (8.6)$$

где $S_м$ – площадь сечения нижнего основания мачты; d – диаметр трубы мачты.

3.2. Определяют площадь $S_р$, занимаемую растяжками (расчет выполняют только для мачт с растяжками, а для мачт без растяжек эта площадь равна нулю).

Растяжку мачты натягивают под углом Ω к оси мачты (рис. 8.6).



$2 \cdot R = D_p$

Рис. 8.6. Растяжка натянута под углом Ω к оси мачты.

Диаметр, на котором расположены фундаменты растяжек (диаметр растяжек) D_p находят через длину мачты h (рис. 8.6):

$$D_p = 2 \cdot h \cdot \sin(\Omega), \text{ м}. \qquad (8.7)$$

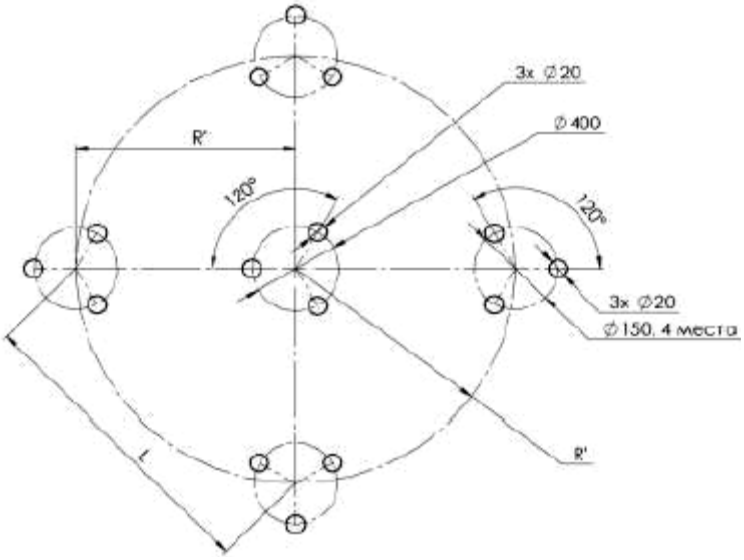


Рис. 8.7 Схема расположения фундаментов под мачту (в центре) и растяжки

Площадь, занимаемая растяжками, представляет собой треугольник (в случае, когда растяжки три) или квадрат (когда растяжки четыре) согласно схеме расположения фундамента мачты и растяжек (рис. 8.7) и вычисляется как площадь вписанного в окружность $S_{окр}$ квадрата $S_{кв}$ со сторонами $L_{кв}$:

$$S_P = S_{KB} = L_{KB}^2 = \frac{S_{окр}}{0{,}5 \cdot \pi} = \frac{\pi \cdot D_P^2}{0{,}5 \cdot \pi \cdot 4} = \frac{D_P^2}{2} \quad , \text{м}^2. \qquad (8.8)$$

4. *Расчет параметров ротора ветроэнергетической установки. Расчет числа лопастей ротора ветроэнергетической установки, величины хорды и установочного угла.*

4.1. Вычисляют аэродинамическую мощность с помощью электрической мощности.

Электрическая мощность ВЭУ $P_Э$ вычисляется через аэродинамическую мощность P_A через коэффициент использования энергии ветра (КИЭВ) ξ:

$$P_Э = \xi \cdot P_A \text{ , Вт.} \qquad (8.9)$$

Реальные значения ξ для горизонтально-осевых установок изменяются в пределах 0,25…0,47, а для вертикально-осевых установок - в пределах 0,09…0,48.

Теоретический максимальный КИЭВ является идеальным и на практике недостижимым в связи с неизбежным наличием потерь:

- $\xi_ж$ = 0,593 по Жуковскому-Бетцу (наиболее употребим в вычислениях);
- $\xi_С$ = 0,687 по Сабинину.

4.2. Определяют ометаемую площадь ротора S при постоянной скорости ветра *v* в ламинарном потоке.

Аэродинамическая мощность является энергией набегающего потока ветра, передаваемой ротору (ветроколесу) ВЭУ за 1 секунду:

$$P_A = \frac{m \cdot v^2}{2} = \frac{\rho \cdot V \cdot v^2}{2} = \frac{\rho \cdot S \cdot v \cdot v^2}{2} = \frac{\rho \cdot S \cdot v^3}{2} \quad , \text{ Вт,} \qquad (8.10)$$

где P_A – аэродинамическая мощность, Вт; ρ – плотность воздуха, проходящего через ротор (принимается 1,2041 кг/м³ в сухом воздухе при температуре 20°С и давлении 101,325 КПа), кг/м³; *v* – скорость ветрового потока до встречи с ротором, м/с; *m* – масса воздуха, проходящего через ротор за 1 секунду, кг; *V* – объем воздуха, проходящий через ротор за 1 секунду, м^3; S – ометаемая площадь ротора (у горизонтально-осевых установок это - площадь проекции ротора на плоскость, перпендикулярную

оси вращения, у вертикально-осевых установок это площадь проекции ротора на плоскость, параллельную оси вращения), м^2.

Таким образом, ометаемая площадь ротора S определяется однозначно из (8.10).

4.3. Определяют диаметр ротора для горизонтально-осевых установок (диаметр и высоту ротора для вертикально-осевых установок).

Для горизонтально-осевых роторов:

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \text{ м}^2, \qquad (8.11)$$

где: D – диаметр ротора.

Для вертикально-осевых роторов:

$$S = D \cdot H, \text{ м}^2, \qquad (8.12)$$

где: D – диаметр ротора; H – высота ротора.

На основе выражений (8.11) и (8.12) можно найти диаметр ВЭУ.

Необходимо отметить, что параметры ротора вертикально-осевой ветроэнергоустановки определяются неоднозначно, поэтому для определения соотношения диаметра D и высоты H необходимы дальнейшие вычисления.

На практике необходимо увеличить ометаемую площадь на 33-35% с учетом поправки на реальный КИЭВ, составляющий 65-67% от идеального:

$$S_{реал} = S \cdot 1{,}33, \text{ м}^2. \qquad (8.13)$$

4.4. Делают вывод о технической и экономической целесообразности изготовления ротора и его применимости в конкретных условиях на основе габаритных размеров.

5. *Расчет параметров лопастей ротора ВЭУ.*

Число лопастей ротора ветроэнергетической установки n определяет его быстроходность Z – отношение линейной скорости конца лопасти к скорости ветра. Быстроходность выбирается разработчиком на основе требований к конструкции и опыта. Для сильных ветров увеличение быстроходности ротора является в целом положительным мероприятием в связи с увеличением частоты вращения, а для малых ветров параметры высокой быстроходности отрицательно влияют на выработку энергии в связи со снижением крутящего момента ротора. Поэтому универсального оптимального решения по связи числа лопастей, быстроходности и крутящего момента не существует. В связи с этим задача всегда решается

исходя из требований, предъявляемых конкретной установке, находящейся в определенных ветровых условиях.

5.1. Определяют число лопастей при заданной быстроходности.

Из практики известно, что оптимальная быстроходность Z связана с количеством лопастей выражением:

- для горизонтально-осевых роторов:

$$n \approx \frac{80}{Z^2}, \text{ шт.;} \qquad (8.14)$$

- для вертикально-осевых роторов:

$$n \approx \frac{4 \cdot \pi}{Z}, \text{ шт.,} \qquad (8.15)$$

где: n – число лопастей, шт.; Z – быстроходность, модули.

Число лопастей округляется до ближайшего целого значения. Примерные соотношения Z и n показаны на рис. 8.8.

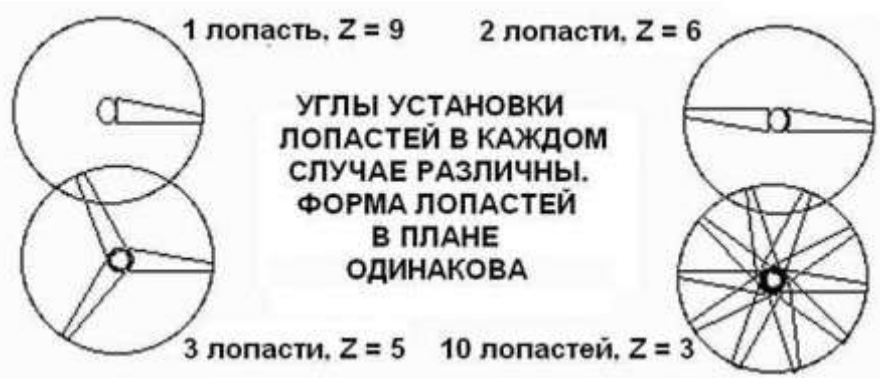


Рис. 8.8. Связь быстроходности и количества лопастей

5.2. Определяют частоту вращения ротора, которая выражается в об/мин и определяется по формуле:

$$\omega_{RPM} = \frac{60 \cdot Z \cdot v}{\pi \cdot D}, \text{ об/мин,} \qquad (8.16)$$

где: ω_{RPM} – частота вращения ротора в об/мин; D – диаметр ротора.

Частоту вращения в Гц определяют по формуле:

$$\omega_{Гц} = \frac{\omega_{RPM}}{60}, \text{ Гц ,} \qquad (8.17)$$

где: ω_{RPM} – частота вращения ротора, Гц.

5.3. Определяют длину хорды лопасти, т.е. наибольшее расстояние между носом и концом поперечного профиля лопасти. Длина хорды b является либо переменной, либо постоянной величиной в зависимости от конструкции лопасти.

В случае переменного варианта длина хорды будет зависеть от расстояния между местом закрепления лопасти на ступице (или приблизительно осью вращения) и расчетной точкой на лопасти:

$$b = \frac{16 \cdot \pi \cdot R \cdot \left(\frac{R}{r}\right)}{9 \cdot Z^2 \cdot n}, \text{ м}, \qquad (8.18)$$

где: r – расстояние от оси вращения до точки на лопасти, изменяется в пределах $0 < r < R$.

Длину переменной хорды b на расстоянии от оси вращения, равном 75% длины лопасти, определяют по формуле:

$$b = \frac{16 \cdot \pi \cdot R \cdot 1{,}3}{9 \cdot Z^2 \cdot n}, \text{ м}. \qquad (8.19)$$

Длину хорды $b_к$ на конце лопасти определяют по формуле:

$$b_k = \frac{16 \cdot \pi \cdot R}{9 \cdot Z^2 \cdot n}, \text{ м}. \qquad (8.20)$$

Проверить длину хорды лопасти ротора горизонтально-осевой ветроэнергетической установки можно по эмпирической формуле. Длина хорды $b_к$ на конце лопасти соотносится с диаметром ротора следующим образом:

$$b_к = 0{,}038 \cdot D. \qquad (8.21)$$

5.4. Определяют число Рейнольдса для хорды на конце лопасти и хорды на расстоянии r=0,75·R от оси вращения (для переменной хорды), получают минимальную длину хорды и корректируют полученный результат.

Переход от ламинарного к турбулентному движению происходит при значении числа Рейнольдса $Re_{кр}$, которое называют критическим. Меньше этого значения сопротивление крыла X велико, а подъемная сила Y мала. Выше этого значения сопротивление X в несколько раз падает, а подъемная сила Y в несколько раз возрастает. Число Рейнольдса в общем случае:

$$\mathrm{Re} = \frac{V_0 \cdot b}{\nu}, \qquad (8.22)$$

где: V_o – окружная скорость лопасти (линейная скорость точки лопасти); b —

характерный размер (например, длина хорды), м; ν — кинематическая вязкость среды, $м^2/с$.

Для тела, движущегося в ламинарном несжимаемом потоке воздуха с плотностью 1,2041 кг/м³ число Рейнольдса определяют по формуле:

$$Re = 68500 \cdot V_o \cdot b \,. \qquad (8.23)$$

Для устойчивой работы ВЭУ необходимо условие: $R_e \geq 200000$. Тогда хорда лопасти должна не менее:

$$b = \frac{\mathbf{Re}}{\mathbf{68500 \cdot V}}\,, \text{ м.} \qquad (8.24)$$

Полученные в формулах (8.19) и (8.20) данные проверить на удовлетворение условию (8.24) и откорректировать результат соответствующим образом, меняя длину хорды.

5.5. Определяют длину лопасти, которая выбирается из соображений прочности компонентов и минимизации влияния индуктивного сопротивления:

$$1{,}5 \cdot R > L_{лоп} > 4 \cdot b\,, \text{ м,} \qquad (8.25)$$

где: $L_{лоп}$ – длина лопасти.

5.6. Определяют установочный угол лопасти β, который является переменным по всей ее длине, т.к. зависит от быстроходности или угла атаки потока:

$$\Psi = \beta + \alpha, \text{ град,} \qquad (8.26)$$

где: α – угол атаки, под которым поток воздействует на лопасть, град.

Таким образом, установочный угол каждой точки лопасти зависит от расстояния r и рассчитывается по следующей формуле:

$$\beta = arctg\left(\frac{2 \cdot R}{3 \cdot r \cdot Z}\right) - \alpha \,. \qquad (8.27)$$

Практически все профили лопастей имеют наивысшее аэродинамическое качество при угле атаки α равном 5 градусам, что можно брать за основу в расчетах.

5.7. Полученные данные заносят в таблицу 8.3:

Таблица 8.3 Сводная таблица параметров ВЭУ

Быстро-ходность Z, модули	Число лопастей n, шт.	Номинальная частота вращения $\omega_{Гц}$, Гц	Длина хорды (конец), м	Длина хорды (0,75·R), м	Длина лопасти $L_{лоп}$, м	Устано-вочный угол β, град.

6. *Расчет и выбор типа генератора.*

Задача расчета параметров генератора ветроэнергетической установки является одной из сложнейших электротехнических задач, тесно связанной с механическими и аэродинамическими параметрами установки, а также непосредственно зависимой от параметров системы регулирования мощности.

Кроме этого, сложность представляет выбор типа генератора, его габаритных размеров и расчета параметров обмотки. Более того, расчет генератора на практике должен подвергаться проверке на тепловые режимы в различных климатических условиях. Расчет магнитного поля проводят на основе программного комплекса ***Ansys***. Поверочный расчет параметров генератора осуществляется в любой вычислительно программе – ***MathLab, MathCAD, MS Excel***.

7. *Выбор типа регулятора мощности.*

Разработка электронного регулятора мощности ветроэнергетической установки, не имеющей балластного сопротивления, характеризуется следующими особенностями:

- поддержание максимальной мощности ВЭУ в определенном диапазоне частот вращения ротора;
- ограничение частоты вращения ротора на номинальной (максимальной) частоте вращения за счет аэродинамических регуляторов;
- отсутствие балластной нагрузки.

Тип регулятора может быть выбран на основе современных электронных компонентов: повышающего импульсного преобразователя; понижающего импульсного преобразователя.

Задачей оптимизации является снижение потерь при преобразовании и максимально полное использование энергии ветра. Для получения максимума мощности при регулировании требуется придерживаться оптимальной быстроходности Z, которая и выступает в качестве исходных данных при разработке алгоритма электронного преобразователя энергии.

Разработчик должен выбрать схему регулятора на основе своего опыта, имеющихся на рынке компонентов и требований соответствующего технического задания.

