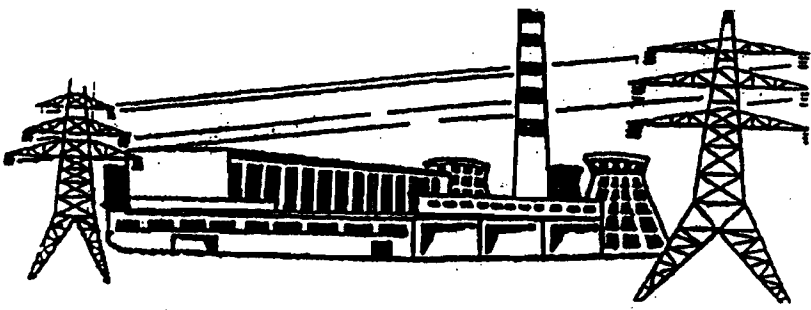


P-83

**Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
«Санкт-Петербургский государственный технологический
университет растительных полимеров» .**

**ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ
И ТЕПЛОТЕХНОЛОГИИ
СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ**

Методические указания к практическим занятиям



Санкт-Петербург
Издано в 2007
С. 1-4

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

УДК 621.311.1 (07)

Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологии.

Системы вентиляции и кондиционирования: методические указания к практическим занятиям / сост. В.Г. Казаков, А.Ф. Мурзич, В.Н. Самойло; ГОУВПО СПбГТУРП. СПб., 2007.- 32 с.: ил. 6.

Приведено 16 задач по энергосбережению в энергетических и теплотехнологических процессах и установках по курсу:

«Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологии.

Системы вентиляции и кондиционирования».

Приведённые примеры являются типовыми и могут быть использованы не только в целлюлозно-бумажной, но и в других энергоиспользующих и энергогенерирующих отраслях промышленности. Актуальность решения задач определяется высокими ценами на любые виды топлива с прогрессирующим их ростом и высоким потребительским спросом.

Системный термодинамический анализ существующих технических решений и предложенные на его основе технические мероприятия при их реализации обеспечивают большой экономический эффект на основе снижения топливно-энергетических ресурсов на выработку продукции.

Предназначены для студентов факультета промышленной энергетики специальностей: 140104 «Промышленная теплоэнергетика» и 140105 «Энергетика теплотехнологий»

Рецензент: зав. кафедрой ТСУ и ТД СПбГТУРП,
доцент, канд. техн. наук П.Н. Коновалов.

Подготовлены и рекомендованы к печати кафедрой промышленной теплоэнергетики ГОУВПО Санкт-Петербургского государственного технологического университета растительных полимеров (протокол № 1 от 17.09.07).

Утверждены к изданию методической комиссией факультета промышленной энергетики ГОУВПО СПбГТУРП (протокол № 1 от 20.09.07).

©ГОУВПО Санкт-Петербургский
государственный технологический
университет растительных полимеров,
2007

Термодинамика влажного воздуха

Влажный воздух, содержащий предельное количество пара при постоянном давлении P_6 , называется насыщенным. Относительной влажностью воздуха называют отношение парциального давления водяных паров во влажном воздухе к парциальному давлению водяных паров в воздухе при той же температуре и полном насыщении влагой.

Пример 1.

Воздух помещения имеет температуру $t=20^{\circ}\text{C}$, парциальное давление водяного пара $P_{\text{п}}=1,67$ кПа, парциальное давление насыщенных водяных паров составляет $P_{\text{н}}=2,33$ кПа, барометрическое давление в помещении $P_6 = 101,3$ кПа.

Определить относительную влажность и плотность влажного воздуха.

$$\varphi = (P_{\text{п}} / P_{\text{н}}) \cdot 100 = (1,67/2,33) \cdot 100 = 71,5 \%$$

Плотность влажного воздуха $\rho_{\text{вв}}$ равна сумме плотностей сухого воздуха $\rho_{\text{в}}$ и пара $\rho_{\text{п}}$ при соответствующих парциальных давлениях:

$$\rho_{\text{вв}} = \rho_{\text{в}} + \rho_{\text{п}}, \text{ или}$$
$$\rho_{\text{вв}} = (\rho_{\text{в0}} \cdot \frac{P_6 - P_{\text{п}}}{P_6} + \rho_{\text{п0}} \cdot \frac{P_{\text{п}}}{P_6}) \cdot \frac{T_0}{T},$$
$$\rho_{\text{вв}} = (1,293 \cdot \frac{101,3 - 1,67}{101,3} + 0,805 \cdot \frac{1,67}{101,3}) \cdot \frac{273}{293} = 1,2,$$
$$\rho_{\text{п0}} = \frac{P_{\text{п}}}{R_{\text{п}} \cdot T_0} = \frac{101,3 \cdot 10^3}{461 \cdot 273} = 0,805 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

где $\rho_{\text{в0}}$, $\rho_{\text{п0}}$ – плотность сухого воздуха и пара при температуре 0°C .

Плотность влажного воздуха меньше плотности сухого воздуха при одних и тех же условиях.

Удельная энтальпия влажного воздуха I – это тепловая энергия влажного воздуха, имеющего массу сухой части, равную 1,0 кг. Энтальпия влажного воздуха равна сумме энтальпий сухого воздуха и

водяного пара. При температуре влажного воздуха t и влагосодержании d удельная энтальпия воздуха равна:

$$I = I_{\text{сух}} + I_{\text{п}} = c \cdot t + i_{\text{п}} \cdot d / 1000 \text{ кДж / кг},$$

Для практических инженерных расчётов можно принять:

$$c = 1,0 \text{ кДж / (кг} \cdot ^\circ\text{C)}; i_{\text{п}} = 2500 \text{ кДж / кг}; c_{\text{п}} = 1,8 \text{ кДж / (кг} \cdot ^\circ\text{C)},$$

$t_{\text{п}} = t$, тогда

$$I = 1,0 \cdot t + (2500 + 1,8 \cdot t) \cdot d / 1000 \text{ кДж / кг}.$$

Пример 2.

Влажный воздух имеет температуру $t = 20^\circ\text{C}$ и влагосодержание $d = 12 \text{ г / кг}$.

Определить удельную энтальпию влажного воздуха.

$$I = 1,0 \cdot t + (2500 + 1,8 \cdot t) \cdot d / 1000 =$$
$$= 1,0 \cdot 20 + (2500 + 1,8 \cdot 20) \cdot 12 / 1000 = 50,4 \text{ кДж / кг}.$$

Тепловой и влажностный балансы помещения

Расчёт поступлений теплоты в помещение

Основные тепловые потоки в помещении:

- от работающего оборудования с электрическим приводом

$$Q_{\text{ос}} = 1000 \cdot N_{\text{уст}} \cdot n \cdot k_{\text{исп}} \cdot k_{\text{в}}, \text{ Вт},$$

где $N_{\text{уст}}$ - установленная мощность привода электродвигателя в расчёте на единицу оборудования, кВт,

n - число единиц оборудования (электродвигателей);

$k_{\text{исп}}$ - коэффициент использования мощности электродвигателя;

$k_{\text{в}}$ - коэффициент одновременности работы оборудования

- от освещения для тёплого и холодного периодов года

$$Q_{\text{ос}} = F \cdot q_{\text{ос}} \cdot k_{\text{в}}, \text{ Вт},$$

где F - площадь поверхности пола в помещении, м^2 ;

$q_{\text{ос}} = 40 \text{ Вт/м}^2$ - норма освещенности 1м^2 пола в соответствии со СНиП;

$K_{\text{в}}$ - коэффициент одновременности работы осветительных установок.

- от обслуживающего персонала для холодного и тёплого периодов года тепловые потоки рассчитываются из выражения:

$$Q_{\text{оп}} = m \cdot (Q_{\text{явн}} + \frac{r \cdot W_{\text{п}}}{1000}) \cdot \frac{1}{3.6}, \text{ Вт},$$

где m - число работников;

$Q_{\text{явн}}$ - явные тепловые потоки от одного человека, кДж/ч;

$r = 2250 \text{ кДж/кг}$ — энергия фазового перехода;

$W_{\text{п}}$ - поток влаги от одного человека, г/ч.

