

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика
и теплотехника»

Э. М. Космачева

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Методическое пособие к курсовому проекту
«Разработка теплотехнологической установки»
для студентов специальности
1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика»

В 2 частях

Часть 2

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области энергетики и энергетического оборудования*

Минск
БНТУ
2019

УДК 621.1.016.4+66.041(075.8)

ББК 31.391я7

К71

Р е ц е н з е н т ы:

д-р техн. наук, профессор *Н. Б. Карницкий*;

канд. техн. наук, доцент *Ф. И. Молочко*

Космачева, Э. М.

К71 Проектирование, монтаж и эксплуатация теплотехнологического оборудования : методическое пособие к курсовому проекту «Разработка теплотехнологической установки» для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» : в 2 ч. Ч. 2. / Э. М. Космачева. – Минск : БНТУ, 2019. – 45 с.
ISBN 978-985-550-603-5 (Ч. 2).

В пособии приводятся методики проектирования схем средне- и низкотемпературных теплотехнологий с внедрением мероприятий, повышающих энергоэффективность данного производства. Предложенные методики могут активно использоваться студентами в курсовом проектировании по дисциплинам «Промышленные теплообменные процессы и установки» и «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплотехнологического оборудования», а также при выполнении дипломного проекта по специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика».

Первая часть методического пособия была издана в БНТУ в 2014 году.

УДК 621.1.016.4+66.041(075.8)

ББК 31.391я7

ISBN 978-985-550-603-5 (Ч. 2)

ISBN 978-985-550-223-5

© Космачева Э. М., 2019

© Белорусский национальный
технический университет, 2019

ВВЕДЕНИЕ

Тематика курсовых проектов по дисциплине «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплотехнологического оборудования» для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» предполагает разработку теплотехнологических установок для концентрирования и перегонки бинарных растворов, сушки различных материалов, создания искусственного холода, а также трансформации низкопотенциальной энергии. Во второй части пособия представлены методики расчета сушильных установок, компрессионных и абсорбционных холодильных установок, а также трансформаторов низкопотенциальной теплоты.

1. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ КОНВЕКТИВНЫХ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Задание. Рассчитать конвективную сушилку для сушки зернистого материала смесью дымовых газов с воздухом (рис. 1.1) при следующих данных:

- производительность по влажному материалу G_1 ;
- влажность материала на общий вес начальная w_1 ;
- влажность материала на общий вес конечная w_2 ;
- средний диаметр частиц материала d .

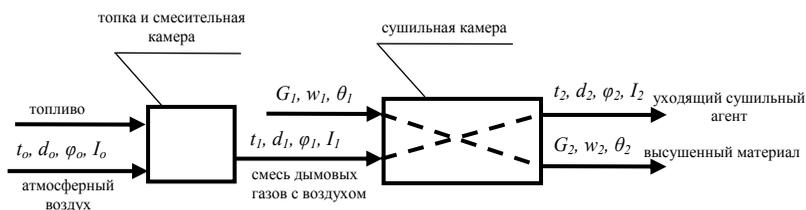


Рис. 1.1 Принципиальная схема конвективной сушильной установки на смеси дымовых газов с воздухом

1.1. Материальный баланс сушилки

Количество влаги, испаряемой из материала:

$$W = G_1 \frac{w_1 - w_2}{100 - w_2}.$$

Производительность сушилки по высушенному материалу:

$$G_2 = G_1 - W.$$

1.2. Построение теоретического и действительного процесса сушки в I, d -диаграмме влажного воздуха (рис. 1.2)

Задаются параметрами наружного воздуха t_o и d_o (точка A на рис. 1.2). Температура сушильного агента (смесь дымовых газов с воздухом) на входе в сушильную камеру t_1 принимается для данного типа высушиваемого материала согласно рекомендациям, приведенным в специальной литературе [5].

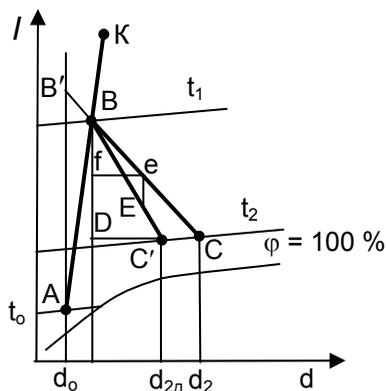


Рис. 1.2. Построение теоретического и действительного процесса сушки в I, d -диаграмме влажного воздуха

Определяется коэффициент расхода воздуха в дымовых газах, выходящих из смесительной камеры (на входе в сушильную камеру) (точка B).