Проектирование системы управления ВЭУ, называемой также контроллером, регулятором или преобразователем, неразрывно связано с работой ВЭУ в целом, геометрией ротора (ветроколеса), архитектурой (взаимным расположением) компонентов, принципом передачи энергии от механической к электрической части и т.д. В связи с этим электронный

контроллер, как правило, не является универсальным, а наоборот, жестко привязан к определенному генератору и типоразмеру ВЭУ. Однако, с другой стороны, относительная универсальность контроллера может быть достигнута за счет модульного исполнения его компонентов.

8. *Выбор типа инвертора и расчет параметров.*

Выбор инвертора является несложной процедурой, однако имеет множество тонкостей, которые необходимо принимать во внимание. Одни инверторы на выходе вырабатывают чистую синусоиду, как это делают энергетические компании. Отклонение фазы +/- 2%. Стоимость такого прибора достаточно высокая. Другие инверторы могут вырабатывать квази-синусоиду. Они дешевле приборов, вырабатывающих чистую синусоиду в 3-6 раз. В этом случае график тока напоминает трапецию, прямоугольник или синусоиду с паразитными гармониками, искажающими ее. Разница в площади таких фигур и чистой синусоиды является совокупностью тепловых потерь.

Эти паразитные гармоники привносят потери тепла, но абсолютно не влияют на большинство бытовых приборов (нагреватели, лампы накаливания, электроприборы с фильтрами и т.п.), однако могут оказать непредсказуемое воздействие на устройства, содержащие электродвигатель (холодильник, стиральная машина, копировальный аппарат, электродрель, вентиляторы и т.д.) в связи с тем, что паразитные гармоники, содержащиеся в синусоиде, нагревают обмотки электродвигателя и могут вызвать перегрев электроприбора.

9. *Расчет емкости аккумуляторных батарей.*

Электроэнергия, будучи произведенной, должна быть немедленно отреблена. Т.о. если ВЭУ вырабатывает энергию, а потребления нет, ее необходимо запасать. Кроме этого для покрытия кратковременных пиков энергопотребления необходим накопитель энергии, который запасает излишки энергии во время минимального потребления и отдает запасенную энергию во время максимального потребления в короткий промежуток времени.

Накопители энергии представляют собой широкое разнообразие. Накапливать энергию можно в механических устройствах (раскручивание маховика, подъем тяжелых плит), гидравлических системах (закачка воды с последующим спуском через гидротурбину), водородных накопителях (выработка водорода электролизером, запасание и дальнейшее окисление в

топливных элементах), химическое аккумулирование (кислотные, щелочные, никель-кадмиевые, литий-ионные и другие аккумуляторы) и т.д.

Примером простейшего аккумулирования электроэнергии может служить обычная автомобильная аккумуляторная батарея.

9.1. Определяют потребляемую мощность объекта в периоды максимального энергопотребления с учетом данных п. 1 (таблицы 8.1 и 8.2) и время потребления *T*.

Каждый час в течение времени *T* потребляется энергия, равная мощности, потребляемой в единицу времени:

$$P_{ВЕЧ} = \frac{E_{ВЕЧ}}{T}, \quad \text{Вт.} \qquad (8.28)$$

9.2. Учитывая напряжение $U_{РЕГ}$ из п. 5 и потребляемую мощность $P_{ВЕЧ}$, находят величину тока потребления $I_{РЕГ}$. Эти величины связаны между собой формулой:

$$P_{ВЕЧ} = U_{РЕГ} \cdot I_{РЕГ}, \quad \text{Вт.} \qquad (8.29)$$

9.3. Определяют общую емкость блока аккумуляторов:

$$C_{АКБ} = I_{РЕГ} \cdot T, \quad \text{А·час.} \qquad (8.30)$$

Однако это - общая емкость блока аккумуляторов, которая должна быть отдана потребителю. Тем не менее, химический аккумулятор не рекомендуется разряжать более, чем на 50%. Поэтому величину $C_{АКБ}$ необходимо удвоить, чтобы получить реальную емкость $C_{АКБреал}$:

$$C_{АКБреал} = C_{АКБ} \cdot 2, \quad \text{А·час.} \qquad (8.31)$$

9.4. Определяют емкость единичной аккумуляторной батареи C_i, исходя из того, что общая емкость может быть представлена как сумма емкостей параллельно включенных каскадов последовательно соединенных аккумуляторных батарей:

$$C_{АКБреал} = C_i \cdot m, \quad \text{А·час.} \qquad (8.32)$$

При этом C_i подбирается, исходя из емкостного ряда имеющихся на рынке аккумуляторов. Как правило, этот ряд представлен емкостями: 50, 55, 60, 65, 70, 75, 90, 120, 190, 200, 400 и т.д. А-ч. Разработчик выбирает наиболее удобный вариант.

9.5. После проведения расчета необходимо сделать проверку на предмет того, сможет ли ветроэнергетическая установка за предыдущий период зарядить эти аккумуляторы до требуемого уровня. С этой целью необходимо определить, какое количество энергии должно поступить от ВЭУ за период времени T_{i-1}, предшествующий исследуемому периоду T_i. При этом длительность предшествующего периода T_{i-1} можно получить из Таблицы 8.2, приведенной в п. 1, а мощность $P_{мгнВЭУ}$, выдаваемую ветроэнергетической установкой на конкретной скорости ветра, можно определить из таблиц 8.4 и 8.5.

Таблица 8.4 Зависимость мощности и выработки энергии ВЭУ-5 с номинальной мощностью $P_{ВЭУ-5}$ = 5 кВт

Скорость ветра v, м/сек	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Мгновенная мощность $P_{мгнВЭУ}$, Вт	150	300	500	900	1500	2300	3300	4500	5500	5700
Суточная выработка $E_{сутВЭУ}$, кВт-час	3.6	7.2	12	21.6	36	55.2	79.2	108	132	136.8

Таблица 8.5 Зависимость мощности и выработки энергии ВЭУ-30 с номинальной мощностью $P_{ВЭУ-30}$ = 30 кВт

Скорость ветра v, м/сек	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Мгновенная мощность $P_{мгнВЭУ}$, кВт	0,6	2,0	4,0	7,0	11,0	17,0	25,0	29,0	44,0	57,0
Суточная выработка $E_{сутВЭУ}$, кВт-час	14	48	96	168	264	408	600	696	1056	1368

Тогда энергия $E_{ВЭУ-Т}$, поступившая от ВЭУ за период T_{i-1} составит:

$$E_{ВЭУ-Т} = P_{мгнВЭУ} \cdot T_{i-1}\ , \quad \text{Вт·час.} \qquad (8.33)$$

Полученная величина подлежит сравнению с потребляемой энергией и должна превышать ее:

$$E_{ВЭУ-Т} \geq E_{ВЕЧ}\ , \text{ Вт·час.} \qquad (8.34)$$

9.6. Сделать вывод о применимости аккумуляторных батарей для исследуемого объекта. При получении неудовлетворительного результата необходимо произвести соответствующие перерасчеты, например, увеличив мощность и/или количество ВЭУ, снизив энергопотребление и т.д.

10. *Экономический расчет.*

Расчет себестоимости ветроэнергетической установки $C_{ВЭУ\text{-}N}$ выполняют на основе текущих цен на комплектующие без учета стоимости аккумуляторных батарей, доставки и монтажа. Базовые стоимости (по состоянию на 01.01.2021 г.) компонентов на среднестатистическую ветроэнергоустановку номинальной мощностью 1 кВт (ВЭУ-1) и установки ВЭУ-1 в целом $C_{ВЭУ\text{-}1}$ приведены в таблице 8.6.

Таблица 8.6

Компонент ВЭУ	**Стоимость, руб.**
Мачта, 12 м	30 600
Ступица	48 000
Система аэродинамического регулирования	15 600
Дополнительные механизмы (мультипликатор или кольца)	12 000
Лопасти, 3 шт.	12 000
Контроллер	18 000
Инвертор	36 000
Крепеж, погрузка	6 000
ИТОГО:	178 200

Окупаемость ветроэнергетической установки рассчитать чрезвычайно сложно, т.к. эта величина зависит от многих обстоятельств – начальной цены (т.е. цены ветроэнергоустановки с учетом доставки и монтажа), реальной скорости ветра в регионе, стоимости 1 киловатт-часа, периодичности обслуживания, необходимости ремонта и т.д. Кроме этого, необходимо понимать, что при отсутствии энергоснабжения на объекте, находящемся на большом удалении от линий электропередач (ЛЭП), внедрение ВЭУ обосновывается скорее социальными улучшениями, нежели экономическими показателями, поскольку стоимость монтажа ЛЭП неизмеримо больше размещения ветроэнергоустановки для малого потребителя. Однако при наличии ЛЭП расчеты должны производиться с той или иной степенью погрешности и допущениями.

Срок окупаемости ВЭУ $T_{ВЭУ\text{-}N}$ вычисляют по формуле:

$$T_{ВЭУ-N} = \frac{Ц_{ВЭУ-N} + И_O + И_P}{E_{годВЭУ} \cdot C_{кВт \cdot ч}}, \text{ лет.} \quad (8.35)$$

где: $E_{годВЭУ}$ – годовая выработка электроэнергии, которую можно найти из таблиц 8.4 и 8.5 по соответствующей номинальной мощности ВЭУ, полученной в п. 2, кВт·час; $И_O$ – издержки на обслуживание ВЭУ, которые составляют, как правило, не более 20% от $Ц_{ВЭУ\text{-}N}$ за весь срок эксплуатации ВЭУ, руб.; $И_P$ - Издержки на ремонт ВЭУ, которые появляются с определенной долей вероятности, хотя на практике, при эксплуатации ВЭУ известных производителей равны нулю, руб.; $C_{кВт \cdot ч}$ – стоимость 1 кВт·часа, руб/кВт·час.

8.3. Солнечные тепловые и фотоэлектрические энергоустановки.

Солнечная энергоустановка (СЭУ) — инженерное сооружение, преобразующее солнечную радиацию в тепловую или электрическую энергию. Способы преобразования солнечной радиации различны и зависят от конструкции гелиостанции.

В настоящее время существуют два основных вида СЭУ: тепловые (рис. 8.9) и фотоэлектрические (рис. 8.10).

а) б) в)

а) – рабочее помещение станции; б) – тепловые солнечные коллекторы; в) – сетевой насос центральной системы отопления

Рис.8.9. Тепловая станция солнечного теплоснабжения

а)

б)

а) – солнечные фотоэлектрические панели; б) – блок управления станцией (инвертор, контроллер, аккумуляторы)

Рис.8.10. Фотоэлектрическая солнечная станция

Принципиальная схема наиболее типичной ***тепловой СЭУ (система солнечного теплоснабжения – ССТ)*** приведена на рис.8.11 и предусматривает работу установки в режимах:

- отопления и горячего водоснабжения;
- горячего водоснабжения.

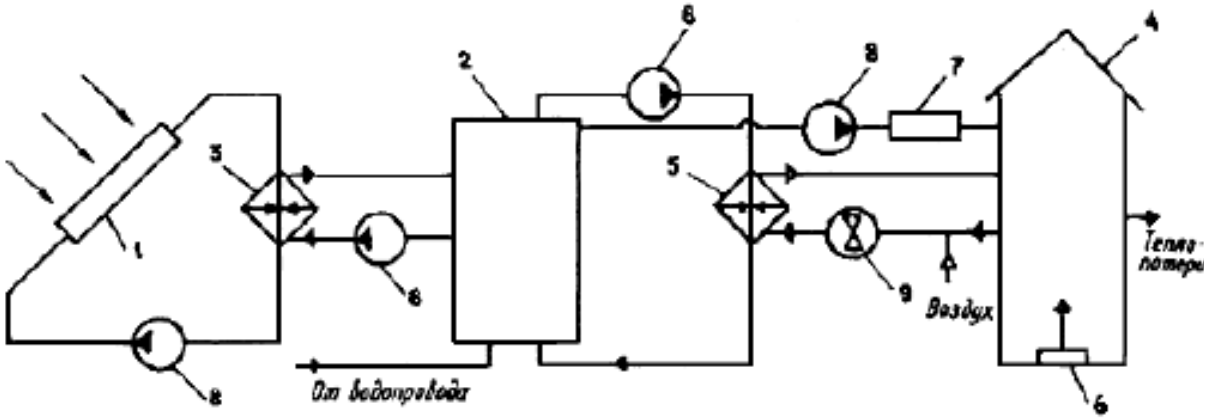


Рис.8.11. Принципиальная схема системы солнечного теплоснабжения (ССТ), включая отопление и горячее водоснабжение

ССТ включает три контура циркуляции:

- первый контур, состоящий из солнечных коллекторов 1, циркуляционного насоса 8 и жидкостного теплообменника 3;
- второй контур, состоящий из бака-аккумулятора 2, циркуляционного насоса 8 и теплообменника 3;
- третий контур, состоящий из бака-аккумулятора 2, циркуляционного насоса 8, водовоздушного теплообменника (калорифера) 5.

Функционирует ССТ следующим образом.

Теплоноситель (антифриз) теплоприемного контура, нагреваясь в солнечных коллекторах 1, поступает в теплообменник 3, где теплота антифриза передается воде, циркулирующей в межтрубном пространстве теплообменника 3 под действием насоса 8 второго контура. Нагретая вода поступает в бак-аккумулятор 2.

Для горячего водоснабжения вода забирается из бака-аккумулятора насосом ГВС 8, доводится при необходимости до требуемой температуры в дублере (внешнем нагревателе) 7 и поступает в систему ГВС здания. Подпитка бака-аккумулятора осуществляется из водопровода.

Для отопления вода из бака-аккумулятора 2 подается насосом третьего контура 8 в калорифер 5, через который с помощью вентилятора 9 пропускается воздух и, нагревшись, поступает в здание 4.

В случае отсутствия солнечной радиации или нехватки тепловой энергии, вырабатываемой солнечными коллекторами, в работу включается дублер (внешний нагреватель) 6.

Принципиальная схема ССТ только для горячего водоснабжения приведена на рис.8.12.

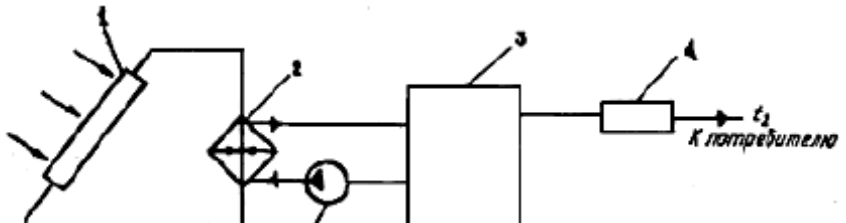


Рис.8.12. Принципиальная схема системы солнечного теплоснабжения (ССТ) (только горячего водоснабжения)

Работа СГВС осуществляется следующим образом.

Циркуляционный насос 5 прокачивает теплоноситель через солнечные коллекторы 1, где он, нагреваясь, отдает в теплообменнике 2 теплоту воде второго контура. Второй контур образован теплообменником 2, баком-аккумулятором 3 и насосом 5, соединенными между собой трубопроводом. Холодная вода (t_x) для подпитки поступает в нижнюю часть бака-аккумулятора 3 из водопровода. Горячая вода ($t_г$) из бака-аккумулятора 3 через дублер (внешний нагреватель) 4 поступает в систему горячей воды здания.

Расчет системы солнечного теплоснабжения (отопления).