- тепловые потоки через внешние ограждения:

$$Q_{\text{огр}} = F_{\text{огр}} \cdot K_{\text{огр}} \cdot (t_{\text{н}}^{\text{T}} - t_{\text{в}}^{\text{T}}), \text{ Вт},$$

где $F_{\text{огр}}$ - площадь поверхности внешнего ограждения за вычетом площади поверхности остекления, м;

$K_{\text{огр}}$ - коэффициент теплопередачи через ограждения, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$;

$t_{\text{н}}^{\text{T}}$ и $t_{\text{в}}^{\text{T}}$ - расчётная температура наружного воздуха и воздуха внутри помещения, $^\circ\text{C}$.

Коэффициент теплопередачи рассчитывается с учётом всех термических сопротивлений

$$K_{\text{огр}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град}),$$

где $\alpha_{\text{в}}$ и $\alpha_{\text{н}}$ коэффициенты теплоотдачи от воздуха внутри помещения к стене и от наружной поверхности стены к наружному воздуху, соответственно, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$;

δ_i - толщина отдельных слоев, составляющих стену, м;

λ - теплопроводность материалов стены, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{град})$.

Пример 3.

В помещении согласно технологическому заданию установлено 5 единиц технологического оборудования с электроприводом

установленной единичной мощности $N_{уст}=200\text{кВт}$. Коэффициент использования оборудования $K_{исп} = 0,8$; коэффициент одновременности работы $K_B = 1$. Определить тепловой поток от оборудования.

$$Q_{об} = 1000 \cdot N_{уст} \cdot n \cdot K_{исп} \cdot K_B, \text{Вт},$$

$$Q_{об} = 1000 \cdot 200 \cdot 5 \cdot 0,8 \cdot 1 = 800000 \text{ Вт}.$$

Пример 4.

В производственном помещении работают 250 человек. Температура в помещении 20°C . Явный тепловой поток от одного человека $Q_{явн} = 293 \text{ кДж/ч}$; поток влаги от одного человека 70 г/ч . Работа легкая. Определить тепловой поток от людей.

$$Q_{оп} = m \cdot (Q_{явн} + \frac{r \cdot W_{п}}{1000}) \cdot \frac{1}{3,6}, \text{Вт},$$

$$Q = 250 \cdot (293 + 2500 \cdot 70 / 1000) \cdot 3,6^{-1} = 32500 \text{ Вт}.$$

Пример 5.

Площадь поверхности ограждения $F_{огр} = 450 \text{ м}^2$; коэффициент теплопередачи через ограждение $k_{огр} = 4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; $t_H^T = 30^\circ\text{C}$; $t_B^T = 20^\circ\text{C}$.

Определить тепловой поток через внешние ограждения.

$$Q_{огр} = F_{огр} \cdot K_{огр} \cdot (t_H^T - t_B^T), \text{Вт},$$

$$Q_{огр} = 450 \cdot 4 \cdot (30 - 20) = 18000 \text{ Вт}.$$

Системы вентиляции

Расчёт воздухообмена в помещении

Расчёт воздухообмена предусматривает обеспечение нормируемых параметров путём удаления из помещений вредных выделений. Основными видами вредных выделений являются потоки газов, пыли, теплоты и влаги.

Расчёт воздухообмена при выделении вредных газов производим по формуле:

$$L = G / (C_2 - C_1), \text{ м}^3/\text{ч},$$

где G - поток вредных газов, мг/ч ;

C_2 - предельно допустимая концентрация вредных газов в воздухе помещения, мг/м^3 ;

$C_1 = (0,25 - 0,3) \cdot C_2$ - концентрация вредных газов в приточном воздухе, мг/м^3 .

Расчёт воздухообмена при выделении избыточных тепловых потоков выполняется по формуле:

$$L = \frac{Q_{изб}}{C_p^B \cdot \rho_B \cdot (t_{уд} - t_{пр})},$$

где $Q_{изб}$ - избыточный тепловой поток, выделяющийся в помещении, кДж/ч ;

C_p^B - удельная теплоёмкость воздуха, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$;

ρ_B - плотность воздуха, кг/м^3 ;

$t_{уд}$, $t_{пр}$ - температура удаляемого и приточного воздуха, соответственно, $^\circ\text{C}$.

Температура в рабочей зоне принимается по СНиП (Строительным нормам и правилам).

Расчёт воздухообмена при выделении избыточных потоков влаги выполняется по формуле:

$$L = \frac{W}{(d_{уд} - d_{пр}) \cdot \rho_B},$$

где W - расход влаги, выделяющейся в помещении, кг/ч ;

$d_{уд}$ и $d_{пр}$ - влагосодержание удаляемого и приточного воздуха, соответственно, определяемое по $I - d$ диаграмме, г/кг (рис.1).

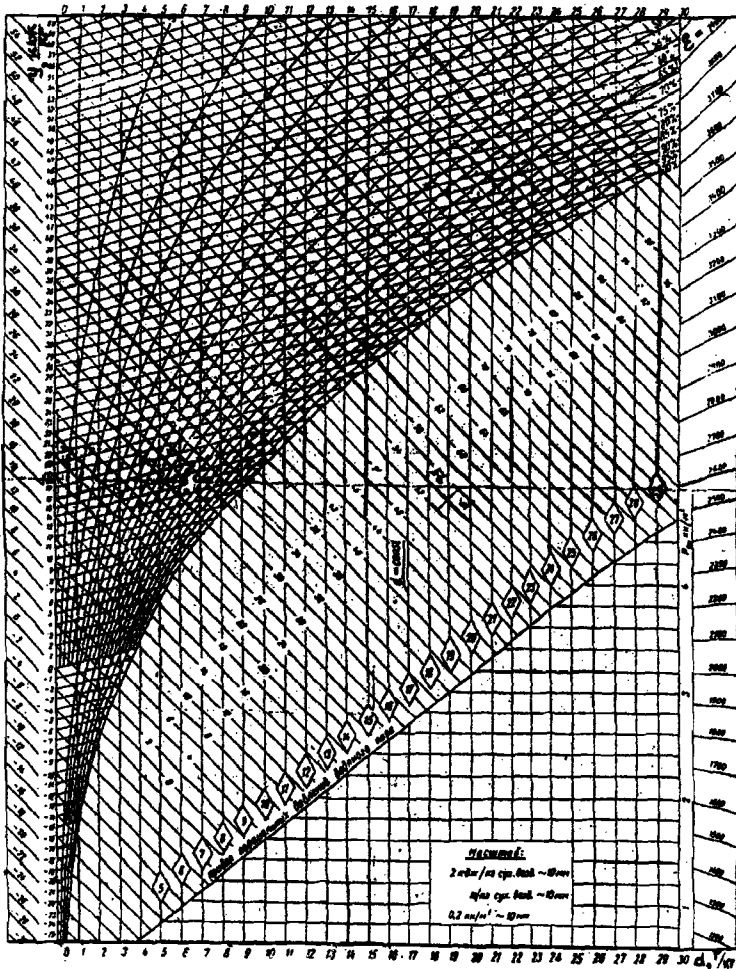


Рис. 1. Общий вид I-d диаграммы

Если в помещении имеются различные виды вредных потоков, то воздухообмен рассчитывается по каждому из них отдельно и принимается максимальный воздухообмен.

Пример 6.

В производственном помещении тепловой поток от оборудования составляет $Q_{\text{ИЗБ}} = 100000$ кДж/ч.

Расход влаги $W_B = 40$ кг/ч.

Поток паров вредных газов $G_{\Gamma} = 9000$ мг/ч.

Рабочая разность температур удаляемого и приточного воздуха $\Delta t_p = 6$ °С.

Влагосодержание приточного воздуха $d_{\text{ПР}} = 6$ г/кг.

Влагосодержание удаляемого воздуха $d_{\text{УД}} = 8$ г/кг.

Допустимая концентрация вредных газов в помещении

$$C_2 = 200 \text{ мг/м}^3.$$

Определить необходимую производительность кондиционера.