При использовании газообразного топлива формула для определения общего коэффициента расхода воздуха, необходимого для получения газов с температурой t_1 , имеет вид

$$\alpha = \frac{Q_B^p \eta_T + c_T t_T - \left(1 - \sum \frac{0,09n}{12 m+n} C_m H_n \right) c_{cr} t_{cr}}{L_o \left(c_{cr} t_{cr} + \frac{d_o}{1000} i_n - I_o \right)}$$

$$-\frac{\left(\sum \frac{0,09n}{12m+n} C_m H_n\right) i_n - W_m (i'_n - i_n)}{L_o \left(c_{cr} t_{cr} + \frac{d_o}{1000} i_n - I_o\right)},$$

где Q_B^p – высшая теплота сгорания топлива;

$\eta_T = 0,95$ – КПД топки;

c_T и t_T – теплоемкость и температура газообразного топлива;

c_{cr} и t_{cr} – изобарная теплоемкость и температура дымовых газов, $t_{cr} = t_1$;

i_n – энтальпия водяного пара при температуре t_1 ,

$i_n = 2493 + 1,97 t_1$;

$W_m = 0$ – масса водяного пара, содержащегося в газе (топливе);

I_o – энтальпия атмосферного воздуха, определяется по I, d -диаграмме (в точке А, см. рис. 1.2);

L_o – теоретическое количество воздуха на сжигание 1 кг газообразного топлива (1.1).

Теоретическое количество воздуха на сжигание 1 кг газообразного топлива при известном его составе

$$L_o = 1,38 \left(0,0179CO + 0,248H_2 + \sum \frac{m + \frac{n}{4}}{2m + n} C_m H_n \right). \quad (1.1)$$

Удельный расход сухих газов (на 1 кг сжигаемого топлива) при температуре t_1 при сжигании газообразного топлива

$$G_{cr} = 1 + \alpha L_o - \sum \frac{0,09n}{12m + n} C_m H_n.$$

Удельный расход водяных паров, образующихся при полном сгорании 1 кг газообразного топлива при температуре t_1

$$G_{\text{вп}} = \sum \frac{0,09n}{12m+n} C_m H_n + \frac{\alpha L_o d_o}{1000}.$$

Влагосодержание дымовых газов при t_1 (точка B на рис. 1.2)

$$d_1 = 1000 \frac{G_{\text{вп}}}{G_{\text{сг}}}.$$

Теплосодержание дымовых газов в точке B

$$I_1 = \frac{Q_{\text{в}}^{\text{п}} \eta_{\text{т}} + c_{\text{т}} t_{\text{т}} + \alpha L_o I_o}{G_{\text{сг}}}.$$

По d_1 и I_1 на I, d -диаграмме находится точка B (см. рис. 1.2), соединив которую с точкой A , получаем линию смешения атмосферного воздуха с дымовыми газами, выходящими из топки (точка K). Точку K на диаграмме находить не обязательно.

Для построения теоретического процесса сушки из точки B проводится линия $I = \text{const}$ до пересечения с изотермой t_2 в точке C . Температура t_2 выбирается таким образом, чтобы разница между ней и точкой росы для состояния воздуха в точке C была не менее 40°C .

Для построения действительного процесса сушки находится величина

$$\Delta = c_{\text{в}} \theta_1 + q_{\text{доп}} - (q_{\text{м}} + q_{\text{тр}} + q_5),$$

где $c_{\text{в}}$ – изобарная теплоемкость воды;

θ_1 – температура материала на входе в сушилку;

$q_{\text{доп}}$ – удельная теплота (на 1 кг испаренной из материала влаги), вносимая в дополнительном подогревателе, встроенном в сушильную камеру, чаще $q_{\text{доп}} = 0$;

$q_{\text{м}}$ – удельные потери теплоты с материалом

$$q_{\text{м}} = \frac{G_2}{W} c_{\text{м}} (\theta_2 - \theta_1),$$

где $c_{\text{м}}$ – теплоемкость высушенного материала

$$c_{\text{м}} = \frac{c_{\text{сух}} (100 - w_2) + 4,19 w_2}{100},$$

где $c_{\text{сух}}$ – теплоемкость сухой части материала (можно найти в справочной литературе).