Основным параметром отопительной ССТ является годовая удельная теплопроизводительность, определяемая из уравнения:

$$q = a + b\,(H - 1000),\ \text{кВт·ч/м}^2, \qquad (8.36)$$

где: H - среднегодовая суммарная солнечная радиация на горизонтальную поверхность, кВт·ч/м^2; находится из таблицы 8.7; a, b - параметры, определяемые из уравнений (3.4) и (3.5):

$$a = (\alpha_1 + \alpha_2 r + \alpha_3 r^2) + (\alpha_4 + \alpha_5 r + \alpha_6 r^2)\,f + (\alpha_7 + \alpha_8 r + \alpha_9 r^2)\,f^2; \qquad (8.37)$$

$$b = (\beta_1 + \beta_2 r + \beta_3 r^2) + (\beta_4 + \beta_5 r + \beta_6 r^2)\,f + (\beta_7 + \beta_8 r + \beta_9 r^2)\,f^2; \qquad (8.38)$$

где r - характеристика теплоизолирующих свойств ограждающих конструкций здания при фиксированном значении нагрузки ГВС, представляет собой отношение суточной нагрузки отопления при температуре наружного воздуха равной 0°С к суточной нагрузке ГВС. Чем больше r, тем больше доля отопительной нагрузки по сравнению с долей

нагрузки ГВС и тем менее совершенной является конструкция здания с точки зрения тепловых потерь; $r = 0$ принимается при расчете только системы ГВС. Эта характеристика r определяется по формуле:

$$r = \left(\lambda \cdot m + k \cdot \rho_в \cdot c_з^в\right) \cdot V \cdot t_в \,/\, l \cdot S \quad , \qquad (8.39)$$

где: λ - удельные тепловые потери здания, Вт/(м^3·°С); m - количество часов в сутках; k - кратность вентиляционного воздухообмена, 1/сут; $\rho_в$ - плотность воздуха при 0 °С, кг/м^3; $c_p^в$ - теплоемкость воздуха при 0°С и постоянном давлении, Вт·ч/(кг·°С); V - объем здания, м^3; $t_в$ - температура воздуха внутри здания, °С; l - суточная нагрузка ГВС, равная 517 Вт·ч/м^2; S - жилая площадь здания, м^2; $\alpha_1 \ldots \alpha_9$; $\beta_1 \ldots \beta_9$ - коэффициенты, находятся из табл.8.8 и 8.9; f - коэффициент замещения, ориентировочно принимается от 0,2 до 0,4.

Таблица 8.7. Годовое поступление суммарной солнечной радиации на горизонтальную поверхность (Н), кВт·час/м^2

Населенный пункт	H
РСФСР	
Алтайский край	
Благовещенка	1284
Астраханская область	
Астрахань	1365
Волгоградская область	
Волгоград	1314
Воронежская область	
Воронеж	1039
Каменная степь	1111
Краснодарский край	
Сочи	1365
Куйбышевская область	
Куйбышев	1172
Курская область	
Курск	1029
Молдавская ССР	
Кишинев	1304
Оренбургская область	
Бузулук	1182
Ростовская область	
Цимлянск	1284
Гигант	1314
Саратовская область	
Ершов	1263
Саратов	1233

Таблица 8.8. Значения коэффициента α для солнечных коллекторов II и III типов

Тип коллектора	Значения коэффициентов								
	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5	α_6	α_7	α_8	α_9
II	607,0	-80,0	-3,0	-1340,0	437,5	22,5	1900,0	-1125,0	25,0
III	298,0	148,5	-61,5	150,0	1112,0	337,5	-700,0	1725,0	-775,0

Таблица 8.9. Значения коэффициента β для солнечных коллекторов II и III типов

Тип коллектора	Значения коэффициентов								
	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	β_6	β_7	β_8	β_9
II	1,177	-0,496	0,140	-2,6	3,6	-0,995	3,350	-5,05	1,400
III	1,062	-0,434	0,158	-2,465	2,958	-1,088	3,550	-4,475	1,775

Уравнение (8.36) применимо при использовании схемы, приведенной на рис.8.11. Значения λ, k, V, $t_в$, S закладываются при проектировании ССТ. Уравнение (8.36) применимо при следующих значениях:

$$1050 \le H \le 1900;$$

$$1 \le r \le 3;$$

$$0{,}2 \le f \le 0{,}4.$$

Общую площадь поверхности солнечных коллекторов находят по формуле:

$$F = Q \cdot f / q, \quad м^2. \qquad (8.40)$$

Расчет системы солнечного горячего водоснабжения (ССГВС).

Удельная годовая теплопроизводительность ССГВС (схема на рис.8.12) определяется по формуле:

$$q = a + b\,(H - 1050),\ кВт \cdot ч/м^2. \qquad (8.41)$$

Значения коэффициентов a и b находятся из таблицы 8.10.

Таблица 8.10 Значения коэффициентов a и b в зависимости от типа солнечного коллектора

Тип коллектора	Значения коэффициентов	
	a	b
I	235	0,75
II	355	0,80

Уравнение (8.41) справедливо при f = 0,5 и 1050≤ H≤ 1900. При других значениях коэффициента замещения f для рассматриваемых типов коллекторов I и II значение удельной годовой теплопроизводительности q должно быть увеличено (уменьшено) в соответствии с данными таблицы 8.11 и определяется по формуле:

$$qi = q\,(1 + \Delta q / 100),\ кВт \cdot ч/м^2, \qquad (8.42)$$

где q_i - удельная годовая теплопроизводительность СГВС при значениях f, отличных от 0,5; Δq - изменение годовой удельной теплопроизводительности СГВС, %.

Таблица 8.11 Изменение значения удельной годовой теплопроизводительности Δq от годового поступления солнечной радиации на горизонтальную поверхность H и коэффициента f

Значения H, кВт·ч/м²	Значения Δq, % при			
	f = 0,3	f = 0,4	f = 0,5	f = 0,6
Менее 1500	+17	+9	0	-10
Более 1500	+10	+5	0	-6

Обоснование экономической целесообразности применения солнечной системы теплоснабжения.

Применение ССТ считается целесообразным, если выполняется условие:

$$З_c \leq З_б, \qquad (8.43)$$

где: $З_c$ - удельные приведенные затраты на единицу вырабатываемой тепловой энергии ССТ, руб./ГДж; $З_б$ - удельные приведенные затраты на единицу вырабатываемой тепловой энергии базовой установкой, руб./ГДж.

Удельные приведенные затраты на единицу вырабатываемой энергии (стоимость единицы тепловой энергии) для солнечной установки определяются по формуле:

$$З_c = C_c / Q, \qquad (8.44)$$

где: C_c - приведенные затраты на ССТ и дублер, руб./год;

$$C_c = (k_c + k_в)\, E_н + Э_c \cdot k_c + Э_в \cdot k_в + Ц \cdot N_д - k_э - k_п, \qquad (8.45)$$

где: k_c - капитальные затраты на ССТ, руб; $k_в$ - капитальные затраты на дублер, руб; $E_н$ - нормативный коэффициент сравнительной эффективности капитальных вложений (0,1); $Э_c$ - доля эксплуатационных расходов от капитальных затрат на ССТ; $Э_в$ - доля эксплуатационных расходов от капитальных затрат на дублер; $Ц$ - стоимость единицы тепловой энергии, вырабатываемой дублером, руб./ГДж; $N_д$ - количество тепловой энергии, вырабатываемой дублером в течение года, ГДж; $k_э$ - эффект от снижения загрязнения окружающей среды, руб; $k_п$ - социальный эффект от экономии зарплаты персонала, обслуживающего дублер, руб.

Удельные приведенные затраты для базовой установки определяются по формуле:

$$З_б = C_б / Q, \qquad (8.46)$$

где: $C_б$ - приведенные затраты на базовую установку, руб./год;

$$C_б = k_б \cdot E_н + Э_б \cdot k_б, \qquad (8.47)$$

где: $k_б$ - капитальные затраты на базовый источник тепловой энергии, руб.; $Э_б$ - доля эксплуатационных расходов от капитальных затрат на базовый источник тепловой энергии.

Экономический эффект от снижения загрязнения окружающей среды учитывается для приведения к сопоставимому виду сравниваемых вариантов и рассчитывается в соответствии с действующей «Временной типовой методикой определения экономической эффективности осуществления природоохранных мероприятий и оценки экономического ущерба, причиняемого народному хозяйству загрязнением окружающей среды» (Госплан СССР, Госстрой СССР, АН СССР, 1983) и «Руководством по

расчету количества и удельных показателей выбросов вредных веществ в атмосферу» (М.: ВПТИтрансстрой, 1982).

Социальный эффект от экономии зарплаты персонала, обслуживающего дублер k_n при отключении дублера в период полного покрытия тепловой нагрузкой ССТ, определяется по формуле:

$$k_n = \frac{З_n}{12} \cdot \tau_{пн} \quad , \qquad (8.48)$$

где: $З_n$ - среднегодовая удельная зарплата с начислениями эксплуатационного персонала дублера, руб./год; $\tau_{пн}$ - период полного покрытия тепловой нагрузки ССТ, мес.

Расчет экономии топлива в пересчете на условное (т) за счет использования солнечной энергии следует определять по формуле:

$$B = \frac{Q_c}{10^3 \cdot Q_н^р \cdot \eta} \quad , \qquad (8.49)$$

где: $Q_н^р$ - низшая теплота сгорания условного топлива, кВт·ч/кг; η - КПД замещаемого источника энергии.

Рекомендации по проектированию систем солнечного теплоснабжения.

1. Размещение солнечных коллекторов производится на кровле зданий или площадках с учетом ландшафта и застройки местности.
2. При проектировании установки теплоснабжения следует произвести расчет опорных конструкций с учетом ветровой и снеговой нагрузок, а при необходимости - с учетом сейсмических воздействий.
3. Оптимальная ориентация солнечных коллекторов - южная. Отклонение от южной ориентации на восток до 15° введет к уменьшению прихода солнечной радиации на 5%, а на запад до 30° - на 10%.
4. Угол наклона солнечных коллекторов к горизонту при круглогодичной работе установки должен приниматься равным широте местности для солнечного ГВС и φ=+15° для ССТ.
5. Расстояние между рядами солнечных коллекторов по горизонтали рассматривается из условия незатенения по наименьшему значению высоты солнца над горизонтом, приведенной в приложении 6, в зависимости от географической широты местонахождения объекта.
6. Для обеспечения высокой эффективности солнечных коллекторов и выбора циркуляционного насоса производится гидравлический расчет по общепринятой методике. Сопротивление солнечного коллектора при расходе 50 кг/(м2·ч) не превышает 500 Па.

7. Для равномерного распределения потока теплоносителя в системах солнечные коллекторы соединяются в последовательно-параллельные и параллельно-последовательные группы с учетом удобства технического обслуживания и ремонта.
8. В установках солнечного теплоснабжения с большой площадью поверхности солнечных коллекторов следует предусматривать возможность отключения отдельных секций в случае выхода их из строя без вывода из эксплуатации всей установки.
9. Для удаления воздуха из системы необходимо предусматривать воздушный клапан, устанавливаемый в наивысшей точке системы. Допускается удаление воздуха с помощью расширительного бака, установленного выше уровня статического давления в гелиоконтуре.
10. В системе теплоснабжения необходимо предусматривать арматуру для заполнения системы, а в нижней части – для спуска теплоносителя с уклоном трубопровода 0,002.
11. Рекомендуется предусматривать 10%-ный запас площади поверхности солнечных коллекторов на случай выхода части ее из строя, ухудшения теплопередающих свойств и загрязнения поверхности остекления.
12. Движение теплоносителей в контурах следует принимать по противоточной схеме.
13. Тепловые потери через изоляцию бака-аккумулятора, теплообменников и трубопроводов не должны превышать 5% теплопроизводительности солнечного коллектора.
14. Для поддержания постоянной температуры горячей воды, подаваемой к потребителю, установки должны обеспечиваться автоматическими регуляторами температуры.
15. При использовании в гелиоконтуре в качестве теплоносителя воды необходимо предусмотреть ее химическую обработку и деаэрирование перед заполнением системы.
16. При круглогодичной эксплуатации ССТ в теплоприемном контуре рекомендуется применять антифриз. Свойства антифризов приведены в таблице 8.12. Давление антифриза в теплоприемном контуре во избежание попадания его в бак-аккумулятор при нарушении герметичности теплообменника должно быть ниже, чем давление воды в тепловоспринимающем контуре.
17. Система теплоснабжения должна включать дублер, работающий совместно с солнечной установкой при длительном отсутствии солнечной радиации, обеспечивающий 10%-ное покрытие тепловой нагрузки здания.

Таблица 8.12 Свойства антифризов, применяемых в солнечных системах теплоснабжения

Наименование	Хлористый натрий (23,1%-ный раствор)	Хлористый кальций (29,9%-ный раствор)	Пропиленгликоль (60%-ный раствор)	Этилен гликоль (60%-ный раствор)	Углекислый калий
Температура замерзания, °С	-21,2	-55,0	-52	-53	-57
Температура кипения, °С	106,0	110,0	107,5	105,0	113,0
Вязкость, 10^{-3} Па·с:					
при температуре 5 °С	2,6	5,15	-	6,38	-
при температуре 20 °С	-	-	-	-	7,65
при температуре -40 °С	7,75	35,3	-	28,45	-
Плотность, кг/м^3	-	-	-	1077	1483-1490
Теплоемкость кДж/(м^3·°С):					
при температуре 5 °С	3900	3524	-	-	-
при температуре 20 °С	-	-	-	3340	3486
Коррозионная способность	Сильная	Средняя	Слабая	Слабая	Сильная
Токсичность	Нет	Средняя	Нет	Слабая	Нет

Примечание. Теплоносители на основе углекислого калия имеют следующие составы (массовая доля):

	Рецептура 1	Рецептура 2
Калий углекислый, 1,5-водный	51,6	42,9
Натрий фосфорнокислый 12-водный	4,3	3,57
Натрий кремнекислый, 9-водный	2,6	2,16
Натрий тетраборнокислый, 10-водный	2,0	1,66
Флуоресцоин	0,01	0,01
Вода	До 100	До 100

Наиболее типичная ***фотоэлектрическая СЭУ*** состоит из 4-х основных компонентов (рис.8.13): солнечной панели 1 (светоприемника); контроллера заряда 2; инвертора 3 и аккумулятора 4.

Рис.8.13. Основные элементы фотоэлектрической СЭУ

Солнечные панели или еще их называют солнечными батареями – это ключевой компонент установки. Основная задача солнечных панелей – преобразование солнечной энергии в электрическую.

Солнечная панель состоит из ячеек кристаллического кремния, которые называют солнечными элементами. Количеством таких солнечных элементов определяется номинальная мощность солнечной панели. Так, солнечные панели бывают мощностью 100, 150, 200, 250, 300 Вт. Есть и другие номиналы, но это - самые популярные.

Выработка электроэнергии солнечной панелью зависит от внешних факторов. Заявленную номинальную мощность панель может обеспечить только в идеальных условиях, когда солнечные лучи падают на поверхность солнечной панели под прямым углом. Также выработка электроэнергии зависит от интенсивности солнечного излучения. В России пик интенсивности солнечного излучения приходится на июнь-июль. При неблагоприятных погодных условиях, например, облачность, дождь или просто пасмурная погода, выработка электроэнергии снижается. Меньше солнца – меньше выработка.