Расход приточного воздуха по вредностям:

по избыточным тепловым потокам:

$$L_T = \frac{Q_{\text{ИЗБ}}}{C_P^B \cdot \rho_B \cdot (t_{\text{УД}} - t_{\text{ПР}})},$$

$$L_T = 100000 / 1 \cdot 1,23 \cdot 6 = 13550 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

по потокам влаги:

$$L_B = \frac{W}{(d_{\text{УД}} - d_{\text{ПР}}) \cdot \rho_B},$$

$$L_B = 40 \text{ 000} / (8 - 6) \cdot 1,23 = 16260 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

по потокам вредных газов:

$$L_{\Gamma} = G_{\Gamma} / (C_2 - C_1), \text{ м}^3/\text{ч},$$

$$L_{\Gamma} = 900000 / (200 - 0,2 \cdot 200) = 5625 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Расход приточного воздуха (производительность калорифера) принимаем по большему расходу, т.е. по потокам влаги:

$$L_B = 16260 \text{ м}^3/\text{ч} \text{ или } 16230 \cdot 1,23 = 19963 \text{ кг/ч}.$$

Аэродинамический расчёт систем распределения воздуха

Расчётное давление для выбора вентилятора определяется по формуле:

$$\Delta P = 1,1 \cdot \Sigma (\Delta P_{\text{ТР}} + \Delta P_{\text{М}}),$$

где $\Delta P_{\text{ТР}}$ и $\Delta P_{\text{М}}$ – потери напора на трение по длине воздуховодов и местные сопротивления, соответственно.

$$\Delta P_{\text{ТР}} = \zeta \cdot l/d \cdot \rho \cdot W^2/2,$$

где l , d – длина и диаметр воздуховода, соответственно;

ρ , W – плотность и скорость воздуха в воздуховоде, соответственно.

ζ - коэффициент линейного сопротивления, то есть сопротивления по длине воздуховодов.

Коэффициент линейного сопротивления определяется в зависимости от числа Рейнольдса. Для ламинарного режима он может быть определен по формуле Блаузиуса

$$\zeta = 0,3164 \cdot Re^{0,25},$$

где Re - число Рейнольдса.

Для турбулентного режима коэффициент линейного сопротивления определяется по формуле Альтшуля

$$\zeta = 0,11 (0,0001 / d + 68 / Re)^{0,25}.$$

Потери напора на местные сопротивления определяются из выражения

$$\Delta P_M = \Sigma \psi \cdot \rho \cdot W^2 / 2,$$

где $\Sigma \psi$ - сумма местных сопротивлений, определяется из таблиц гидравлических сопротивлений в зависимости от конфигурации воздуховода,

Пример 7.

Расход воздуха $V_B = 200600 \text{ м}^3/\text{ч}$,

скорость воздуха в воздуховоде $W_B = 12 \text{ м/с}$,

длина воздуховода $l = 13,2 \text{ м}$.

Определить потери напора на линейные сопротивления в воздуховоде.

Проходное сечение воздуховода:

$$f = V_B / W_B = 200600 / 12 \cdot 3600 = 4,64 \text{ м}^2.$$

Диаметр круглого воздуховода

$$d = (4 \cdot f / \pi)^{1/2} = (4 \cdot 4,64 / 3,14)^{1/2} = 2,4 \text{ м}.$$

Число Рейнольдса

$$Re = W_B \cdot d / \nu = 12 \cdot 2,4 / 15 \cdot 10^6 = 1,92 \cdot 10^6.$$

Так как $1,92 \cdot 10^6 > 10000$, то поток турбулентный и для определения коэффициента линейного сопротивления необходимо применить формулу Альтшуля

$$\zeta = 0,11 (0,0001/d + 68/Re)^{0,25} = 0,11 (0,0001/2,4 + 68/1,92 \cdot 10^6)^{0,25} = 0,011.$$

Потери напора на трение

$$\Delta P_{TR} = \zeta \cdot l/d \cdot \rho \cdot W^2 / 2 = 0,011 \cdot 13,2 / 2,4 \cdot 1,293 \cdot 12^2 / 2 = 5,6 \text{ Па}.$$

Пример 8.

При исходных данных примера 7 определить потери напора на местные сопротивления и общие потери напора, то есть суммарные потери на трение по длине и местные сопротивления. Сумму коэффициентов местных сопротивлений принять 0,4.

Потери напора на местные сопротивления:

$$\Delta P_M = \Sigma \psi \cdot \rho \cdot W^2 / 2 = 0,4 \cdot 1,293 \cdot 12^2 / 2 = 37,2 \text{ Па}.$$

Суммарные потери:

$$\Delta P = 1,1 \cdot \Sigma (\Delta P_{TR} + \Delta P_M) = 1,1 \cdot (5,6 + 37,2) = 47,1 \text{ Па}.$$

Системы кондиционирования воздуха

Процесс обработки воздуха

Рассмотрим схему (рис.2) приточной системы кондиционирования. Такие схемы обычно применяют в тех случаях, когда по условиям запылённости или загазованности использование рециркуляционного воздуха не допускается и кондиционеры работают только на наружном воздухе.

Принципиальная схема: в теплый период года заданный расход наружного воздуха проходит через фильтр, где осуществляется его очистка, поступает в оросительную камеру, в которой разбрызгивается охлаждающая вода, имеющая температуру ниже температуры точки росы.

При контакте воздуха с капельками воды он охлаждается и осушается, приобретая в конце оросительной камеры заданное влагосодержание при насыщении, обычно равном $\phi = 95\%$. Так как при этом температура воздуха становится ниже необходимой температуры приточного воздуха, то для доведения до проектной температуры воздух после оросительной камеры направляется в калорифер второго подогрева, в котором он нагревается до необходимой температуры.

Во избежание механического выноса капель воды на выходе из оросительной камеры устанавливается жалюзийная решетка (каплеуловитель). Обработанный воздух подаётся в помещение принудительно.

Вода, собирающаяся в поддоне оросительной камеры, поступает в холодильную машину, где охлаждается до необходимой

температуры, и насосом по системе трубопроводов подается в форсунки, расположенные в оросительной камере.

В холодный период года заданный расход наружного воздуха поступает в калорифер первого подогрева, подогревается до температуры, при которой его энтальпия будет соответствовать расчётной энтальпии адиабатического процесса увлажнения. Затем воздух поступает в оросительную камеру, где происходит адиабатический процесс увлажнения, в результате которого воздух получает заданное влагосодержание при относительной влажности $\phi = 95\%$.

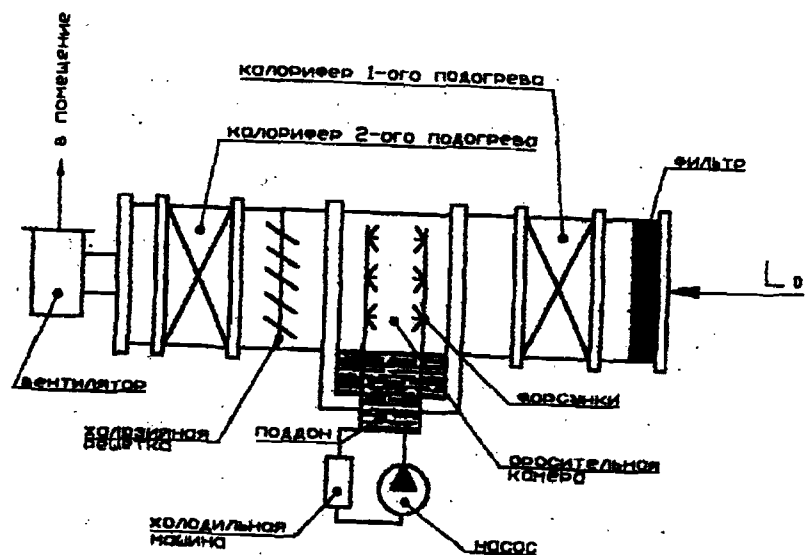


Рис.2. Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха

При адиабатическом процессе испарения температура воздуха на выходе из оросительной камеры достаточно близка к температуре смоченного термометра, которая обычно ниже заданной температуры приточного воздуха, поэтому для доведения температуры воздуха до заданной он подвергается дополнительному нагреву в калорифере второго подогрева. Узел охлаждения и подачи воды в оросительную камеру работает в требуемом режиме. Обработанный воздух подается в помещение принудительно.