В расчетах можно принимать температуру материала на входе в сушильную камеру $\theta_1 = t_0$, а на выходе из нее на 30–40 °С ниже температуры сушильного агента, находящегося над выходящим материалом.

Потеря теплоты с транспортным устройством $q_{\text{тр}}$ учитывается, если есть транспортное устройство, выходящее наружу и остывающее. В конвективных сушилках, предназначенных для сушки дисперсного материала, транспортное устройство, как правило, отсутствует, то есть $q_{\text{тр}} = 0$.

Удельная потеря теплоты сушильной камерой в окружающую среду q_5 от наружного охлаждения конструкции

$$q_5 = \frac{\sum \alpha_i F_i (t_{\text{ст}} - t_{\text{о.с}})}{W},$$

где α_i – коэффициент теплоотдачи от поверхности соответствующего ограждения к окружающей среде, можно найти по эмпирической зависимости $\alpha_i = 8,4 + 0,06(t_{\text{ст}} - t_{\text{о.с}})$, Вт/(м² · К);

F_i – площадь поверхности ограждения;

$t_{ст}$ – средняя температура поверхности ограждения, из условия безопасной эксплуатации сушилки принимается $t_{ст} = 45-48^\circ\text{C}$;

$t_{о,с}$ – температура окружающей среды.

Так как геометрические размеры сушилки пока неизвестны, потери теплоты в окружающую среду q_5 предварительно принимаются с последующей проверкой.

Затем на линии BC (см. рис. 1.2) выбирается произвольная точка e и проводится отрезок ef , длина которого измеряется.

Из уравнения $eEM_i = \frac{\Delta}{1000} efM_d$ находится длина отрезка eE , где M_i и M_d – соответственно масштаб оси энтальпии и влагосодержания I, d -диаграммы.

Если $\Delta < 0$, то отрезок eE откладывается вниз и через точки B и E проводится прямая до пересечения с изотермой t_2 (см. рис. 1.2). Линия BC' – действительный процесс сушки, на основании которого определяется влагосодержание сушильного агента на выходе из сушилки d_2 , используемый для определения расхода сушильного агента (формула 1.2).

1.3. Тепловой баланс сушилки

Тепловой баланс конвективной сушилки на 1 кг испаренной из материала влаги

$$q = q_1 + q_2 + q_m + q_{тр} + q_5,$$

где q_1 – полезная теплота, пошедшая на испарение 1 кг влаги из материала

$$q_1 = i_n - c_v \theta_1 = 2493 + 1,97t_2 - 4,19t_0, \text{ кДж/кг},$$

q_2 – потери теплоты с уходящим сушильным агентом

$$q_2 = \ell c_2 (t_2 - t_0),$$

где ℓ – удельный расход сушильного агента, кг/кг

$$\ell = \frac{1000}{d_{2д} - d_1}; \quad (1.2)$$

c_2 – массовая теплоемкость сушильного агента, покидающего сушилку (смеси дымовых газов с воздухом), можно принять равной теплоемкости воздуха и определить по формуле

$$c_{\text{возд}} = 1,0056 + 1,97 \frac{d_1}{1000}.$$

КПД сушильной камеры

$$\eta_{\text{ск}} = \frac{q_1}{q} 100 = \frac{q_1}{q_1 + q_2 + q_m + q_{\text{тр}} + q_5} 100.$$

Тепловой баланс сушильной установки (сушильная камера + топка)

$$\begin{aligned} q_{\text{су}} &= \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}} B}{W} = \\ &= q_1 + q_2 + q_m + q_{\text{тр}} + q_5 + (q_3 + q_4 + q_5^{\text{т}}), \end{aligned} \quad (1.3)$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – теплота сгорания топлива;

B – расход топлива;

q_3 – потери теплоты в топке от химической неполноты сгорания;

q_4 – потери теплоты в топке от механического недожога (при сжигании твердого топлива);

$q_5^{\text{т}}$ – потери теплоты в топке от наружного охлаждения (через ограждающие конструкции).