Солнечные фотоэлектрические установки с использованием наногетероструктурных преобразователей предназначены для выработки электроэнергии за счет фотоэлектрического преобразования прямого солнечного излучения. Такие установки (рис.8.14) состоят из набора концентраторных фотоэлектрических модулей, расположенных ступенчатым образом на электронно-механической системе слежения за Солнцем, снабженной датчиком положения Солнца.

Рис. 8.14. Солнечная фотоэлектрическая установка с системой слежения за Солнцем

Отдельный концентраторный фотоэлектрический модуль, из которых собирается установка, состоит из фронтальной концентраторной панели, представляющей собой матрицу из линз Френеля, и тыльной электрогенерирующей платы, на которой в фокусах линз расположены фотоэлектрические преобразователи, прикрытые элементами вторичной концентрирующей оптики.

Таким образом, солнечная фотоэлектрическая установка в своем составе использует солнечные элементы нового поколения – каскадные фотоэлектрические преобразователи на основе наногетероструктур для фотоэлектрического преобразования концентрированного излучения с КПД до 37-45%.

Фотоэлектрические преобразователи изготавливаются из полупроводниковых (соединения А3В5) многослойных наногетероструктур с тремя-пятью каскадами фотоэлектрического преобразования, оптимизированными для эффективного преобразования различных участков солнечного спектра.

Наногетероструктуры фотопреобразователей формируются с помощью:

- газофазной эпитаксии из металлорганических соединений;
- фокусирующей системы – линзы Френеля и вторичная концентрирующая оптика (оптический КПД до 90%, кратность концентрирования до 1000 раз);
- высокоточных (+/- 0,1 угл.град) 2-х координатных систем слежения за Солнцем.

Модельный ряд солнечных фотоэлектрических установок представлен серией от 0,5 до 5 кВт. Данные установки могут быть снабжены инверторами, преобразующими постоянный ток в переменный, и системами накопления электроэнергии.

Расчет солнечных электрических установок (ССЭУ).

Расчет выработки электроэнергии солнечными электрическими установками (СЭУ) проводится по аналогии с ветроэнергетическими установками (ВЭУ) на основе ряда общедоступных показателей.

Расчетная мощность и выработка СЭУ мощностью 3 кВт приведена в таблице 8.13 (на примере г.Оренбурга).

Таблица 8.13 Расчет выработки электроэнергии СЭУ-3

Цена СБ, руб.	160000
Срок службы оборудования, лет	20
Средняя освещенность в регионе (Оренбург), Вт/м^2	700
Мощность СБ на средней освещенности, кВт	2,1
Расчет:	
Средней срок работы СБ в сутки, часов	8
Выработка СБ в год на средней освещенности, кВт-часов	6132
Выработка СБ за срок службы на сред. освещенности, кВт-часов	122640
Цена за кВт-час от ВЭУ, руб. (цена оборудования / выработка за срок службы)	1,3

Примечание: СБ – солнечная батарея.

Рекомендации по проектированию солнечных электрических установок.

При монтаже СЭУ необходимо обязательно учитывать 5 факторов, сочетанием которых, в конечном итоге определяется место и способ установки:

- необходимость отвода тепла;
- отсутствие или минимизация тени;
- обеспечение ориентации на Солнце;
- возможность наклона панелей;
- доступность для обслуживания.

Отвод тепла играет важную роль в поддержании работоспособности СЭУ. Между панелью и плоскостью установки обязательно нужно оставлять вентиляционный зазор, и чем он больше — тем лучше. Обычно при монтаже рамы или каркаса для крепления модулей между панелью и плоскостью оставляют 5−10 сантиметров. Максимальная вентиляция обеспечивается при установке на отдельной раме или штанге. Любая тень, падающая на батарею от деревьев или строений, «отключает» затененную ячейку, что ускоряет деградацию дорогих монокристаллических модулей и полностью прекращает выработку энергии в поликристаллических.

Обоснование целесообразности применения систем солнечных электрических установок.

Основными *преимуществами* использования солнечных энергоустановок является:

- наличие огромного запаса солнечной энергии, используемой для СЭУ;
- в процессе эксплуатации при выработке электроэнергии практически отсутствует негативное воздействие на окружающую среду (отсутствие

выбросов загрязняющих веществ, шума, вибрации, радиоактивного излучения;

- достаточно длительный срок эксплуатации (20-25 лет).

К основным *недостаткам* применения солнечных энергоустановок следует отнести:

- невозможность полноценного использования установок в пасмурную и дождливую погоду;
- относительно высокая стоимость СЭУ;
- генерирование электроэнергии возможно только в дневные часы (для темного времени суток необходимо приобретать аккумуляторы).

8.4. Низкопотенциальные энергоустановки

В отличие от «прямого» использования высокопотенциального тепла (гидротермальные ресурсы), использование ***низкопотенциального тепла*** Земли посредством тепловых насосов - это одно из наиболее динамично развивающихся направлений применения возобновляемых источников энергии и возможно практически повсеместно.

Большинство тепловых насосов, предназначенных для использования низкопотенциального тепла Земли или окружающего воздуха, оборудовано компрессорами с электрическим приводом.

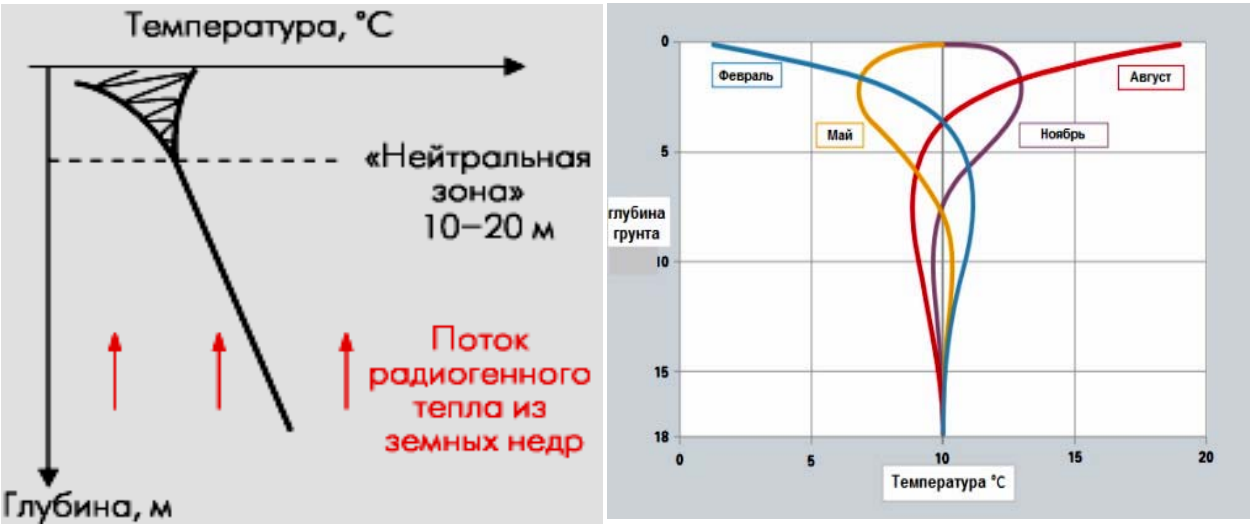
Низкопотенциальное тепло Земли может использоваться в различных типах зданий и сооружений многими способами: для отопления, горячего водоснабжения, кондиционирования (охлаждения) воздуха, обогрева дорожек в зимнее время года, для предотвращения обледенения, подогрева полей на открытых стадионах и т. п.

Наибольшее число таких систем используется в США. Значительная часть таких систем функционируют в Канаде и странах центральной и Северной Европы: Австрии, Германии, Швеции и Швейцарии. В России за последние десять лет построены лишь единичные объекты, наиболее интересные из которых представлены в Москве.

В качестве низкопотенциального источника тепловой энергии для испарителей тепловых насосов используется тепло подземных вод с относительно низкой температурой, тепло грунта поверхностных слоев (глубиной до 400 м) Земли, а также тепло удаляемого вентиляционного воздуха.

Теплосодержание грунтового массива в общем случае выше. Тепловой режим грунта поверхностных слоев земли формируется под действием двух основных факторов – падающей на поверхность солнечной радиации и

потоком радиогенного тепла из земных недр (рис. 8.15а). Сезонные и суточные изменения интенсивности солнечной радиации и температуры наружного воздуха вызывают колебания температуры верхних слоев грунта. Глубина проникновения суточных колебаний температуры наружного воздуха и интенсивности падающей солнечной радиации в зависимости от конкретных почвенно-климатических условий колеблется в пределах от нескольких десятков сантиметров до полутора метров. Глубина проникновения сезонных колебаний температуры наружного воздуха и интенсивности падающей солнечной радиации не превышает, как правило, 15–20 м (рис. 8.15б). Температурный режим слоев грунта, расположенных ниже этой глубины («нейтральной зоны»), формируется под воздействием тепловой энергии, поступающей из недр земли, и практически не зависит от сезонных, а, тем более, суточных изменений параметров наружного климата (рис.8.15а, 8.15б). С увеличением глубины температура грунта возрастает в соответствии с геотермическим градиентом (примерно 3°С на каждые 100 м). Величина потока радиогенного тепла, поступающего из земных недр, для разных местностей различается. Для Центральной Европы эта величина составляет 0,05–0,12 Вт/м^2.



а) б)

Рис.8.15. График изменения температуры грунта в зависимости от глубины (а) и от сезона года (б)

Вследствие сезонного изменения параметров наружного климата, а также под воздействием эксплуатационных нагрузок на систему теплосбора грунт, как правило, подвергается многократному замораживанию и оттаиванию. При этом, естественно, происходит изменение агрегатного состояния влаги, заключенной в порах грунта и находящейся, в общем случае, как в жидкой, так и в твердой и газообразной фазах одновременно.

Иначе говоря, грунтовый массив системы теплосбора, независимо от того, в каком состоянии он находится (в мерзлом или талом), представляет собой сложную трехфазную полидисперсную гетерогенную систему, «скелет» которой образован огромным количеством твердых частиц разнообразной формы и величины и может быть как жестким, так и подвижным, в зависимости от того, прочно ли связаны между собой частицы или же они отделены друг от друга веществом в подвижной фазе. Промежутки между твердыми частицами могут быть заполнены минерализованной влагой, газом, паром и льдом или тем и другим одновременно. Моделирование процессов тепломассопереноса, формирующих тепловой режим такой многокомпонентной системы, представляет собой чрезвычайно сложную задачу, поскольку требует учета и математического описания разнообразных механизмов их осуществления: теплопроводности в отдельной частице, теплопередачи от одной частицы к другой при их контакте, молекулярной теплопроводности в среде, заполняющей промежутки между частицами, конвекции пара и влаги, содержащихся в поровом пространстве, и многих других.

Низкопотенциальная установка горячего водоснабжения расположена, как правило, в подвале здания и включает в себя следующие основные элементы (рис.8.16): парокомпрессионную теплонасосную установку (ТНУ) 1; бак-аккумулятор 2 горячей воды; систему сбора 3 низкопотенциальной тепловой энергии грунта и низкопотенциального тепла удаляемого вентиляционного воздуха, включающие теплообменники; циркуляционные насосы 4 и контрольно-измерительную аппаратуру.

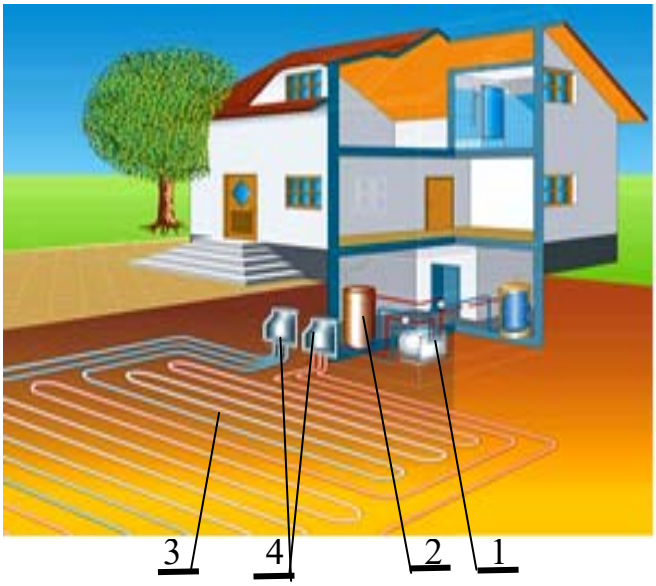


Рис.8.16. Низкопотенциальная установка горячего водоснабжения

Грунтовые теплообменники являются основным теплообменным элементом системы сбора низкопотенциального тепла грунта, связывают теплонасосное оборудование с грунтовым массивом и расположены снаружи по периметру здания. Кроме «извлечения» тепла Земли грунтовые теплообменники могут использоваться и для накопления тепла (или холода) в грунтовом массиве. Поскольку режим работы тепловых насосов, использующих тепло земли и тепло удаляемого воздуха, постоянный, а потребление горячей воды переменное, система горячего водоснабжения оборудована баками-аккумуляторами.

В общем случае можно выделить два вида систем использования низкопотенциальной тепловой энергии Земли:

- *открытые системы:* в качестве источника низкопотенциальной тепловой энергии используются грунтовые воды, подводимые непосредственно к тепловым насосам;
- *замкнутые системы:* теплообменники расположены в грунтовом массиве, при циркуляции по ним теплоносителя с пониженной относительно грунта температурой происходит «отбор» тепловой энергии от грунта и перенос ее к испарителю теплового насоса (или, при использовании теплоносителя с повышенной относительно грунта температурой, его охлаждение).

Основная часть открытых систем – скважины, позволяющие извлекать грунтовые воды из водоносных слоев грунта и возвращать воду обратно в те же водоносные слои. Обычно для этого устраиваются парные скважины: нагнетательную и эксплуатационную (рис. 8.17).

Рис. 8.17. Схема открытой вертикальной системы использования низкопотенциальной тепловой энергии грунтовых вод

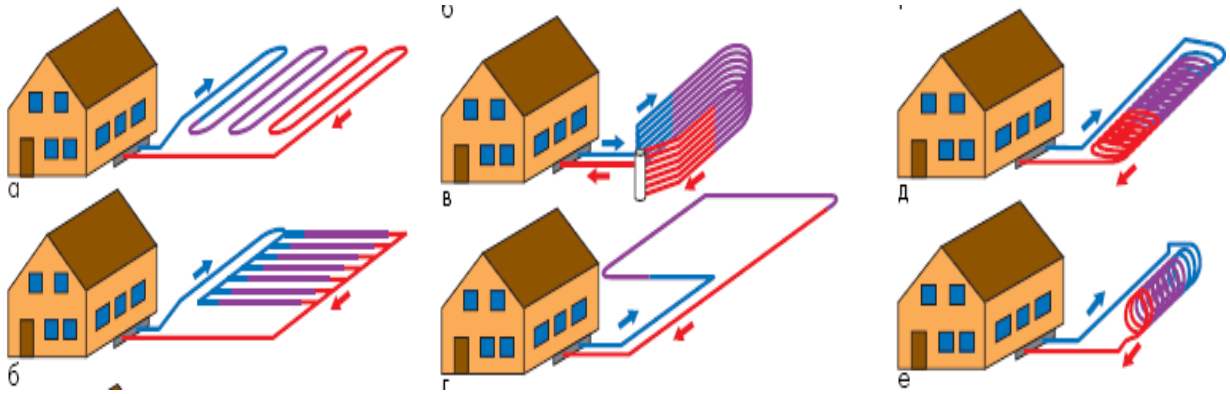
Достоинством открытых систем является возможность получения большого количества тепловой энергии при относительно низких затратах. Однако скважины требуют обслуживания. Кроме этого, использование таких систем возможно не во всех местностях. Главные требования к грунту и грунтовым водам таковы:

- достаточная водопроницаемость грунта, позволяющая пополняться запасам воды;
- благоприятный химический состав грунтовых вод (например, низкое железосодержание), позволяющий избежать проблем, связанных с образованием отложение на стенках труб и коррозией.