Процесс обработки воздуха в тёплый период года для прямоточной системы кондиционирования воздуха при наличии в помещении только тепловых потоков от оборудования (рис.3) осуществляется

по линии 1-0-4-3-2, где 1-0 — процесс охлаждения и осушения наружного воздуха в оросительной камере кондиционера; 0-4 — процесс подогрева воздуха в калорифере второго подогрева; 4-3 — процесс естественного подогрева воздуха в воздуховодах и вентиляторе; 3-2 — естественный процесс подогрева воздуха в помещении за счёт имеющихся там тепловых потоков.

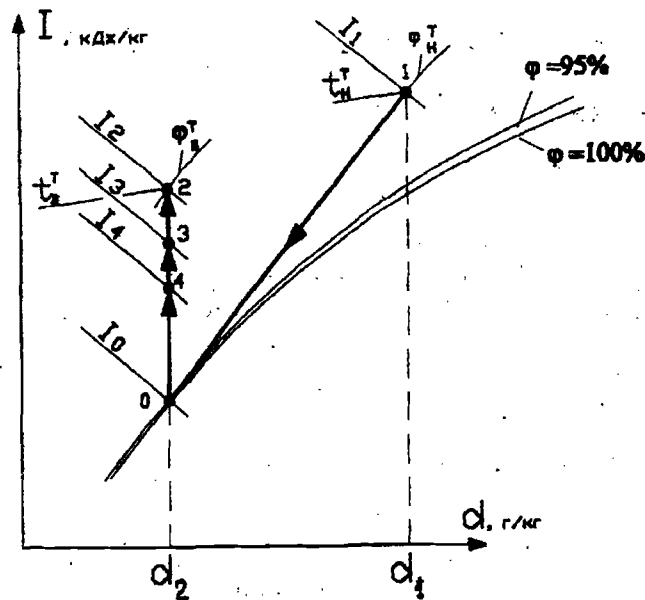


Рис.3. Процесс обработки воздуха в тёплый период года

Процесс обработки воздуха в холодный период года для прямоточной системы кондиционирования воздуха при наличии в помещении только тепловых потоков от оборудования (рис.4) осуществляется таким образом:

по линии 1-4-0-3-2, где 1-4 - процесс нагрева наружного воздуха в калорифере первого подогрева; 4-0 - процесс адиабатического увлажнения воздуха в оросительной камере кондиционера; 0-3 - процесс нагрева воздуха в калорифере второго подогрева; 3-2 -

естественный процесс подогрева воздуха в помещении за счёт имеющихся тепловых потоков.

Тепловой поток, поглощаемый кондиционером, рассчитывается по наиболее напряженному режиму работы холодильной установки, т.е. для тёплого периода года:

$$Q_{\text{хол}} = G_B^T \cdot (I_1 - I_0),$$

где G_B^T — массовый расход кондиционируемого воздуха в холодный период года, кг/с;

I_1 и I_0 — удельная энтальпия воздуха после калорифера первого подогрева и на входе в него, соответственно, кДж/кг (см. I-d диаграмму, рис.3).

Тепловой поток калорифера второго подогрева для тёплого и холодного периодов года рассчитывается раздельно:

для тёплого периода года

$$Q_{K2}^T = G_B^T \cdot (I_4 - I_0), \text{ кВт},$$

где I_4 и I_0 — удельная энтальпия на выходе и входе калорифера, соответственно, кДж/кг (см. I - d диаграмму, рис.3);

для холодного периода года

$$Q_{K2}^X = G_B^X \cdot (I_3 - I_0), \text{ кВт},$$

где I_3 и I_0 — удельная энтальпия на выходе и входе калорифера, соответственно, кДж/кг (см. I - d диаграмму, рис.4).

Расход влаги, удаляемой из приточного воздуха в тёплый период года при его осушении, составит:

$$W_{\text{уд}}^T = G_B^T \cdot (d_1 - d_2) \cdot 10^{-3}, \text{ кг/с},$$

где d_1 и d_2 — влагосодержание воздуха на входе и выходе из оросительной камеры, соответственно, г/кг (см I - d диаграмму, рис.3).

Расход влаги, поглощаемой приточным воздухом в холодный период года при его увлажнении, составит

$$W_{\text{погл}}^X = G_B^X \cdot (d_2 - d_1) \cdot 10^{-3}, \text{ кг/с},$$

где d_2 и d_1 — влагосодержание воздуха на входе и выходе из оросительной камеры, соответственно, г/кг, (см. I - d диаграмму, рис.4).

Пример 9.

В помещении с избыточными тепловыделениями установлена прямоточная система кондиционирования воздуха.

Построить на I - d диаграмме процесс обработки воздуха для теплого периода года (рис.3).

Расход кондиционируемого воздуха:

$$G_B^T = 70000 \text{ кг/ч}.$$

Расчётные параметры наружного воздуха:

$$t_H^T = 27^\circ\text{C} \text{ и } d_H^T = 15 \text{ г/кг},$$

параметры воздуха в помещении:

$$t_{\text{п}}^T = 23^\circ\text{C}, d_{\text{п}}^T = 10,5 \text{ г/кг}.$$

Естественный подогрев воздуха в помещении за счёт тепловых потоков от оборудования принять $\Delta t_{\text{пом}}^T = 5^\circ\text{C}$; естественный подогрев воздуха в воздуховодах и вентиляторе $\Delta t_B = 1,5^\circ\text{C}$.

Рассчитать тепловой поток, поглощаемый кондиционером, $Q_{\text{хол}}^T$, тепловой поток калорифера второго подогрева Q_{K2}^T , расход влаги, удаляемой из воздуха в оросительной камере, $W_{\text{уд}}^T$.

Из диаграммы I-d по известным температурам и влагосодержаниям наружного воздуха (t_H^T, d_H^T) и воздуха в помещении ($t_{\text{п}}^T, d_{\text{п}}^T$) определяем положение точек 1 и 2 и, соответственно, значения удельной энтальпии в каждой из них:

$I_1 = 66$ кДж / кг и $I_2 = 50$ кДж/кг. Из точки 2 проводим луч при постоянном влагосодержании до пересечения с кривой относительной влажности $\phi = 95\%$. Получаем точку 0 и определяем в ней удельную энтальпию $I_0 = 42$ кДж / кг. Откладывая из точки 2 отрезки, соответствующие значениям $\Delta t_{\text{пом}}^T$ и Δt_B по линии постоянного влагосодержания в направлении точки 0, находим точки 3 и 4 и удельные энтальпии $I_3 = 45$ кДж / кг и $I_4 = 43$ кДж / кг.

Тепловой поток, поглощаемый кондиционером,

$$Q_{\text{хол}} = G_B^T \cdot (I_1 - I_0);$$

$$G_B^T = 70000/3600 = 19,44 \text{ кг/с}; Q_{\text{хол}} = 19,44 \cdot (66 - 42) = 466,67 \text{ кВт}.$$

Тепловой поток калорифера второго подогрева

$$Q_{K2}^T = G_B^T \cdot (I_4 - I_0);$$

$$Q_{K2}^T = 19,44 \cdot (43 - 42) = 19,44 \text{ кВт}.$$

Расход влаги, удаляемой из воздуха в оросительной камере,

$$W_{\text{уд}}^T = G_B^T \cdot (d_H^T - d_{\text{п}}^T) \cdot 10^{-3};$$

$$W_{уд}^T = 19,44 \cdot (15,5 - 10,5) \cdot 10^{-3} = 0,0972 \text{ кг/с} = 97,2 \text{ г/с}.$$

Процесс обработки воздуха в холодный период года для прямоточной системы кондиционирования воздуха при наличии в помещении только тепловых потоков от оборудования осуществляется по линии 1-4-0-3-2, (рис.4),

где 1-4 — процесс нагрева наружного воздуха в калорифере первого подогрева; 4-0 — процесс адиабатного увлажнения воздуха в оросительной камере кондиционера; 0-3 процесс нагрева воздуха в калорифере второго подогрева; 3-2 — естественный процесс подогрева воздуха в помещении за счёт имеющихся тепловых потоков.