КПД сушильной установки

$$\eta_{\text{су}} = \frac{q_1}{q_{\text{су}}} 100.$$

1.4. Расчет геометрических размеров сушильной камеры

Методика определения геометрических размеров сушильной камеры для конвективной сушки дисперсных (сыпучих) материалов определяется видом сушилки (барabanная, в кипящем слое (рис. 1.3), пневмотранспортная, аэрофонтанная).

Например, определение геометрических размеров камеры для сушки материала во взвешенном состоянии (в кипящем слое) можно осуществить следующим образом.

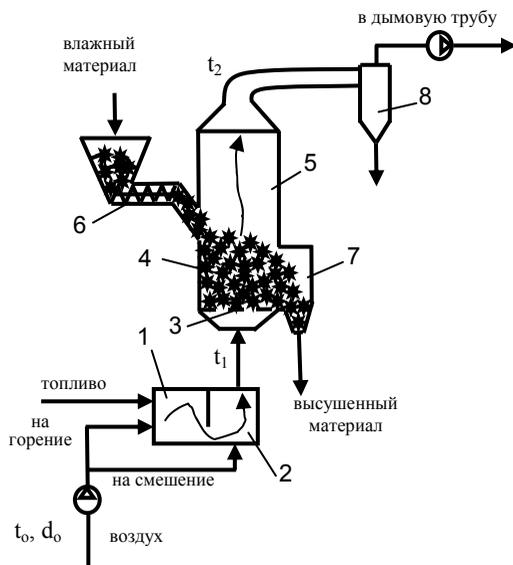


Рис. 1.3. Принципиальная схема сушильной установки с кипящим слоем:
1 – топка; 2 – смесительная камера; 3 – газораспределительная решетка;
4 – слой материала; 5 – сушильная камера; 6 – питательное устройство;
7 – приемное устройство; 8 – циклон

Критерий Архимеда

$$Ar = \frac{d^3 \rho_M g}{\nu_\Gamma^2 \rho_\Gamma},$$

где d – средний диаметр частиц материала;

ρ_M – плотность материала;

ν_Γ и ρ_Γ – вязкость и плотность газов при температуре t_2 .

С помощью номограммы $Lu = f(Ar, \varepsilon)$ [2] определяется критерий Лященко Lu для рабочей порозности слоя $\varepsilon = 0,55\text{--}0,75$, а по нему – скорость газов (сушильного агента) на полное сечение газораспределительной решетки

$$v = \sqrt[3]{\frac{Lu \nu_\Gamma g \rho_M}{\rho_\Gamma}}.$$

Площадь решетки

$$S_{\text{реш}} = \frac{\ell W}{3600 \rho_\Gamma v}.$$

Диаметр решетки

$$D_{\text{реш}} = \sqrt{\frac{S_{\text{реш}}}{0,785}}.$$

Высота кипящего слоя

$$H_{\text{сл}} = 4 h_{\text{ст}},$$

где $h_{\text{ст}}$ – высота гидродинамической стабилизации слоя, определяется по формуле $h_{\text{ст}} = 20 d_{\text{отв}}$, где $d_{\text{отв}}$ – диаметр отверстия решетки (принимается).

Высота сепарационного пространства

$$H_{\text{сеп}} = 4H_{\text{сл}}.$$

Полная высота сушильной камеры (над газораспределительной решеткой)

$$H = H_{\text{сл}} + H_{\text{сеп}}.$$

Методика определения геометрических размеров барабанной сушилки приводится в источниках [2, 5, 6], пневмотранспортной (трубы-сушилки) – в [2, 6].

Далее рассчитывается и выбирается топочное устройство, аэродинамический расчет сушильной установки и выбирается вспомогательное оборудование (вентилятор, дымосос).

1.5. Целесообразность использования газовых двигателей в когенерации с сушильной установкой

Одним из направлений повышения эффективности использования топлива в сушильных установках является внедрение когенерации, суть которой в данном случае состоит в том, что в качестве сушильного агента можно использовать выхлопные газы газового двигателя как внутреннего сгорания, так и газотурбинного (рис. 1.4). При этом в газовом двигателе будет вырабатываться электрическая энергия, которая может использоваться для собственных нужд сушильной установки и предприятия в целом.