Открытые системы чаще используются для тепло- или холодоснабжения крупных зданий.

Замкнутые системы, в свою очередь, делятся на *горизонтальные* и *вертикальные*.

Горизонтальный грунтовой теплообменник устраивается, как правило, рядом с домом на небольшой глубине (но ниже уровня промерзания грунта в зимнее время). Использование горизонтальных грунтовых теплообменников ограничено размерами имеющейся площадки. Горизонтальные грунтовые теплообменники обычно представляют собой отдельные трубы, положенные относительно плотно и соединенные между собой последовательно или параллельно (рис.8.18а и 8.18б). Для экономии площади участка были разработаны усовершенствованные типы теплообменников, например, теплообменники в форме спирали, расположенной горизонтально или вертикально (рис 8.18д, 8.18е).



а – теплообменник из последовательно соединенных труб; б – теплообменник из параллельно соединенных труб; в – горизонтальный коллектор, уложенный в траншее; г – теплообменник в форме петли; д – теплообменник в форме спирали, расположенной горизонтально; е – теплообменник в форме спирали, расположенной вертикально

Рисунок 8.18. Виды горизонтальных грунтовых теплообменников

Если система с горизонтальными теплообменниками используется только для получения тепла, ее нормальное функционирование возможно только при условии достаточных теплопоступлений с поверхности земли за счет солнечной радиации. По этой причине поверхность выше теплообменников должна быть подвержена воздействию солнечных лучей.

Вертикальный грунтовый теплообменник позволяет использовать низкопотенциальную тепловую энергию грунтового массива, лежащего ниже «нейтральной зоны» (10–20 м от уровня земли). Системы с вертикальными грунтовыми теплообменниками не требуют участков большой площади и не зависят от интенсивности солнечной радиации, падающей на поверхность. Вертикальные грунтовые теплообменники эффективно работают практически во всех видах геологических сред, за исключением грунтов с низкой теплопроводностью, например, сухого песка или сухого гравия. Системы с вертикальными грунтовыми теплообменниками получили очень широкое распространение (рис.8.19).

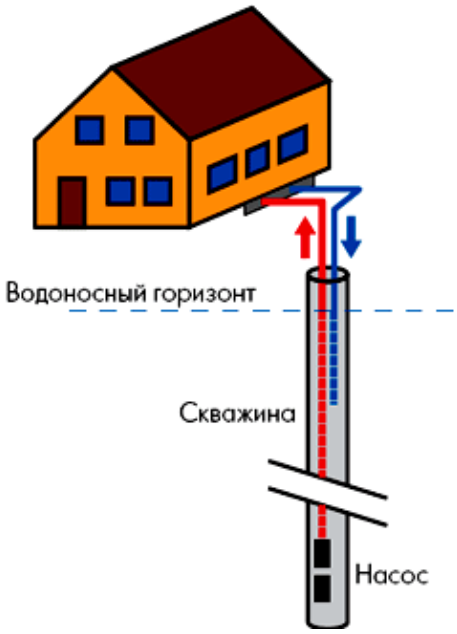
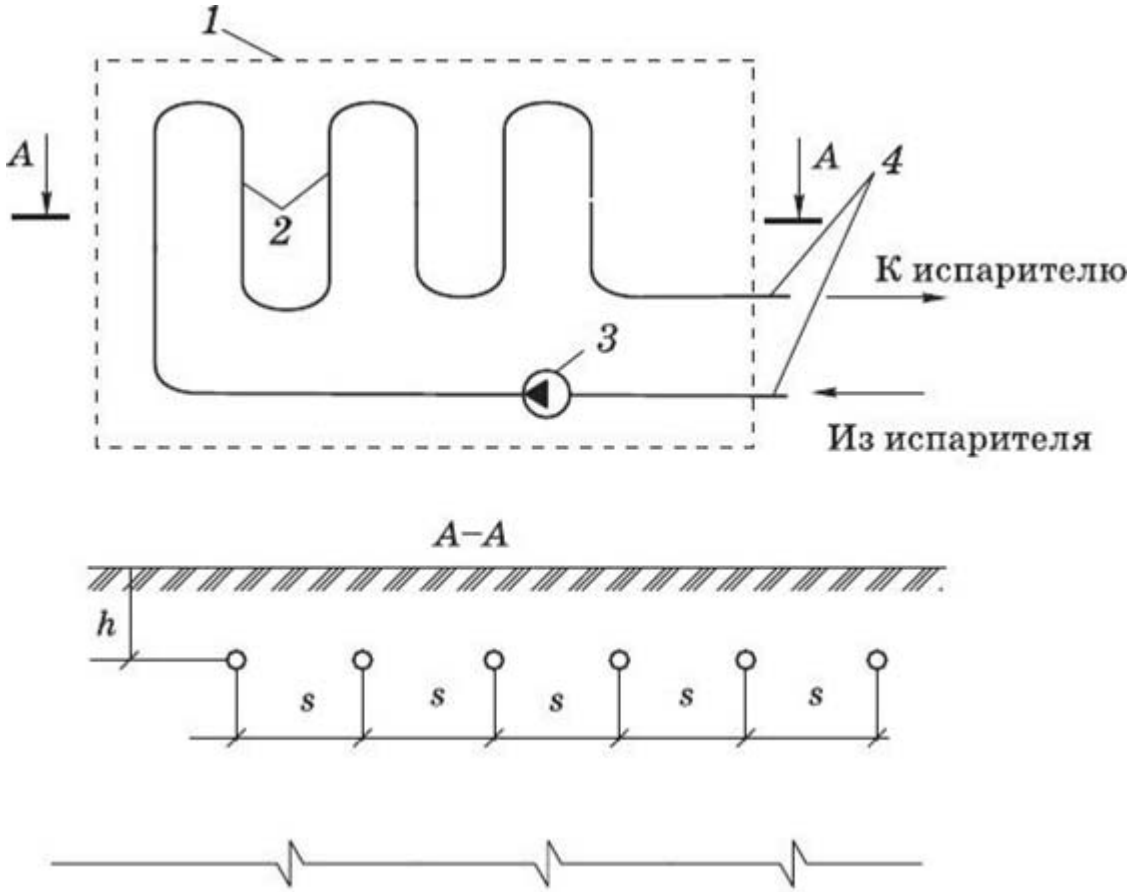


Рис.8.19. Вертикальный грунтовый теплообменник

Обычно скважины такого типа используются и для снабжения здания питьевой водой. Однако такая система может работать эффективно только в почвах, которые обеспечивают постоянную подпитку скважины водой, что предотвращает ее замерзание. Если водоносный горизонт залегает слишком глубоко, для нормального функционирования системы потребуется мощный насос, требующий повышенных затрат энергии. Большая глубина скважины обусловливает достаточно высокую стоимость подобных систем, поэтому они не используются для тепло- и холодоснабжения небольших зданий.

Расчет низкопотенциальных энергетических установок (НЭУ).

Для сбора низкопотенциальной теплоты грунта следует выбрать участок теплосбора для заложения труб грунтового теплообменника (рис. 8.20).



1 - граница участка теплосбора; 2 - регистр труб грунтового теплообменника; 3 - циркуляционный насос; 4 - соединительный участок теплотрассы

Рис. 8.20. Система сбора низкопотенциальной теплоты грунта

Регистр труб грунтового теплообменника изготавливается из стальных или пластмассовых груб диаметром 30...50 мм. Глубина заложения регистра труб грунтового теплообменника (h) и шаг между трубами (s) выбираются в пределах 1...2 м (в зависимости от почвенно-климатических условий), а общая требуемая длина труб грунтового теплообменника определяется по формуле:

$$L_{\text{тр}} = Q_{\text{т}} / (q_{\text{у.т}}\, s), \text{ м}, \qquad (8.50)$$

где Q_T - необходимая мощность системы теплоснабжения, кВт; $q_{\text{у.т}}$ — удельный теплосъем с единицы площади участка теплосбора, Вт/м^2; s — шаг между трубами, м.

Для технического проектирования $q_{у.т}$= 10; 20; 25 Вт/м^2. Шаг труб выбирается из условия исключения взаимного теплового влияния соседних труб. Длина труб, зарытых на глубину промерзания, составляет 200...800 м (в зависимости от мощности выбранного теплового насоса).

Снимаемая мощность контуров грунтового теплообменника теплового насоса вычисляется относительно мощности и коэффициента преобразования (COP) выбранного теплового насоса по формуле:

$$P_e = P_н \cdot (1 - 1/\text{COP}), \text{ кВт}, \qquad (8.51)$$

где: $P_н$ - номинальная мощность теплового насоса, кВт; COP - коэффициент преобразования энергии.

Расчет выполняют для одного из режимов согласно стандарту EN 14511 (обычно принимают точку B0/W35, где 0°C - температура теплоносителя на входе в испаритель, 35°C - температура подачи теплоносителя в систему отопления).

Общую требуемую длину труб грунтового теплообменника определяют либо по формуле (8.50), либо по формуле, связывающей снимаемую мощность системы теплоснабжения P_e и мощность, снимаемую с одного метра трубы теплообменника q:

$$L = P_e/q, \text{ м}, \qquad (8.52)$$

где: q - мощность, снимаемая с одного метра трубы теплообменника (принимают равным 20 Вт/м как среднее значение для горизонтальных коллекторов), Вт/м.

Чтобы определить суммарную площадь, которую будет занимать горизонтальный грунтовый теплообменник, необходимо общую требуемую длину труб L умножить на величину шага укладки труб s :

$$F_\Sigma = L \cdot s, \text{ м}^2. \qquad (8.53)$$

Расчет длины вертикального грунтового теплообменника производится аналогично горизонтальному. Однако необходимо учитывать, что удельный теплосъем с вертикального теплообменника выше, чем у горизонтального и принимается в среднем 50 Вт/м. Но реальное значение может сильно отличаться, и зависит от влажности породы и наличия грунтовых вод.

При использовании нескольких зондов необходимо бурить скважины на максимально возможном отдалении друг от друга (не менее 6 м). Для более эффективной работы рекомендуется бурить меньшее количество скважин.

При оценке эффективности системы сбора низкопотенциальной теплоты грунта и теплонасосной системы теплохладоснабжения в целом должно быть учтено падение температуры грунта в процессе отбора из него теплоты. В этом случае реальный коэффициент преобразования теплоты $\varphi_д$ определяется по формуле:

$$\varphi_д = \eta_т \frac{T_2}{T_2 - (T_г - \Delta t - \Delta T_\tau)}, \qquad (8.54)$$

где $\eta_т$ - коэффициент эффективности оборудования теплового насоса, учитывающий необратимые потери при сжатии рабочего агента в компрессоре и при расширении в детандере (на стадии технического проектирования $\eta_т$ = 0,7...0,8; при рабочем проектировании значение $\eta_т$ должно быть уточнено по паспортным данным используемого теплового насоса); T_2 - температура конденсации паров рабочего тела в конденсаторе теплового насоса; $T_Г$ - среднеинтегральная за отопительный период температура слоя грунта на глубине заложения регистра труб грунтового теплообменника при отсутствии отбора теплоты из грунта, К; Δt - температурный напор между теплоносителем системы сбора низкопотенциальной теплоты грунта и рабочим телом в испарителе теплового насоса, К; ΔT_τ - падение температуры грунта за $\boldsymbol{\tau}$ лет эксплуатации теплонасосной системы теплохладоснабжения, К.

Температура кипения рабочего тела T выбирается из условия обеспечения в испарителе теплового насоса достаточного температурного напора и должна быть на 5 °С ниже температуры теплоносителя на выходе из системы сбора низкопотенциальной теплоты грунта.

Падение температуры слоя грунта ΔT_τ на глубине заложения регистра груб грунтового теплообменника за время эксплуатации теплонасосной системы теплохладоснабжения определяется по справочным данным.

Оценку эффективности системы сбора низкопотенциальной теплоты следует выполнять по температурному режиму грунта, устанавливающемуся на пятый год эксплуатации, так как к этому времени температурный режим его близок к годовому - периодическому.

Рекомендации по проектированию низкопотенциальных энергетических установок (НЭУ).

В качестве теплоносителя грунтового теплообменника следует применять деаэрированную воду или нетоксичный антифриз.

Номенклатурный ряд тепловых насосов для коттеджей: 6, 8, 10, 12, 15, 17, 22, 30, 40, 60 кВт.

Монтаж горизонтального теплообменника самый простой и не требует значительных денежных затрат. Недостатком является большая занимаемая площадь, на которой не должно быть впоследствии строений и деревьев.

Раскладка такого теплообменника осуществляется на глубине ниже уровня промерзания грунта, обычно от 1 до 3 м в зависимости от географической местности и типа грунта. Примеры прокладки горизонтальных теплообменников приведены на рис.8.21.

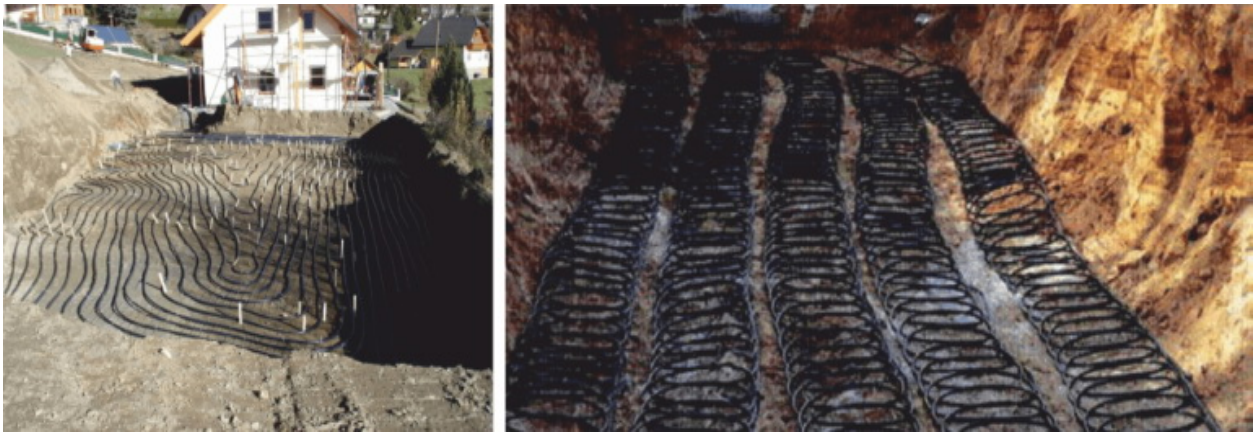


Рис.8.21. Примеры прокладки горизонтальных теплообменников

Съем тепла с каждого метра грунтового коллектора зависит от таких факторов как: глубина укладки, тип и влажность грунта, затенение площадки под теплообменник и т.д. В среднем значение составляет 20 Вт/м. Для более подробных расчетов следует обратиться к специалистам за детальным геологическим анализом почвы.