Тепловой поток, поглощаемый кондиционером, рассчитывается по наиболее напряженному режиму работы холодильной установки, т.е. для теплого периода года:

$$Q_{хол} = G_B^T \cdot (I_1 - I_0), \text{ кВт},$$

где G_B^T — массовый расход кондиционируемого воздуха в теплый период, кг/с;

I_1 и I_0 — удельная энтальпия наружного воздуха и воздуха на выходе из оросительной камеры, соответственно, кДж / кг (см. I - d диаграмму, рис.3).

Тепловой поток калорифера первого подогрева, работающего только в холодный период года, рассчитывается по уравнению:

$$Q_{к1}^X = G_B^X \cdot (I_4 - I_1), \text{ кВт},$$

где G_B^X — массовый расход кондиционируемого воздуха в холодный период года, кг/с;

I_4 и I_1 удельная энтальпия воздуха после калорифера первого подогрева и на входе в него, соответственно, кДж/кг (см I-d диаграмму, рис.4).

Тепловой поток калорифера второго подогрева, работающего и в тёплый и в холодный периоды года, рассчитывается отдельно,

для теплого периода года:

$$Q_{к2}^T = G_B^T \cdot (I_4 - I_0), \text{ кВт},$$

где I_4 и I_0 — удельная энтальпия на выходе и входе в калорифер, соответственно, кДж/кг (см. I - d диаграмму, рис.3),

для холодного периода года:

$$Q_{к2}^X = G_B^X \cdot (I_3 - I_0), \text{ кВт},$$

где I_3 и I_0 — удельная энтальпия на выходе и входе калорифера, соответственно, кДж/кг (см. I - d диаграмму, рис.4).

Расход влаги, удаляемой из приточного воздуха в теплый период года при его осушении, составит:

$$W_{уд}^T = G_B^T \cdot (d_1 - d_2) \cdot 10^{-3}, \text{ кг/с},$$

где d_1 и d_2 - влагосодержание воздуха на входе и выходе из оросительной камеры, соответственно, г/кг (см. I - d диаграмму, рис.3).

Расход влаги, поглощаемой приточным воздухом в холодный период года при его увлажнении, составит

$$W_{полг}^X = G_B^X \cdot (d_2 - d_1) \cdot 10^{-3}, \text{ кг/с},$$

где d_1 и d_2 - влагосодержание воздуха на входе и выходе из оросительной камеры, соответственно, г/кг (см. I - d диаграмму, рис.4).

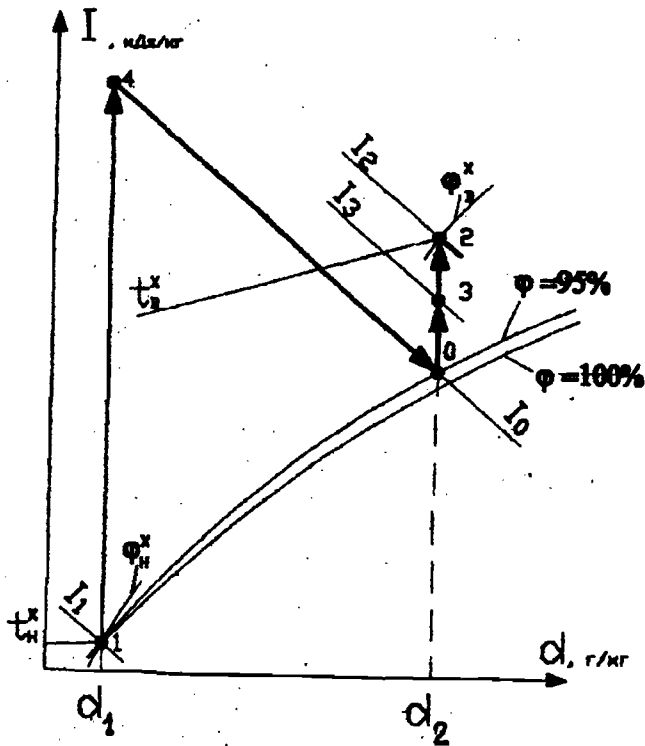


Рис.4. Процесс обработки воздуха в холодный период года

Пример 10.

Расход кондиционируемого воздуха для холодного периода года:

$$G_B^X = 45000 \text{ кг/ч.}$$

Расчётные параметры наружного воздуха:

$$t_H^X = -26 \text{ }^\circ\text{C}, d_H^X = 0,3 \text{ г/кг.}$$

Расчётные параметры воздуха в помещении:

$$t_P^X = 24 \text{ }^\circ\text{C}, d_P^X = 11 \text{ г/кг.}$$

Естественный подогрев воздуха в помещении за счёт тепловых потоков $\Delta t_{\text{ПОМ}}^T = 4 \text{ }^\circ\text{C}$.

С помощью прямоточной системы кондиционирования воздуха требуется обеспечить параметры внутреннего воздуха.

Рассчитать:

производительность по тепловому потоку калорифера первого подогрева Q_{K1}^X ,

калорифера второго подогрева Q_{K2}^X ,

расход влаги, поглощённой воздухом в оросительной камере,

$W_{\text{ПОГЛ}}^X$.

Из диаграммы I-d по известным температурам и влажностям наружного воздуха (t_H^X, d_H^X) и воздуха помещения (t_P^X, d_P^X) определяем положение точек 1 и 2 и значения удельной энтальпии $I_1 = -25 \text{ кДж/кг}$ и $I_2 = 52 \text{ кДж/кг}$. Из точки 2 проводим луч при постоянном влажностном содержании до пересечения с кривой относительной влажности $\phi = 95\%$. Получаем точку 0 и определяем в ней энтальпию $I_0 = 44 \text{ кДж/кг}$.

Из точки 0 проводим изоэнтальпу до пересечения с лучом, выходящим из точки 1 при постоянном влажностном содержании. Получаем точку 4, в которой $I_4 = I_0 = 44 \text{ кДж/кг}$. Откладывая из точки 2 отрезок, соответствующий значению $\Delta t_{\text{ПОМ}}^X$ по линии постоянного влажностного содержания в направлении точки 0, находим точку 3 и соответствующую ей удельную энтальпию $I_3 = 48 \text{ кДж/кг}$.

Тепловой поток калорифера первого подогрева

$$Q_{K1}^X = G_B^X \cdot (I_4 - I_1);$$

$$G_B^X = 45000/3600 = 12,5 \text{ кг/с}; Q_{K1}^X = 12,5 \cdot [(44 - (-25))] = 862,5 \text{ кВт.}$$

Тепловой поток калорифера второго подогрева

$$Q_{K2}^X = G_B^X \cdot (I_3 - I_0);$$

$$Q_{K2}^X = 12,5 \cdot (48 - 44) = 862,5 \text{ кВт.}$$

Расход влаги, поглощаемой приточным воздухом в холодный период года при его увлажнении,

$$W_{\text{ПОГЛ}}^X = G_B^X \cdot (d_P^X - d_H^X);$$

$$W_{\text{уд}}^T = 12,5 \cdot (11,0 - 0,3) = 134 \text{ г/с.}$$

Нагревание воздуха в вентиляторах, воздуховодах и помещении

В процессе повышения давления воздуха в вентиляторах происходит его нагревание на разность температур

$$\Delta t = 0,008 \cdot H \cdot (1 - \eta) / \eta,$$

где H – давление, развиваемое вентилятором, кг/м^2 ;

η – КПД вентилятора по характеристике, без учета потерь в подшипниках, передаче и др.

Нагревание воздуха в вентиляторе необходимо учитывать при различных системах кондиционирования и вентиляции для теплого и холодного периодов.

Пример 11.