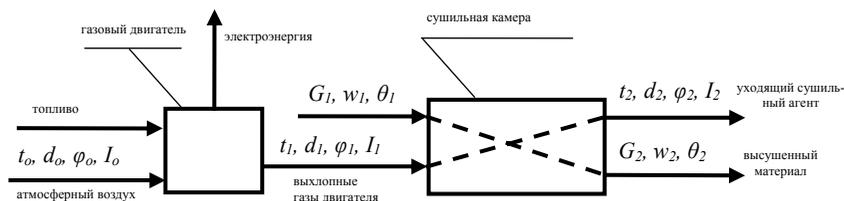


Рис. 1.4. Принципиальная схема конвективной сушильной установки на выхлопных газах двигателя

Для определения целесообразности использования газового двигателя в когенерации с сушильной установкой необходимо сравнить расход топлива двигателем в режиме когенерации с суммой расходов топлива сушильной установкой, оборудованной индивидуальной топкой, и топлива на объекте энергосистемы для выработки эквивалентного количества электрической энергии.

Электрическая мощность газового двигателя

$$N_{\text{гд}}^{\text{эл}} = l_{\text{гд}} L \eta_{oi} \eta_{\text{эм}},$$

где $l_{\text{гд}}$ – удельная работа 1 кг рабочего тела в цикле газового двигателя, кДж/кг;

L – расход рабочего тела (расход сушильного агента), принимается из расчета сушилки, кг/с;

η_{oi} – внутренний относительный КПД газового двигателя, можно принять $\eta_{oi} = 0,82-0,88$;

$\eta_{\text{эм}}$ – электромеханический КПД, $\eta_{\text{эм}} = 0,95-0,98$.

Для определения удельной работы газового двигателя необходимо принять параметры цикла и рассчитать удельные расходы подведенной q_1^{Γ} и отведенной q_2^{Γ} в цикле теплоты.

Тогда удельная работа 1 кг рабочего тела в цикле газового двигателя

$$l_{\text{гд}} = q_1^{\Gamma} - q_2^{\Gamma}.$$

Термический КПД газового двигателя

$$\eta_t^{\text{гд}} = \frac{l_{\text{гд}}}{q_1^{\Gamma}}.$$

Расход условного топлива газовым двигателем, входящим в состав когенерационной установки

$$B_{\text{гд}} = \frac{q_1^{\Gamma} L}{Q_{\text{усл}}},$$

где $Q_{\text{усл}}$ – теплота сгорания условного топлива, $Q_{\text{усл}} = 29\,330$ кДж/кг.

Для выработки аналогичного количества электрической энергии на КЭС будет израсходовано топлива

$$B_{\text{эл}}^{\text{КЭС}} = b_{\text{КЭС}} N_{\text{ГД}} \tau,$$

где $b_{\text{КЭС}}$ – удельный расход условного топлива на выработку 1 кВт·ч электрической энергии в энергосистеме (на КЭС), можно принять $b_{\text{КЭС}} = 0,32\text{--}0,34$ кг/кВт·ч.

Расход топлива в сушильной установке в случае оборудования ее собственной топкой определяется в расчете сушилки (1.3) и переводится в условное топливо.

Осуществляется сравнение расходов топлива $B_{\text{ГД}} \Leftrightarrow B_{\text{суш}} + B_{\text{эл}}^{\text{КЭС}}$ и делается соответствующий вывод об экономии топлива.

твор CaCl_2 (или NaCl) в воде циркулирует по системе охлаждения камер холодильника VII при помощи центробежного насоса VI, отнимая теплоту от продуктов, находящихся в камерах. Пары аммиака, сжатые в компрессоре до давления конденсации p_k , при температуре перегрева t_2 направляются через маслоотделитель X в конденсатор III, охлаждаемый водой из системы оборотного водоснабжения. Сконденсировавшийся аммиак при температуре t_k собирается в ресивере IX, представляющем запасную емкость, откуда через переохладитель VIII транспортируется к регулирующей станции, имея температуру t_3 . В регулирующем вентиле IV жидкий аммиак дросселируется до давления p_o и температуры t_o , при этих параметрах он поступает снова в испаритель.