Шаг укладки труб не должен быть меньше 0,7 м для эффективной работы коллектора. Рекомендуется использовать контур общей длиной не более 150 м из-за большого гидравлического сопротивления. При применении нескольких контуров необходимо стремиться к тому, чтобы каждый из них был примерно одинаковой длины.

Монтаж вертикального теплообменника более сложный и основан на учете того, что температура грунта глубже 20 метров стабильна на протяжении всего года и равна 8-10°С, она поддерживается благодаря

геотермальной энергии недр Земли. Для получения этой энергии используют именно вертикальные грунтовые теплообменники называемые «Зондами», которые погружают в скважины глубиной 20-300 м и диаметром 120-200 мм. При этом обычно используют пластиковую трубу диаметром от 32 мм. В одну скважину помещают одну или две петли зонда и пространство между грунтом и трубой заполняют бентонитом или другим раствором с высокой теплопроводностью.

Тепло недр земли хоть и является возобновляемым источником энергии, все же тепловая регенерация (восполнение) происходит не так быстро, как мы расходуем теплоту грунта. Поэтому ***все данные по теплосъему приведены с учетом 1800 часов работы теплового насоса в год***. Согласно исследованиям, в первые 2-3 года температура грунта вокруг теплообменников резко снижается, однако с каждым годом темп понижения температуры снижается. Все это приводит к снижению эффективности теплового насоса.

Если же использовать тепловой насос более 1800 часов в году, то существует риск промерзания некоторых участков грунта вокруг скважины. Это может привести к проседанию слоев грунта и разрушению труб теплообменника или к более опасным последствиям для микроклимата грунта и строений вблизи скважины. Для лучшей регенерации почвы рекомендуется в летний период подавать дополнительное тепло в зонд, например от солнечных коллекторов или использовать тепловой насос для охлаждения, тем самым, подогревая грунт вокруг зонда.

Обоснование целесообразности применения низкопотенциальных энергетических установок (НЭУ).

К *преимуществам* применения низкопотенциальных энергоустановок следует отнести:

- широкий спектр применения (автономный обогрев и горячее водоснабжение жилых, офисных и производственных помещений; теплоснабжение и горячее водоснабжение индивидуального жилья (коттеджи, дома, дачи);
- возможность не только нагрева, но и охлаждения, а также поддержания постоянной температуры воды в технологических целях: на заводах, производствах и т.д.);
- высокую эффективность и снижение потребления электроэнергии;
- практическое отсутствие негативного воздействия на окружающую среду.

К основным *недостаткам* применения низкопотенциальных энергоустановок следует отнести:

- потерю тепловой энергии в процессе ее транспортировки;
- относительно высокую стоимость.

8.5. Биогазовые энергоустановки

Биогаз - продукт, получаемый в результате разложения органических веществ (например, навоза). Когда происходит процесс брожения (гниения), выделяются газы. Их нерационально «пускать на самотек»: их можно собрать, а потом понемногу расходовать на собственные нужды. То оборудование, в котором этот естественный процесс осуществляется, и называют «***биогазовой установкой***» (рис.8.22).

Рис.8.22. Основные технологические узлы биогазовой установки по производству природного газа (до 1000 м^3/сут)

Образование биогаза происходит, благодаря жизнедеятельности разнообразных бактерий, присутствующих в органических отходах. Чтобы

их работа была максимально эффективной, микроорганизмам необходимо обеспечить идеальные «условия труда» - определенную температуру и влажность. Их гарантирует создание биогазовой установки. Это оборудование включает комплекс устройств, главное из них - ***биореактор***. В нем происходит разложение массы, оно сопровождается газообразованием.

Методы получения биогаза.

Их существует три. Отличаются режимы температурой, которая напрямую влияет на качество и количество конечного продукта.

Психрофильный (не «психофильный»). Психрофилы или криофилы — бактерии, которые могут размножаться только при относительно низкой температуре. Она в биогазовой установке в этом случае минимальна — от 5 до 25°. Условия эти неблагоприятны: разложение происходит медленными темпами, газа образуется мало, а сам он получается довольно низкого качества.

Мезофильный. При этом режиме температура в камере значительно выше: она составляет от 25 до 45°. Эти условия идеальны для размножения мезофильных бактерий, предпочитающих умеренную температуру: ни жаркую, ни холодную. Процесс переработки отнимает гораздо меньше времени (10-20 дней), а количество газа увеличивается.

Термофильный. Бактерии, любящие высокую температуру, активно размножаются при 45-50° или выше. В этом случае производство занимает всего 3-5 дней, а выход газа максимальный. Если создать микроорганизмам идеальные условия, то 1 кг навоза сможет превратиться в 4,5 литра биогаза. Процесс активного газообразования при термофильном методе начинается спустя 12 дней. Но даже незначительные перепады температуры (снижение на 2°) приводят к уменьшенному выходу газа. При психрофильном способе скорость переработки небольшая: образование большого количества биогаза начинается спустя 30-80 дней. Чтобы создать такую биогазовую установку, необходима качественная теплоизоляция комплекса, постоянный подогрев и приборы для контроля температуры. Оборудование обеспечит самый большой выход газообразного продукта, однако небольшой минус у термофильного метода есть: это - невозможность добавлять отходы, если переработка уже началась.

Если биологического газа получается слишком много, то его хранят в ***газгольдерах***, чтобы использовать по мере необходимости. Другая возможность - продажа топлива. Побочным продуктом такого производства является безопасное, эффективное удобрение - перебродившие остатки. Ими

хозяева пользуются для удобрения своих участков, или, если его количество слишком большое, продают.

Устройство биогазовых установок.

Простейшая установка для получения биогаза включает (рис.8.23) следующие основные технологические элементы: водогрейный котел 1 в комплекте с теплообменником, обеспечивающие требуемую температуру в зоне брожения отходов; бункер 2 загрузки отходов в зону брожения; перемешивающее устройство 3, обеспечивающее равномерный процесс брожения по всему объему зоны брожения; реактор 4, ограничивающий зону брожения; водяной затвор 5, изолирующий зону брожения в реакторе 4 от внешней среды; газоотвод 6, обеспечивающий удаление производимого газа к потребителям и на собственные нужды (к котлу 1); разгрузочный бункер 7, предназначенный для периодического удаления сброженного осадка (биоудобрений) из реактора 4; хранилище 8 для биоудобрений; выгрузочная труба 9.

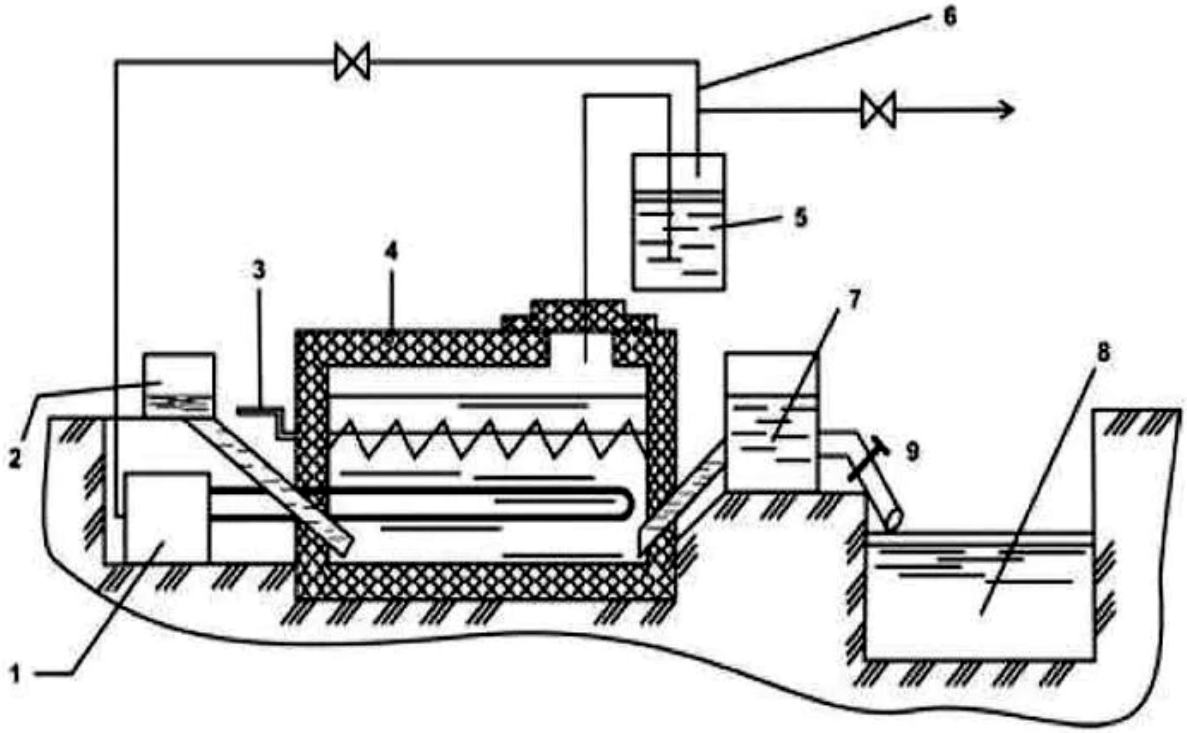


Рис.8.23. Устройство простейшей установки для получения биогаза

Современные биогазовые энергетические установки (БГЭУ) практически представляют собой крупные станции и позволяют не только получать биогаз и отправлять его потребителям, но также производить тепловую и электрическую энергии (рис.8.24).

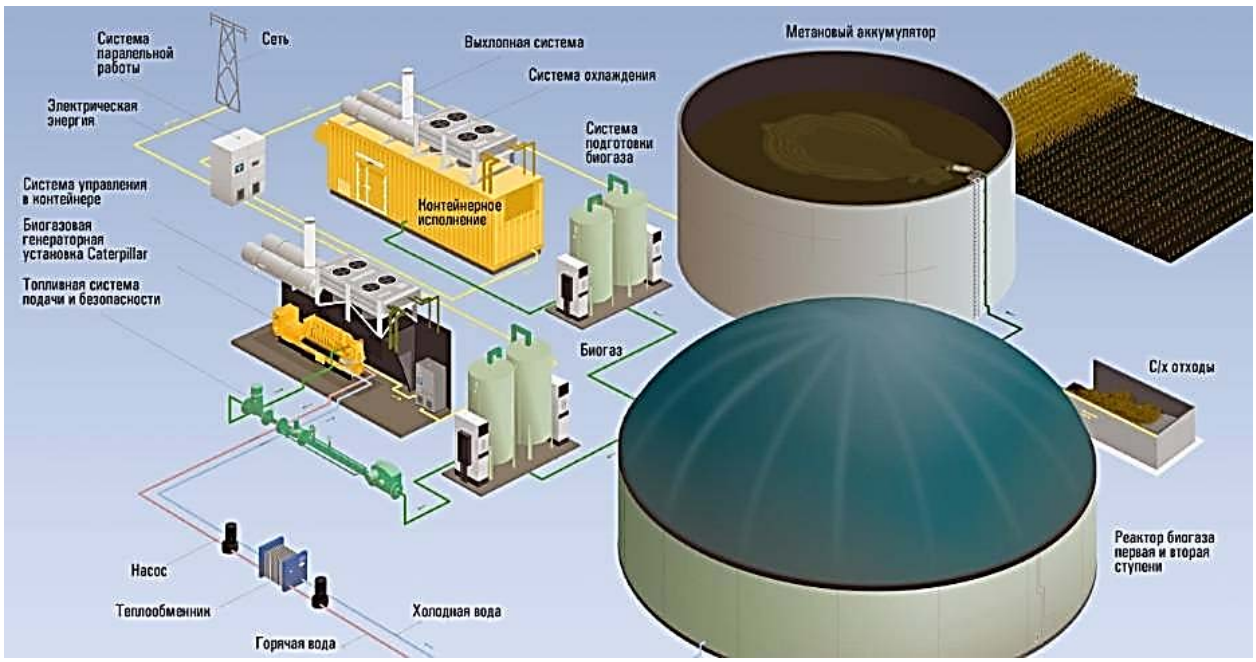


Рис.8.23. Схема биогазовой тепло- электростанции (ТЭС)

Принцип работы биогазовой установки.

Проектирование биогазовых установок - процесс, который требует предварительного изучения их работы. Поэтому сначала нужно познакомиться с возможными режимами работы биологического оборудования.

Как уже было сказано, биогаз получают, благодаря воздействию на органические отходы различных бактерий: гидролизных, кислото- или метанобразующих. Конечный продукт - биогаз, в котором присутствуют метан, углекислый газ и разные примеси (азот, аммиак, сероводород и т.д.).

Работает биогазовая установка следующим образом.

В накопительные емкости помещают различные органические отходы: продукты жизнедеятельности домашнего скота и птицы, пищевые отходы, отходы растениеводства, лесопереработки.

Крупное сырье сначала измельчают, а затем жидкие (их перекачивают насосами) и твердые продукты (перемещают транспортерами) попадают в переходную емкость, где их перед дальнейшим использованием дополнительно нагревают.

Полностью подготовленная биомасса поступает в главную емкость - в биореактор, который должен быть абсолютно герметичным, кислотостойким, надежным, что даст возможность получить качественный продукт - биогаз. В биореакторе, оборудованном устройствами для подогрева и перемешивания, биомасса начинает бродить и разлагаться. Оптимальной считается

температура 40°С. Через некоторое время в бункере начинают скапливаться газ и образовываться удобрения.

Готовый биогаз поступает в отдельно стоящий или выполненный в одном корпусе с реактором газгольдер, из которого он, благодаря создаваемому давлению, поступает в систему очистки, а после нее - к потребителю.

Готовые биоудобрения направляют в разгрузочный бункер, затем - в сепаратор для разделения на твердые и жидкие продукты, которые поступают в накопители (хранилища). Был проведен ряд исследований, доказавших, что перебродившие таким (анаэробным, без доступа воздуха) способом удобрения значительно эффективнее других видов, обеспечивая повышение урожайности на 20-30%.

Расчет и проектирование биогазовых энергетических установок (БЭУ).

Расчет биогазовой установки - важнейший элемент проектирования и всегда предваряет выбор технологии и тем более конструктивного исполнения оборудования.

В качестве основных задач требуется определить:

- способ загрузки субстрата;
- тип процесса брожения (термофильный, либо мезофильный);
- длительность брожения;
- технологию организации сбора биогаза;
- технологию заполнения метантенка;
- технологию организации теплоснабжения метантенка;
- способ удаления шлама (биоудобрений).

При этом необходимо произвести расчеты:

- суточного объема биомассы, предназначенной для сбраживания;
- суточного объема биомассы, включающей примеси;
- содержания сухого вещества в биомассе;
- содержания сухих органических веществ в биомассе;
- теоретического выхода биогаза при условии полного разложения субстрата;
- теоретического выхода биогаза при неполном сбраживании;
- проектируемого объема метантенка, рассчитанного на полную загрузку;
- количества теплоты, требуемой для нагрева ежесуточно загружаемой биомассы до необходимой температуры брожения;
- тепловых потерь биогазовой станции;
- необходимого количества энергии для перемешивания биомассы;
- суточной выработки биогазовым оборудованием полезной энергии;

- экономии условного топлива за счет выработанного биогаза.