Вентилятор кондиционера по характеристике развивает давление $H = 1000 \text{ кг/м}^2$ при $\eta = 0,85$. Определить, насколько нагреется воздух в вентиляторе

$$\Delta t = 0,008 \cdot H \cdot (1 - \eta) / \eta = 0,008 \cdot 1000 \cdot (1 - 0,85) / 0,85 = 1,41 \text{ град.}$$

Пример 12.

В вентилятор поступает воздух с температурой 30°C . С какой температурой t_B воздух выйдет из вентилятора, если вентилятор развивает давление $H = 600 \text{ кг/м}^2$ при $\eta = 0,7$.

$$\Delta t = 0,008 \cdot 1000 \cdot (1 - 0,7) / 0,7 = 3,43 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_B = t_H + \Delta t = 30 + 3,43 = 33,43 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Пример 13.

В помещении воздух находится в двух состояниях. В первом состоянии он характеризуется на $I-d$ диаграмме параметрами точки А: $G_A \text{ кг/ч}$, $T_A \text{ К}$ и $d_A \text{ г/кг}$; во втором состоянии - параметрами точки В: $G_B \text{ кг/ч}$, $T_B \text{ К}$ и $d_B \text{ г/кг}$. В этих обозначениях G_A , T_A , d_A , G_B , T_B , d_B – расход, температура, влагосодержание в точках А и В, соответственно. Пусть $G_B / G_A = n$, т.е. 1 кг воздуха в

состоянии А смешивается с n кг воздуха в состоянии В. Параметры смеси воздуха в состоянии С можно определить:

$$I_C = (I_A + n \cdot I_B) / (n + 1),$$

$$d_C = (d_A + n \cdot d_B) / (n + 1),$$

$$t_C = (t_A + n \cdot t_B) / (n + 1).$$

Пусть $G_A = 1000 \text{ кг/ч}$, $T_A = 295 \text{ К}$, $d_A = 8 \text{ г/кг}$ и $G_B = 800 \text{ кг/ч}$,

$T_B = 301 \text{ К}$, $d_B = 16 \text{ г/кг}$. По заданным исходным данным на $I-d$ диаграмме легко определить энтальпию в точках А и В:

$$I_A = 41 \text{ кДж/кг}; I_B = 68 \text{ кДж/кг}.$$

Тогда параметры воздуха при смешении можно вычислить

$$I_C = (I_A + n \cdot I_B) / (n + 1) = (41 + 0,8 \cdot 68) / (0,8 + 1) = 53 \text{ кДж/кг},$$

$$d_C = (d_A + n \cdot d_B) / (n + 1) = (8 + 0,8 \cdot 16) / (0,8 + 1) = 11,6 \text{ г/кг},$$

$$t_C = (t_A + n \cdot t_B) / (n + 1) = (295 + 0,8 \cdot 301) / (0,8 + 1) = 297,7 \text{ К}.$$

Основные определения и соотношения эксергетического метода анализа

При анализе термодинамических систем необходимо учитывать первый и второй законы термодинамики. Согласно второму закону термодинамики любой тепловой процесс характеризуется ростом энтропии системы. Следовательно, приращение энтропии системы может явиться абсолютным критерием термодинамического совершенства анализируемого теплового процесса. Сумма приращений энтропии по всем теплоиспользующим элементам будет определять подвод энергии от внешнего источника. Приращение энтропии в локальном теплоиспользующем элементе, например, в котле ТЭЦ, пропорционально расходу химической энергии топлива или расходу другой подведённой энергии. Задачей термодинамического анализа является определение расхода топлива в каждом локальном тепловом процессе технологической системы, определение КПД каждого теплового процесса и его связи с КПД системы.

Метод термодинамического анализа, учитывающий первый и второй законы термодинамики, называется эксергетическим.

В процессе энергетического взаимодействия потоков друг с другом и с окружающей средой имеет место передача энергии материальных потоков с самой низкой температурой в окружающую среду. Действительно, согласно второму закону термодинамики эта энергия не может быть передана остальным рабочим телам с большей температурой, т.е. является бесполезной в данной системе и переходит в окружающую среду.

Эксергия «е» теплового потока при температуре T определяется работой, которая может быть получена или должна

быть затрачена в обратимом процессе переноса энтропии, характеризующей данный тепловой поток, на уровень температуры окружающей среды.

Эта термодинамическая функция характеризует не энергию теплового потока, а максимально возможную работу, которую поток может совершить вне рассматриваемой системы. Следует подчеркнуть, что возможная работа теплового потока не является материальной величиной, поэтому для неё закон сохранения энергии несправедлив. Однако учёт потерь от необратимости процессов (эксергетических потерь) позволяет составлять баланс эксергии и, следовательно, открывает возможность определения эксергетического КПД.

Математическое выражение для эксергии теплового потока в условиях изобарического процесса имеет вид:

$$e = (I_1 - T_X \cdot S_1) - (I_X - T_X \cdot S_X).$$

Выразим приращение энтропии через среднетермодинамическую температуру потока, тогда

$$S_1 - S_X = (I_1 - I_X) / T^T \\ e = (I_1 - I_X) \cdot (1 - T_X / T^T),$$

где I_1, S_1, I_X, S_X , - удельная энтальпия и энтропия потока при заданных параметрах и параметрах окружающей среды, соответственно;

T^T - средняя термодинамическая температура потока;

T_X - температура холодильника (окружающей среды).

Одним из основных параметров в расчётах по определению эксергетического КПД теплопередачи является средняя термодинамическая температура нагрева (охлаждения) материальных потоков в процессе их энергетического взаимодействия. Среднетермодинамическая температура равна отношению приращения энтальпии нагреваемого (охлаждаемого) потока к соответствующему приращению энтропии этого потока.

В большинстве практических случаев при термодинамическом анализе тепловых схем технологических процессов среднетермодинамические температуры отдельных потоков могут быть выражены через их истинные температуры следующими приближенными формулами:

для процессов без фазовых превращений

$$T_T \approx 1/2 (T_H + T_K)$$

для процессов конденсации пара

$$T_T \approx T_S,$$

где T_H, T_K — температуры потока в начале и конце теплового процесса;

T_S — температура фазового перехода.

Относительные погрешности по приближенным формулам, полученные путем разложения в ряд Тейлора точных формул, равны:

$$\delta_T = 1/3 (T_H - T_K / T_H + T_K)^2.$$

Для случая конденсации водяного пара с учетом фазовых переходов при наличии перегрева пара и переохлаждения конденсата:

$$\delta_0 \approx \frac{T_S}{2r} \left[C_1 \left(\frac{\Delta T_1}{T_S} \right)^2 - C_2 \left(\frac{\Delta T_2}{T_S} \right)^2 \right].$$

C_1, C_2 - удельная теплоемкость конденсата и перегретого пара;

$\Delta T_2, \Delta T_1$ — перегрев пара и переохлаждение конденсата;

r — удельная теплота фазового перехода.

Для анализа термодинамической системы удобно пользоваться приращением эксергии, полученным при термическом взаимодействии материальных потоков.

$$\Delta e_m = G [(I_1 - I_2) - T_X (S_1 - S_2)]$$

$$\text{или } \Delta e_m = G \cdot (I_1 - I_2) \cdot \left(1 - \frac{T_X}{T_m^T}\right),$$

где I_1, S_1, I_2, S_2 , - удельная энтальпия и энтропия подводимого и отводимого материальных потоков в анализируемом блоке системы;

G - массовый расход потока;

T_m^T - среднетермодинамическая температура теплового потока в блоке m термодинамической системы.

Абсолютная оценка термодинамического совершенства выражается через эксергетические потери.

Эксергетические потери можно получить алгебраическим сложением всех входящих в узел и выходящих из узла эксергий.

$$\Pi = \sum_{m=1}^N (\Delta e)_m - \sum_{n=1}^K (\Delta e)_n.$$

Эксергетических потери – абсолютная мера необратимости процесса. Они также численно равны возрастанию энтропии участвующих в процессе взаимодействия материальных потоков и выражаются через коэффициент пропорциональности T_X

$$\Pi = T_X (\sum G_i \cdot S_i - \sum G_k \cdot S_k),$$

где T_X – температура холодильника (окружающей среды);

G_k, S_k, G_i, S_i – расходы и соответствующие им энтропии потоков «к» на входе и потоков «i» на выходе узла взаимодействия.