Значения энтальпии i в различных точках холодильного цикла (рис. 2.2) определяются с помощью диаграммы T, s для аммиака (или $i, \lg p$ -диаграммы). Индексы значений i_1, i_2 и т. д. и $t_1 = t_2$ и т. д. соответствуют точкам на диаграмме.

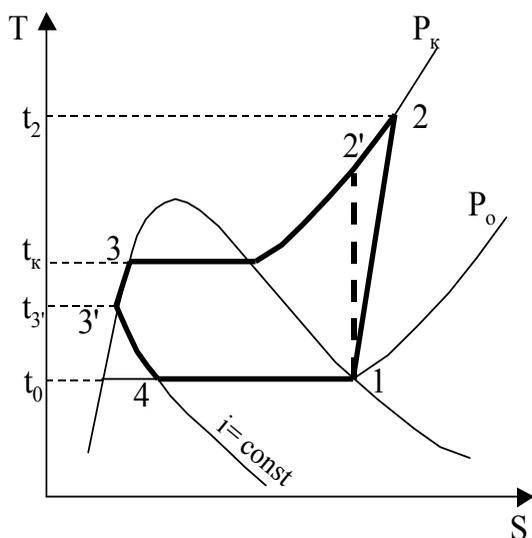


Рис. 2.2. Цикл одноступенчатой парожидкостной компрессионной холодильной установки

Для построения цикла в T, s -диаграмме хладагента определяются следующие параметры:

– температура рассола $t_p = t_{\text{оп}} - (2\dots3)\dots(5\dots7)^\circ\text{C}$;

– температура аммиака в испарителе $t_o = t_p - (2\dots3)\dots(5\dots7)^\circ\text{C}$;

с помощью T, s -диаграммы аммиака по t_o находится его давление в испарителе p_o ;

– температура конденсации аммиака $t_k = t_{\text{в.ср}} + (2\dots3)\dots(5\dots7)^\circ\text{C}$;
на T, s -диаграмме аммиака по t_k находится его давление в конденсаторе p_k .

Строится цикл компрессионной холодильной установки в T, s -диаграмме:

– проводится изобара p_o до пересечения с верхней пограничной кривой в точке 1;

– проводится изобара p_k до пересечения с нижней пограничной кривой в точке 3;

– из точки 1 проводится адиабата (вертикаль) до пересечения с изобарой p_k в точке 2';

– из точки 3 по нижней пограничной кривой опуститься на Δt (величину переохлаждения конденсата) до точки 3';

– из точки 3' по линии $i = \text{const}$ (процесс дросселирования) опуститься до пересечения с изобарой p_o в точке 4.

Определяются основные параметры (p, t, i) в характерных точках цикла 1, 2, 3, 3', 4 и удельный объем аммиака в точке 1 v_1 .

Удельная массовая холодопроизводительность

$$q_o = i_1 - i_4, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Массовый расход аммиака в системе

$$G_{\text{ха}} = \frac{Q}{q_o}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Удельная объемная холодопроизводительность

$$q_v = \frac{q_o}{v_1}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Действительная объемная производительность компрессора

$$V_d = v_1 G_{xa}.$$

Коэффициент подачи

$$\lambda = \lambda_v \lambda_\omega \lambda_{пл},$$

где λ_v – объемный коэффициент компрессора;

λ_ω – коэффициент подогрева;

$\lambda_{пл}$ – коэффициент плотности

$$\lambda_v = 1 - c \left(\frac{p_k}{p_o} - 1 \right),$$

где c – коэффициент, учитывающий наличие вредного пространства (в долях), $c = 1,5-8\%$. Для крупных горизонтальных машин $c = 1,5-3\%$; мелких горизонтальных $c = 5-8\%$; вертикальных простого действия $c = 2-6\%$.

$$\lambda_\omega = \frac{T_o}{T_k},$$

где $T_o = t_o + 273$, $T_k = t_k + 273$ – абсолютные температуры кипения хладагента в испарителе и конденсации его в конденсаторе.

Коэффициент плотности принимается $\lambda_{пл} = 0,95-0,98$.