Следует помнить, что в процессе проектирования биогазовых установок применяются эмпирические данные, полученные в лабораторных условиях. Подобная информация подвергается обработке и группировке в специальные таблицы параметров технологических процессов. Но значение погрешности в таблицах может достигать 50%. Поэтому спрогнозировать суточные показатели объемов и состава получаемого биогаза для проектируемого оборудования можно лишь с невысокой точностью. Наращивание точности расчета требует проведения собственных экспериментов. Тем не менее, даже самые примитивные расчеты позволят оценить приблизительные параметры выхода биогаза.

В процессе проектирования ключевое значение имеет определение оптимального объема биомассы, загружаемой для переработки. При меньших объемах органического материала нарушается равновесие системы, при увеличенных загрузках наблюдается переокисление биологической массы, что обусловливает замедление выделения биогаза.

Расчет выполняют следующим образом (на примере навоза в качестве биомассы).

1. Определяют суточный объем биомассы, которая предназначается для сбраживания:

$$M_{сут} = \sum_{i=1}^{n} K_i \cdot m_i \text{ , кг/сут ,} \qquad (8.55)$$

где n - численность животных; m_i - ежесуточный объем навоза от каждого животного K_i.

В результате анализа компонентного состава навоза, установлено, что в нем содержится: около 25-83% воды, 13-17% подстилки, 7-11% корма, до 17% грунтовой массы и иных примесей. Наличие этих компонентов оказывает воздействие на объемы сухих органических компонентов в субстрате, кроме того, объем воды определяет влажность биомассы. Для определения содержимого сухих компонентов, а также параметров влажности используют специальные таблицы и поправочные коэффициенты.

2. Определяют суточный объем биомассы, включающей примеси:

$$M_{сут\ общ} = k_n \cdot M_{сут} \text{ , кг/сут ,} \qquad (8.56)$$

где: k_n - значение поправочного коэффициента (изменяется в диапазоне 1,3-1,6); $M_{сут.}$ - ежесуточный объем навоза от всех животных, определяемый по формуле (8.55), кг/сут.

3. Определяют содержание сухого вещества в биомассе:

$$M_{св} = M_{сут\ общ}(1 - \varphi_{отн}/100),\ \text{кг/сут}\ , \qquad (8.57)$$

где: $\varphi_{отн}$ – относительная влажность биомассы,%.

4. Определяют содержание сухих органических веществ в биомассе:

$$M_{сов} = M_{св} \cdot (R_{сов}/100),\ \text{кг/сут}\ , \qquad (8.58)$$

где: $R_{сов}$ - доля сухих органических веществ в биомассе, %; $M_{св}$ - содержание сухого вещества в биомассе, определяемое по формуле (8.57), кг/сут.

Для получения более достоверных параметров содержания сухих органических веществ в биомассе требуется получить пробы сырья и выполнить анализы в лабораторных условиях.

5. Определяют теоретический выход биогаза при условии полного разложения субстрата:

$$Б_{тп} = M_{сов} \cdot R_{сов},\ \text{кг/сут}\ , \qquad (8.59)$$

где: $R_{сов}$ - доля сухих органических веществ в биомассе, %; $M_{сов}$- содержание сухих органических веществ в биомассе, определяемое по формуле (8.58), кг/сут.

6. Определяют теоретический выход биогаза при неполном сбраживании:

$$Б_{тн} = Б_{тп} \cdot (F/100),\ \text{кг/сут}\ , \qquad (8.60)$$

где: F - уровень сбраживания биомассы, принимается равным в диапазоне 60-70%; $Б_{тп}$ - теоретический выход биогаза при условии полного разложения субстрата, определяемый по формуле (8.59), кг/сут.

7. Определяют проектируемый объем метантенка, рассчитанный на полную загрузку:

$$V_{пз} = M_{сут.общ}/(Ч_{сут} \cdot \rho_{био}),\ \text{м}^3\ , \qquad (8.61)$$

где: $M_{сут.общ}$ - суточный объем биомассы, включающей примеси, определяемый по формуле (8.56), кг/сут; $Ч_{сут}$ - количество ежесуточных загрузок биогазовой установки, шт.; $\rho_{био}$ - плотность биомассы, кг/м^3.

8. Определяют количество теплоты, требуемой для нагрева ежесуточно загружаемой биомассы до необходимой температуры брожения:

$$Q_т = M_{сут} \cdot c_{био} \cdot (t_б - t_{зс}), \text{ МДж/сут}, \quad (8.62)$$

где: $M_{сут}$ - суточный объем биомассы, предназначенной для сбраживания, определяемый по формуле (8.55), кг/сут; $c_{био}$ - средняя теплоемкость биомассы, принимают равной $4{,}18 \cdot 10^{-3}$ МДж/(кг·К); $t_б$ - температура брожения, зависящая от типов бродильных процессов: для мезофильного +32...+34°С, для термофильного +52...+54°С); $t_{зс}$ - температура загруженной биомассы, принимают равной либо температуре воздуха в помещении, либо температуре окружающей среды).

9. Определяют тепловые потери биогазовой установки:

$$Q_у = k \cdot S \cdot (t_б - t_о), \text{ Вт}, \quad (8.63)$$

где: k - коэффициент теплопередачи от биомассы окружающей среде, Вт/(м^2·К); S - площадь поверхности метантенка, м^2; $t_б$ - температура брожения, °С; $t_о$ - температура воздуха, °С.

10. Определяют необходимую энергию для перемешивания биомассы:

$$Q_п = H \cdot V_{пз} \cdot Y, \text{ Вт}, \quad (8.64)$$

где: H - значение удельной нагрузки на смешивающее устройство, принимают равным 50 Вт/м^3·ч; $V_{пз}$ - объем метантенка, определяемый по формуле (8.61), м^3; Y – интервал времени функционирования смешивающего устройства в течение суток, ч.

11. Суточная выработка биогазовым оборудованием полезной энергии,:

$$Q_б = Б_{тн} - Q_т - Q_у - Q_п, \text{ МДж/сут}, \quad (8.65)$$

где: $Б_{тн}$ - теоретический выход биогаза при неполном сбраживании, определяемый по формуле (8.60), МДж/сут; $Q_т$ – количество теплоты, требуемой для нагрева ежесуточно загружаемой биомассы до необходимой температуры брожения, определяемое по формуле (8.62), МДж/сут; $Q_у$ – тепловые потери биогазовой установки, определяемые по формуле (8.62),

МДж/сут; Q_n - необходимая энергия для перемешивания биомассы, определяемая по формуле (8.64), МДж/сут.

Обоснование экономической целесообразности применения солнечной системы теплоснабжения.

Принято считать, что биогазовые установки вырабатывают биогаз в течение 350 суток ежегодно, еще 15 суток отводится на их профилактическое обслуживание. Тогда экономию условного топлива за счет выработанного биогаза можно определить по формуле:

$$Э_{ут} = Q_б \cdot 350/29,3 \text{ , МДж ,} \qquad (8.66)$$

где: $Q_б$ – суточная выработка биогазовым оборудованием полезной энергии, МДж/сут.

В таблице 8.14 приведены капитальные и эксплуатационные расходы, а также затраты на техническое обслуживание наиболее распространенных моделей биогазовых установок мезофильного и термофильного типа.

Таблица 8.14 Экономические показатели биогазовых установок мезофильного и термофильного типа (по состоянию на 01.01.2021 г.)

Параметры	БГУ мезофильного типа (стадо из 4 коров)	БГУ термофильного типа (стадо из 5 коров)
Объем метантенка, м^3	6	6
Капитальные затраты на 1 м^3, руб.	9 600	33 000
Общие капитальные затраты, USD	57 600	198 000
Затраты на обслуживание и эксплуатацию в год, USD	700	4 000
Удельная ежесуточная выработка биогаза, м^3/сут	0,55	6,00
Суточная выработка биогаза, м^3	3,3	36
Годовая выработка биогаза, м^3	1155	12600
Теплотворная способность биогаза, МДж/м^3	22,5	22,5
Производительность установки, кВт	0,856	9,360
Ежесуточная выработка теплоэнергии, кВт-ч	20,3	226,0
Годовая выработка теплоэнергии, кВт-ч	7105	79100

Как видно из таблицы 8.14, капитальные затраты на строительство биогазовой установки термофильного типа почти в 4 раза выше, чем затраты на создание аналогичной установки мезофильного типа.

Затраты на обслуживание и эксплуатацию биогазовой установки термофильного типа почти в 6 раз выше, чем аналогичные затраты на установку мезофильного типа.

Однако годовая выработка теплоэнергии термофильных установок более чем в 10 раз превышает аналогичный показатель функционирования мезофильного оборудования.

8.6. Получение энергии из твердых коммунальных отходов.

Энергетическая утилизация отходов, или **энергия из отходов** - это процесс выработки электрической и тепловой энергии в результате сжигания твердых коммунальных отходов (ТКО), которые рассматриваются как источник энергии, пригодной для использования в различных сферах производства.

В качестве топлива используются ТКО, прошедшие предварительную сортировку. Эксплуатация заводов по производству электроэнергии из отходов экологически безопасна и экономически выгодна. Строительство и эксплуатацию таких предприятий часто рассматривают как элемент комплексной системы обращения с отходами, способный снизить экологические риски и уменьшить экологический ущерб, связанные с захоронением неперерабатываемых ТКО на полигонах. Современные заводы по переработке отходов в энергию значительно отличаются от мусоросжигательных установок, которые использовали несортированный мусор и крайне ограниченно вырабатывали электроэнергию.

Для производства энергии завод принимает те отходы, которые прошли сортировку и не могут использоваться в качестве вторичного сырья. Отходы взвешивают, они проходят радиационный контроль и ставятся на учет. После прохождения этих процедур отходы складируются в бункер. Если обнаруживается повышенная степень радиации привезенных отходов, мусоровоз отправляется на специально отведенную стоянку. Опасные отходы утилизируются отдельно. При больших размерах мусорных остатков производится их дробление. Из приемного бункера мусор перемещают в загрузочный с помощью грейферного крана. Затем отходы поступают в топку, где сжигаются.

Технология сжигания отходов под воздействием температур до 2000°С применяется в работе современных заводов по их переработке (рис.8.24).

Рис.8.24. Современный завод (теплоэнергетическая станция – ТЭС) по термической переработке ТКО

Технологическая схема современного завода по термической переработке ТКО представлена на рис.8.25.

Рис.8.25. Технологическая схема завода по термической переработке ТКО

Основные технологические этапы переработки и сжигания ТКО заключаются в следующем.

Тонны твердых коммунальных отходов подвергаются сжиганию на колосниковой решетке 8 парового котла 15, охлаждаемой воздушным потоком от дутьевого вентилятора 6. Температура в зоне горения может достигать 1260°С, хотя в среднем поддерживается около 900°С. Благодаря точно распределенной в топке котла подаче тепловой энергии отходы сжигаются равномерно без применения дополнительных источников топлива.

Технологически процесс работы завода по переработке и сжиганию ТКО практически не отличается от процесса работы котельной (тепловой станции) на традиционных видах твердого, жидкого и газообразного топлива. Отличия заключаются лишь в характеристиках топлива, представленного массой ТКО.

Из котла пар поступает в турбогенератор. Полученная энергия направляется в сеть и используется на нужды производства. Из турбогенератора пар попадает в конденсатор, где превращается в воду. Затем поступает обратно в котел.

В процессе работы с отходами при сжигании выделяются дымовые газы. Заводы по сжиганию ТКО оснащены современной системой очистки газов, которая состоит из трех этапов:

1.Образовавшийся газ поступает в реактор парового котла 15, где выдерживается в течение нескольких секунд при температуре около 850 градусов, а затем поступает в сорбер (первая ступень), что обеспечивает их очистку от диоксинов и нейтрализацию азотных оксидов за счет применения гашеной извести и активированного угля.

2.На втором этапе (вторая ступень) дымовые газы очищаются от крупнодисперсных твердых примесей последовательно в осадительной камере 18 и батарейном циклоне 19.

3.На третьем заключительном этапе (третья ступень) дымовые газы очищаются от тонкодисперсных твердых примесей (мельчайшие частицы золы, пыли и других) в тонковолокнистом синтетическом рукавном фильтре.

При сжигании от первоначального объема отходов остается лишь 10 %. После термической переработки ТКО остаются шлак и зола. Эти элементы относятся к повышенным классам опасности (пятому и третьему). Из шлака отбираются и направляются на переработку цветные и черные металлы, а сам шлак может применяться в дорожном строительстве. Летучая зола – опасное соединение, которое нужно перерабатывать и обезвреживать. Из нее можно

получить сырье, пригодное для производства современных строительных материалов (плитки, блоков, бордюров, цемента).

Основы расчета тепловых станций, работающих на низкотемпературном сжигании ТКО.

ТКО представляют собой многокомпонентную гетерогенную смесь материалов с различным элементным составом, удельной теплотой сгорания и минеральной частью, а также фракционным и гранулометрическим составом. Основные горючие компоненты этой смеси известны - это пищевые и бумажные отходы, пластик, текстиль, кожа, древесина. Однако, даже зная удельные весовые показатели этих компонентов в общей массе смеси, определить интегральные теплотехнические характеристики ТКО, используя принятый в теплотехнике метод расчета, очень сложно. Трудность заключается в том, что содержание влаги в каждом из перечисленных компонентов зависит от сезона, природных условий, места и метода сбора, культуры населения и т.д., изменяясь в достаточно широком диапазоне. Кроме того, смесь горючих видов отходов забалластирована камнями, металлом, стеклом и другими негорючими материалами.

Таким образом, отобранную представительную пробу ТКО предварительно путем просеивания через грохот с размером ячеек 50х50 мм разделяют на мелкую и крупную фракции. Последнюю сортируют по компонентным группам на бумагу, текстиль, пластмассу, металл, другие неорганические материалы и пищевые отходы. Определяют массовую долю K_n^r каждой из этих компонентных групп, включая долю мелкой фракции. Далее в лабораторных условиях измеряют влажность (W_m^r) и зольность на сухую массу (A_n^d) этих компонентных групп, а затем рассчитывают интегральные значения удельной теплоты сгорания (Q_i^r), влажности (W_i^r) и зольности (A^r) в целом для ТКО по формулам:

$$Q_i^r = \sum\left[K_n^r(1-W_m^r/100)(1-A_n^d/100)\cdot Q_{in}^{daf}\right] - 0{,}02442\cdot\sum\left(K_n^r\cdot W_m^r\right), \text{МДж/кг}; \quad (8.67)$$

$$W_t^r = \sum\left(K_n^r\cdot W_m^r\right), \%; \quad (8.68)$$

$$A^r = \frac{\sum\left[K_n^r A_n^d(100-W_m^r)\right]}{\sum\left[K_n^r(100-W_m^r)\right]}\cdot\left[1-\frac{\sum(K_n^r W_m^r)}{100}\right], \%, \quad (8.69)$$

где Q_{in}^{daf} - низшая теплота сгорания на сухую беззольную массу (принимают по таблице 8.15).