В качестве относительной характеристики термодинамического совершенства процесса выступает эксергетический КПД.

Составленный на основе первого и второго законов термодинамики

эксергетический КПД характеризует степень необратимости процессов. Определение эксергетических КПД теплоиспользующих элементов системы позволяет выявить процессы, характеризующиеся большой необратимостью, наметить пути по уменьшению или ликвидации этой необратимости.

Эксергетический КПД определяется как отношение энергии, воспринятой в тепловом процессе, к подводимой энергии, пригодной для технического использования. Эксергетический КПД теплообменного аппарата можно выразить:

$$\eta = \frac{\Delta e_H}{\Delta e_O} = \frac{1 - \frac{T_H}{T_X}}{1 - \frac{T_O}{T_X}},$$

где $\Delta e_H, \Delta e_O$ – приращение эксергии нагреваемого и охлаждаемого потока при энергетическом взаимодействии;

T_H, T_O – средняя термодинамическая температура нагреваемого и охлаждаемого потока.

В теплообменниках рекуперативного типа определение приращения эксергии нагреваемых и охлаждаемых потоков не представляет труда.

Эксергетический КПД процесса в рекуперативном теплообменнике

Пример 14.

Расход воздуха, нагреваемого паром в калорифере:

$$G = 20000 \text{ кг/ч},$$

$$\text{температура воздуха: } t_H = 16 \text{ }^\circ\text{C}, t_K = 19 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\text{температура пара } t_{\Pi} = 100 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\text{удельная теплоёмкость воздуха } C_B = 0,92 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{ }^\circ\text{C)},$$

$$\text{температура окружающей среды } T_X = 245 \text{ К}.$$

Процесс адиабатический (без отвода теплоты в окружающую среду).

Определить эксергетический КПД и эксергетические потери кондиционера для холодного периода года в паровом калорифере вторичного подогрева воздуха.

Тепловой баланс калорифера

$$Q_O = Q_H = G \cdot C_B \cdot (t_K - t_H) = 20000 \cdot 0,92 \cdot (19 - 16) = 55308 \text{ кДж/ч}.$$

Эксергетический баланс калорифера

Эксергия, переданная водяным паром в калорифере:

$$\Delta E_O = Q_O \cdot (1 - T_X / T_O) = 55308 \cdot (1 - 245 / 373) = 18980 \text{ кДж/ч},$$

где T_O – среднетермодинамическая температура конденсации водяного пара,

$$T_O = t_{\Pi} = 373 \text{ К}.$$

Эксергия, воспринятая воздухом в калорифере,

$$\Delta E_H = Q_H \cdot (1 - T_X / T_H) = 55308 \cdot (1 - 245 / 290,5) = 8663 \text{ кДж/ч},$$

где T_H – среднетермодинамическая температура нагрева воздуха в калорифере,

$$T_H = [(t_K + t_H) / 2] + 273 = 290,5 \text{ К}.$$

Эксергетический КПД калорифера

$$\eta = \Delta E_H / \Delta E_O = (8663 / 18980) \cdot 100 = 45,6 \%$$

Эксергетические потери в паровом калорифере

$$\Delta = \Delta E_O - \Delta E_H = 18980 - 8663 = 10317 \text{ кДж/ч.}$$

Термодинамический анализ процесса в калорифере показывает, что он характеризуется низким эксергетическим КПД и большими эксергетическими потерями. Одним из возможных вариантов повышения степени термодинамического совершенства процесса в калорифере является замена пара на воду или на газообразный теплоноситель. Несмотря на низкий эксергетический КПД такой процесс может быть экономически целесообразен, например, в случае использования в качестве теплоносителя отработанного водяного пара, который иначе отводится в окружающую среду.

Некоторое затруднение вызывает определение приращения эксергии в процессах, осложненных массообменом.

Можно привести тепловой процесс с массообменом к процессу в рекуперативном теплообменнике и идеальном смесителе (разделителе), установленным последовательно. Эта условная схема (при сохранении материальных и энергетических балансов) позволяет относительно просто рассчитать приращения эксергий материальных потоков в тепловом процессе, осложненном массообменом.

Рассмотрим типовые процессы в типичных теплоиспользующих установках производства целлюлозы и бумаги, где тепловые процессы осложнены массообменом.

Эксергетический КПД процесса в теплообменнике смешения

Пример 15.

В теплообменнике смешения регенеративного контура выпарной батареи водяным паром нагревается раствор черного шёлока. Приняты следующие обозначения:

G_1, C_1, t_1 — расход, удельная теплоёмкость и температура нагреваемого раствора на входе в теплообменник, соответственно;
 G_2, i_2, t_2 — расход, удельная энтальпия, температура водяного пара на входе в теплообменник, соответственно;

G_3, C_3, t_3 - расход, удельная теплоёмкость, температура потока на выходе, соответственно,

C_B — удельная теплоёмкость воды, принята $4,19 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$.

Для приведения рассматриваемого процесса теплообмена

(рис. 5а) к процессу в рекуперативном (поверхностном) теплообменнике условно разобьём выходной (нагретый) поток (рис.5б) на два: один по массе, равный нагреваемому потоку, другой — по массе, равный охлаждаемому. При этом для обоих потоков

t_3 - idem. Так как при определении приращения эксергии используются балансы массы и энергии потоков, практически удобно нагретый поток разделить не по массам, а по их водяным эквивалентам. Процесс в теплообменнике адиабатический.

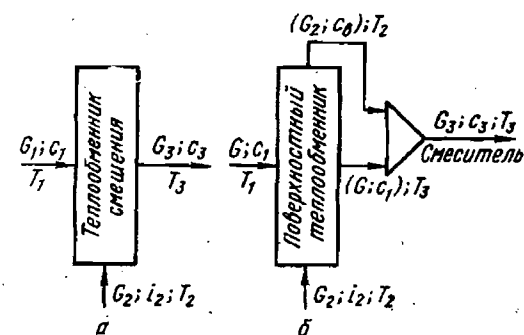


Рис. 5. Тепловые схемы теплообменника смешения:

а — структурная; б — эквивалентная

Численные величины взаимодействующих потоков при принятых обозначениях:

$$G_1 = 100\,000 \text{ кг/ч}, C_1 = 3,77 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К}), T_1 = 363 \text{ К};$$

$$G_2 = 1525 \text{ кг/ч}, I_2 = 2933 \text{ кДж/кг}, T_2 = 383 \text{ К}; T_3 = 373 \text{ К}.$$

Тепловой баланс теплообменника смешения

$$Q_O = Q_H = G_1 \cdot C_B \cdot (T_3 - T_1) = 100000 \cdot 3,77 \cdot (373 - 363) =$$

$$= 3,77 \cdot 10^6 \text{ кДж/ч.}$$

Эксергетический баланс теплообменника смешения

Эксергия, переданная водяным паром в теплообменнике смешения,

$$\Delta E_O = Q_O \cdot (1 - T_X / T_O) = 3770000 \cdot (1 - 300 / 383) = 816997 \text{ кДж/ч},$$

где T_O - среднетермодинамическая температура конденсации водяного пара $T_O = T_2 = 383 \text{ К}$.

Эксергия, воспринятая раствором в теплообменнике смешения,

$$\Delta E_H = Q_H \cdot (1 - T_X / T_H) = 3770000 \cdot (1 - 300 / 368) = 696630 \text{ кДж / ч,}$$

где T_H - среднетермодинамическая температура нагрева раствора в теплообменнике смешения

$$T_H = (T_1 + T_3) / 2 = (363 + 373) / 2 = 368 \text{ К.}$$

Эксергетический КПД теплообменника смешения

$$\eta = \Delta E_H / \Delta E_O = (696630 / 816997) \cdot 100 = 85,3 \text{ \%}$$

Эксергетические потери в теплообменнике смешения

$$\Pi = \Delta E_O - \Delta E_H = 816997 - 696630 = 120367 \text{ кДж / ч.}$$

Анализ теплового процесса в теплообменнике смешения показывает, что эксергетический КПД процесса достаточно высок (85,3%). Некоторое дальнейшее повышение эксергетического КПД возможно путем увеличения степени нагрева раствора на основе интенсификации процесса теплообмена в теплообменнике.

Эксергетический КПД процесса в адиабатическом самоиспарителе

Другим типичным теплоиспользующим элементом в схемах регенерации теплоты является адиабатический самоиспаритель (рис. 6).

Процесс в этом элементе относится к процессу дросселирования перегретого алюминатного раствора при внутреннем энергетическом обмене. Самоиспарители широко используются в аппаратурно-технологических схемах варки щепы при производстве целлюлозы, в производстве бумаги, в котельной практике в качестве расширителей продувки.

Для приведения теплового процесса (рис.6а) к процессу в рекуперативном теплообменнике условно разобьем выходящий поток на два: один по массе равен нагреваемому потоку (пару), другой - охлаждаемому.

Так как $T_1^И > T_2^И$, то возможность приведения рассматриваемого теплового процесса к процессу в поверхностном теплообменнике не очевидна, представим, что условно разбитые материальные потоки обмениваются энергией в рекуперативном подогревателе (т/о №1) и в

рекуперативном холодильнике (т/о №2) (рис.5а; 5б; 5в). Для практических целей такая локализация процесса не нужна. Нетрудно видеть, что, совместив т/о №. 1 и т/о №2, эквивалентную схему (по рис. 5б) легко привести к эквивалентной схеме (рис. 5в), которая представляет интерес для практического анализа;

КПД такого процесса

$$\eta = \frac{\Delta E_H}{\Delta E_O} = \frac{G_3(i - C_B \cdot T_1^И)}{G_2 \cdot C_2 \cdot (T_1^И - T_2^И)} \cdot \frac{1 - \frac{T_X}{T_T}}{1 - \frac{T_X}{T_T}}$$

где T_T, T_T' - среднетермодинамическая температура нагрева воды при превращении ее в водяной пар и охлаждения нагревающего потока.

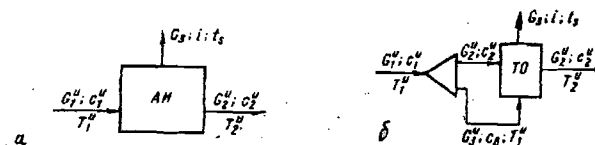


Рис. 6. Тепловые схемы адиабатического самоиспарителя:

а — структурная; б - эквивалентная

а/и — адиабатический испаритель; т/о — рекуперативный теплообменник; $G_1^И, c_1^И, T_1^И$ — расход, удельная теплоёмкость и температура перегретого раствора на входе в испаритель, соответственно; $G_2^И, c_2^И, T_2^И$ — то же, на выходе из испарителя; $G_3^И, i, T_S$ - расход, удельная энтальпия и температура пара вскипания, соответственно.

Пример 16.

Рассмотрим процесс в адиабатическом самоиспарителе (в водоотделителе третьей ступени сушильной части бумагоделательной машины) (рис. 6).

Численные величины взаимодействующих потоков при принятых обозначениях:

$$G_1^И = 8480 \text{ кг / ч, } C_1^И = 4.19 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{°C)}, T_1^И = 404\text{К;}$$

$$G_2^И = 8338 \text{ кг / ч, } C_2^И = 4.19 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{°C)}, T_2^И = 404\text{К;}$$

$$G_3^И = 142 \text{ кг / ч, } C_B = 4.19 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{°C)}, T_3^И = 404\text{К;}$$

$$G_3^И = 142 \text{ кг / ч, } i = 2757,6 \text{ кДж / кг, } t_s = 395\text{K};$$

$$G_2^И = 8338 \text{ кг / ч, } C_2^И = 4,19 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{ } ^\circ\text{C)}, T_2^И = t_s = 395 \text{ K};$$

$$G_3^И = 141,9 \text{ кг / ч, } i = 2757,6 \text{ кДж / кг, } t_s = 395 \text{ K.}$$

Тепловой баланс адиабатического самоиспарителя

$$Q_0 = Q_H = G_2 \cdot C_2 \cdot (T_1^И - T_2^И) = 8338 \cdot 4,19 \cdot (404 - 395) = 314426 \text{ кДж / ч.}$$

Эксергетический баланс адиабатического самоиспарителя

Эксергия, переданная перегретой водой при ее фазовом превращении в самоиспарителе,

$$\Delta E_0 = Q_0 \cdot (1 - T_X / T_0) = 314426 \cdot (1 - 300 / 399,5) = 78311 \text{ кДж / ч,}$$

где T_0 - среднетермодинамическая температура охлаждения перегретой воды

$$T_0 = (T_1^И + T_2^И) / 2 = 399,5\text{K.}$$

Эксергия, воспринятая при фазовом переходе части перегретого раствора в водяной пар,

$$\Delta E_H = Q_H \cdot (1 - T_X / T_H) = 314426 \cdot (1 - 300 / 395) = 75621 \text{ кДж / ч,}$$

где T_H - средняя термодинамическая температура фазового перехода (температура водяного пара),

$$T_H = t_s = 395\text{K.}$$

Эксергетический КПД теплообменника смешения

$$\eta = \Delta E_H / \Delta E_0 = (75621 / 78311) \cdot 100 = 96,6 \text{ \%}.$$

Эксергетические потери в теплообменнике смешения

$$\Pi = \Delta E_0 - \Delta E_H = 78311 - 75621 = 1690 \text{ кДж / ч.}$$

Термодинамический анализ теплового процесса в адиабатическом самоиспарителе показывает, что степень термодинамического совершенства этого процесса очень высока. Эксергетический КПД равен 96,6%, что свидетельствует о том, что все возможности по совершенствованию процесса исчерпаны.

Библиографический список

- Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления.- М.: Недра, 1982.
- Бельский А.П., Лотвинов М.Д. Вентиляция бумагоделательных машин.- М.: Лесная промышленность, 1990.
- Голубков Б.Н., Пятачков Б.И., Романова Т.М. Кондиционирование воздуха, отопление и вентиляция.- М.: Энергоиздат, 1982.
- Голубков Б.Н., Романова Т.М., Гусев В.А. Проектирование и эксплуатация установок кондиционирования воздуха и отопления.- М.: Энергоатомиздат, 1988.
- Левитан Б.М. Вентиляция на предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности.- Л.: Лесная промышленность, 1972.
- Мурзич А.Ф., Чайка М.Н. Системы вентиляции и кондиционирования воздуха: учеб. пособие / СПбГТУРП. СПб., 2004.
- Мурзич А.Ф. Энергетические системы обеспечения жизнедеятельности человека: метод. указания по выполнению контрольной работы для студентов заочной формы обучения / СПбГТУРП. СПб., 2001.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Термодинамика влажного воздуха	3
Тепловой и влажностный балансы помещения	4
Системы вентиляции.....	6
Системы кондиционирования воздуха	11
Основные определения и соотношения эксергетического метода анализа.....	21
Эксергетический КПД процесса в рекуперативном теплообменнике.....	25
Эксергетический КПД процесса в теплообменнике смешения.....	26
Эксергетический КПД процесса в адиабатическом самоиспарителе	28
Библиографический список.....	31

Владимир Григорьевич Казаков

Анатолий Феофанович Мурзич

Вера Николаевна Самойло

**ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ И
ТЕПЛОТЕХНОЛОГИИ**

СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

Методические указания к практическим занятиям

Редактор М.А. Полторак

Техн. редактор Л.Я. Титова

Подп. к печати 28.06.07. Формат 60x84/16. Бумага тип. №1.

Печать офсетная. Объём 2,0 печ. л., 2,0 уч.-изд. л. Тираж 300 экз.

Изд. №80. Цена «С». Заказ *1544*.

Ризограф ГОУВПО Санкт-Петербургского государственного
технологического университета растительных полимеров, 198095,
Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4