Таблица 8.15. Усредненные значения низшей удельной теплоты сгорания на сухую беззольную массу основных компонентных групп ТКО, МДж/кг

Бумага	Текстиль	Пластмасса	Пищевые отходы	Мелкие отходы (менее 50 мм)
16,9	22,6	27,4	18,2	20,1

Значения, приведенные в табл.8.15, получены путем лабораторного определения удельной теплоты сгорания для каждого вида отходов, входящего в состав компонентной группы, и последующего усреднения полученных величин для группы в целом.

При отсутствии данных о теплоте сгорания ТКО она может быть ориентировочно определена по формуле:

$$Q_{in}^{daf} = 4600 - 4A^{r} - 51,85W^{r}, \text{ кДж/кг (ккал/кг)}, \qquad (8.70)$$

где: Q_{in}^{daf} - низшая теплота сгорания ТКО, определенная на рабочую массу, кДж/кг (ккал/кг); A^{r} - зольность ТКО, %; W^{r} - влажность ТКО, %.

Усредненные морфологический состав и характеристики ТКО, образующихся в настоящее время в крупных городах центральной и южной территорий Российской Федерации, приведены в таблице 8.16, в которой для сравнения представлены обобщенные справочные данные и результаты, полученные за последние годы Академией коммунального хозяйства им. К.Д.Памфилова (АКХ).

Таблица 8.16. Морфологический состав ТКО крупных городов центральной и южной территорий РФ, %

Компоненты	Справочные данные, %	Результаты экспериментального определения по методике АКХ*, %
Бумажные отходы	40…45	19,7/18,67
Дерево	1…2	0,88/0,75
Пищевые отходы	26…30	18/7,84
Текстиль	4…5	4,26/4,26**
Кожа, резина	0,5…1	0,81/0,74
Металл	3,5…5,5	1,83/1,32
Стекло	2…3	16,82/14,29
Камни	0,5…1	0,98/0,93

Продолжение таблицы 8.16.

Пластмасса	5…6	14,21/12,68***
Кости	1…2	–
Прочее	1…3	12,1/6,69
Отсев (мелкая фракция)	5…7****	10,41****/0

Примечание:

* - в числителе – общее содержание, в знаменателе – отходы более 50 мм;

** - включая памперсы;

*** - суммарная с ПЭТФ;

**** - отсев < 15 мм.

Тепловая мощность установки, т.е. теплота, отведенная рабочей средой (водой и/или паром), и потери с уходящими газами, химической неполнотой сгорания и с теплом шлака определяются принятыми в теплоэнергетике методами.

Для оценки потерь тепла от механической неполноты сгорания Q_n (кДж/ч), принимая во внимание специфичные свойства образующихся золошлаковых остатков (см. гл.6), используют формулу:

$$Q_4 = B_{шл} \cdot \frac{100 - W^r_{шл}}{100}\left[19600\overline{m}_м(1 - A^d_м) + 32700\overline{m}_с(C_{шл,с} - 0{,}22C^{2/3}_{шл,с})\right] + 32700B_з C_{ун}, \text{кДж/ч}, \quad (8.71)$$

где: $B_{шл}$ и $B_з$ - расходы шлака и золы, кг/ч; $m_м$, $m_с$ - удельные массовые доли мягкой и силикатной частей шлака; A_m^d - зольность мягкой части, определяемая при исследованиях потерь при прокаливании, %; $C_{шл,с}$ и $C_{ун}$ - содержание горючих в силикатной части шлака и золе-уносе на сухую массу, определяемые термогравиметрическим методом; $W_{шл}^r$ - влажность шлака, %.

Потери тепла от наружного охлаждения Q_5, которые для установок, сжигающих ТКО, особенно небольшой производительности, могут достигать 10% и выше, определяют по формуле:

$$Q_5 = 3{,}6 \cdot q_{5,в}(S_в + 1{,}075S_г), \text{ кДж/ч}, \quad (8.72)$$

где $S_в$, $S_г$ – площади вертикальной и горизонтальной наружных поверхностей котла, м^2; $q_{5,в}$ – удельный тепловой поток через вертикальную наружную поверхность, Вт/м^2, вычисляемый по формуле:

$$q_{5,в} = 0{,}043(\lambda \mathrm{Pr}^{1/3} \Delta T^{4/3} / \nu^{2/3}) + 5{,}39 \cdot 10^{-8}(T^4_{ст} - (T_{ст} - \Delta T)^4),$$

где: λ - теплопроводность, Вт/(м·К); *Pr* - число Прандтля; *ν* - кинематическая вязкость, $м^2/с$.

Величины λ, Pr, *ν* определяют по значению температуры между температурой наружной поверхности котла ($T_{ст}$) и окружающего воздуха ($T_{окр}$).

Для вертикальных поверхностей нагрева котла с характерным линейным размером *L* больше 3 м и для горизонтальных поверхностей с L > 0,3 м величина q_5 в может определяться из рис.8.26 по температуре наружной поверхности ($T_{ст}$) и температурному перепаду (ΔT) между этой температурой и температурой окружающей среды ($T_{окр}$). Для вертикальных поверхностей характерным линейным размером является высота. Для горизонтальной плоской поверхности, обращенной вверх, характерный линейный размер равен отношению площади поверхности к периметру.

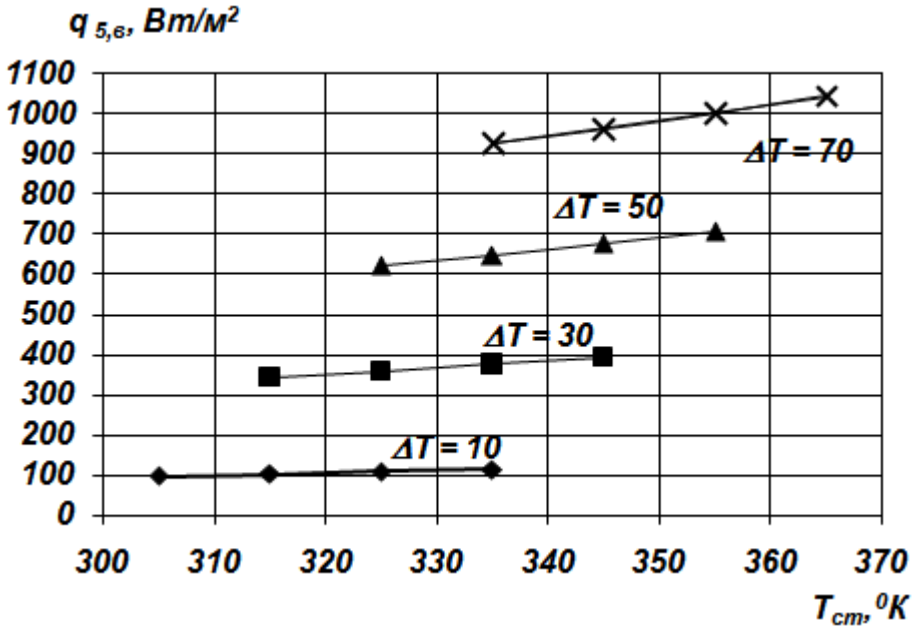


Рис.8.26. Удельные тепловые потери от наружного охлаждения вертикальных поверхностей нагрева с высотой более 3 м и *Pr* более 0,5

КПД котельного агрегата соответствует современным мировым показателям для таких установок и достигает 75%.

Анализ результатов газовых измерений показал, что выбранные в процессе наладочных испытаний режимы термической переработки ТКО позволяют обеспечить после дополнительной газоочистки экологически приемлемые выбросы загрязняющих веществ в атмосферу. Содержание остаточных горючих веществ, по которым судят о качестве процесса сжигания, соответствует требуемым нормативам. Таким образом, термическая утилизация отечественных ТКО с использованием технологии слоевого сжигания на механической колосниковой решетке происходит с

соблюдением всех современных мировых требований и нормативов, в том числе, установленных природоохранными и санитарными органами

Основы проектирования тепловых станций, работающих на термической переработке ТКО.

Площадка строительства должна размещаться, как правило, в промышленной зоне с организацией для предприятий этой зоны общих инженерных сооружений и коммуникаций, а также должна иметь санитарно-защитную зону 500 м.

Вблизи площадки должны находиться, как правило, такие потребители теплоты, которые могут использовать избытки теплоты, получаемой при сжигании ТКО круглогодично и круглосуточно. Местоположение площадки строительства должно также определяться схемой транспортирования ТКО (среднее плечо доставки ТКО должно быть минимальным при сравнении вариантов площадок, рассматриваемых при их выборе). Выбор площадки строительства производится на основании технико-экономического сопоставления конкурирующих вариантов, разрабатываемых с учетом вышеприведенных пунктов.

Площадка для строительства должна удовлетворять следующим условиям:

- грунты под площадку должны допускать строительство зданий и сооружений, а также установку тяжелого оборудования (котлов) без устройства дорогостоящих оснований;
- уровень грунтовых вод должен быть ниже заложения бункеров ТКО и шлака, подвалов зданий и подземных инженерных коммуникаций;
- поверхность площадки должна быть относительно ровной с уклоном, обеспечивающим поверхностный водоотвод;
- площадка не должна располагаться в местах залегания полезных ископаемых или в зоне обрушения выработок, на закарстованных или оползневых участках и участках, загрязненных радиоактивными отходами, а также в охранных зонах в соответствии с действующим законодательством;
- площадка не должна быть подвержена затоплению паводковыми водами.

Планировочные решения по размещению станции должны учитывать преобладающее направление ветра, а также существующую и перспективную жилую и промышленную застройки. Генеральный план станции разрабатывается в соответствии с действующими СНиП на генеральные планы промышленных предприятий с соблюдением соответствующих требований санитарных, противопожарных норм и других глав СНиП, регламентирующих расстояния между зданиями, сооружениями и

инженерными коммуникациями. При проектировании должны обеспечиваться единое архитектурное и композиционное решение всех зданий и сооружений, простота и выразительность фасадов и интерьеров, а также предусматриваться применение экономичных конструкций и отделочных материалов. При проектировании станции в сейсмических районах расчетную сейсмичность главного здания следует назначать в соответствии с расчетной сейсмичностью площадки строительства, остальных зданий и сооружений - в соответствии с указаниями СНиП.

Размещение зданий и сооружений на генеральном плане станции необходимо осуществлять с учетом расположения автомобильных дорог, выводов трасс и других коммуникаций по наиболее рациональной схеме в увязке с генеральной схемой развития района с учетом архитектурных требований и требований по зонированию территории. Выбор отметок главного здания и помещения разгрузки ТКО и целесообразность устройства эстакад для въезда автомашин на площадку разгрузочного помещения ТКО определяются на основании технико-экономического сравнения вариантов.

Въезд мусоровозов и других автомашин на территорию станции должен предусматриваться с малозагруженной (второстепенной) улицы, как правило, с правым поворотом автотранспорта. Автомобильные дороги на площадке следует запроектировать таким образом, чтобы полностью исключить пересечение встречных потоков мусоровозов, а также автомашин, вывозящих шлак и металл с территории станции и доставляющих на нее реагенты и при необходимости мазут. У главного въезда на станцию необходимо предусматривать площадки для стоянок общественного транспорта, а также личных автомобилей, мотоциклов. Размеры площадок определяются в зависимости от численности эксплуатационного персонала.

Размеры пролетов зданий и сооружений станции следует принимать кратными 6 м. При специальном обосновании допускается применение пролетов размерами, кратными 3 м. Размеры пролетов встроенных «этажерок» в помещении котельной главного здания допускается принимать кратными 1,5 м. Шаг колонн следует принимать 6 и 12 м. Высота встроенных антресолей или площадок для установки и обслуживания оборудования принимается по технологическим требованиям и назначается кратной 0,3 м.

Здания котельного и приемно-разгрузочного отделения станции необходимо проектировать с пролетами одного направления. Объемно-планировочные и конструктивные решения зданий и сооружений станции должны предусматривать возможность их расширения. Для обеспечения возможности крупноблочного монтажа оборудования в стенах и перекрытиях зданий должны предусматриваться монтажные проемы. Проемы в стенах

выполняются, как правило, в торцевой стене здания со стороны его расширения. Для улучшения условий труда производственного персонала, а также для подачи необходимых негабаритных и нетяжелых запасных частей и материалов при ремонте оборудования на отметки обслуживания котлов проектом следует предусматривать устройство грузо-пассажирского лифта.

Площадь и размещение оконных проемов в наружных стенах определяются из условия естественной освещенности, а также с учетом требований аэрации. Необходимая площадь открывающихся проемов определяется расчетом аэрации. Площадь оконных проемов должна быть минимальной.

При проектировании отопления и вентиляции зданий и сооружений станции следует соблюдать строительные нормы и правила по проектированию отопления, вентиляции и кондиционированию воздуха.

Для закрытого приемно-разгрузочного отделения следует предусматривать:

- устройство отопления (допускается воздушное) для поддержания температуры не ниже 5 °С;
- устройство приточной вентиляции, обеспечивающей возмещение воздуха, забираемого из верхней зоны бункерного помещения, соединенного проемами разгрузочных постов с приемно-разгрузочным отделением, для первичного дутья в топки котлов, и ассимиляцию загрязняющих веществ, выделяемых мусоровозами. Приточная вентиляция должна быть рассчитана таким образом, чтобы в помещениях приемно-разгрузочного отделения и бункерной постоянно поддерживалось разрежение для предотвращения распространения загрязняющих веществ и неприятных запахов за пределы этих помещений;
- устройство воздушных завес у въездных и выездных ворот должно быть сблокировано с электроприводами ворот.

На наклонных эстакадах въезда в приемно-разгрузочное отделение и выезда из него следует предусматривать мероприятия против их обледенения в зимнее время.

Стационарные кабины грейферных кранов для подачи ТКО необходимо обеспечить приточной системой вентиляции для подачи наружного воздуха с комфортной температурой. Кабина должна находиться под небольшим избыточным давлением. Из нее должна быть предусмотрена естественная вытяжка.

Обоснование целесообразности применения термической переработки ТКО.

Преимуществами энергетической утилизации отходов являются:

- уменьшение количества образующихся ТКО;
- экономия земельных площадей, отчуждаемых для полигонов;
- снижение затрат на производство тепловой и электрической энергии;
- снижение негативного воздействия на окружающую среду;
- сокращение затрат на транспортировку отходов;
- отсутствие неприятного запаха;
- предотвращение образования свалочного газа (биогаза) и фильтрата;
- уничтожение патогенных микроорганизмов;
- отсутствие влияния погодных условий на процесс термической переработки отходов.

К *недостаткам* процесса получения энергии из отходов следует отнести:

- значительные затраты на строительство и эксплуатацию;
- наличие квалифицированного обслуживающего персонала;
- необходимость регулярного технического обслуживания;
- необходимость утилизации золы и шлака, хотя и в небольших объемах.

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
«Донской государственный технический университет»

Кафедра «Инженерная защита окружающей среды»

КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ»

Направление подготовки: 08.03.01 - Строительство

Составители: проф., д.т.н. Гурова О.С., доц., к.т.н. Тихомиров А.Л.,
доц., к.т.н. Мазурова О.К., доц., к.т.н. Букаров Н.В.,
доц., к.т.н. Руденко Н.Н.
Под общей редакцией проф., д.т.н. Беспалова В.И.

Ростов-на-Дону, 2021