Теоретическая объемная производительность компрессора

$$V_T = \frac{V_d}{\lambda}.$$

То же через характеристики компрессора

$$V_T = \frac{\pi D^2}{240} snz, \quad \frac{\text{м}^3}{\text{с}},$$

где D – диаметр цилиндра компрессора, м;

s – ход поршня компрессора, м;

n – число оборотов коленчатого вала компрессора, об/мин;

z – число цилиндров компрессора.

Откуда диаметр поршня

$$D = \sqrt{\frac{240V_T}{\pi snz}}, \quad \text{м.}$$

Из таблиц [2, 13] выбирается компрессор.

Работа, затрачиваемая компрессором на адиабатное обратимое сжатие 1 кг хладагента в процессе 1–2'

$$\ell = i_{2'} - i_1, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Теоретическая мощность компрессора

$$N_T = G_{\text{ха}} \ell, \quad \text{кВт.}$$

Индикаторная мощность компрессора

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i}, \quad \text{кВт,}$$

где η_i – индикаторный КПД компрессора, равный $\eta_i = \lambda_{\omega} + b t_{\omega}$,

λ_{ω} – коэффициент подогрева;

b – коэффициент, который для компрессоров:

– горизонтальных двойного действия $b = 0,002$;

- аммиачных вертикальных простого действия $b = 0,001$;
- фреоновых вертикальных простого действия $b = 0,0025$.

Эффективная мощность компрессора

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_M}, \quad \text{кВт},$$

где η_M – механический КПД, $\eta_M = 0,98-0,99$.

Мощность на валу двигателя

$$N_d = (1,1 \dots 1,12) \frac{N_e}{\eta_{\Pi}}, \quad \text{кВт},$$

где η_{Π} – КПД передачи, $\eta_{\Pi} = 0,98-0,99$.

Теоретический холодильный коэффициент

$$\varepsilon_T = \frac{q_0}{\ell}.$$

Действительный холодильный коэффициент

$$\varepsilon_d = \varepsilon_T \eta_i \eta_M.$$

Выбираются теплообменные аппараты (конденсатор, переохладитель, испаритель), включенные в схему холодильной установки (см. рис. 2.1).

Многоступенчатое сжатие. При понижении температуры кипения хладагента в испарителе t_0 и повышении температуры конденсации его в конденсаторе t_k соответственно уменьшается давление p_0 и возрастает давление p_k , что приведет к увеличению отношения давлений p_k / p_0 . Большое значение степени повышения давления значительно снижает экономичность компрессора, а значит компрессионной холодильной установки (КХУ) в целом. Кроме того с увеличением p_k / p_0 увеличивается температура в конце сжатия (точка 2, рис. 2.2), что ухудшает условия смазки компрессора и

В двухступенчатой КХУ сжатие паров хладагента осуществляется сначала в первой ступени Ia от p_0 до p_{np} , а затем во второй ступени Ib от p_{np} до p_k . Между ступенями сжатия пары хладагента охлаждаются водой в теплообменнике (промежуточном холодильнике) (процесс 2–2'). Затем они смешиваются с парами, вышедшими из промежуточного сосуда V (состояние 6'') и смесь 2'' направляется на всас компрессора верхней ступени, где сжимаются (процесс 2''–3). В результате наблюдается экономия в работе, по сравнению с одноступенчатым сжатием, соответствующая площади фигуры на цикле 2–2''–3–3'.

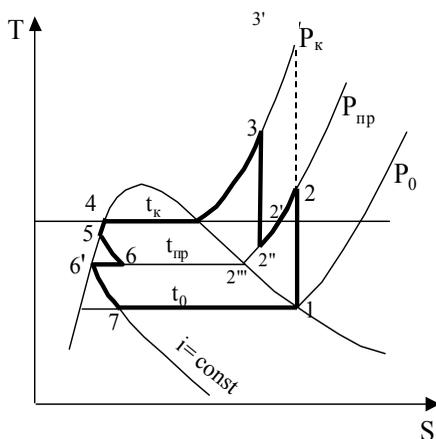


Рис. 2.4. Цикл компрессионной холодильной установки с двухступенчатым сжатием и двойным регулированием

Двухступенчатое регулирование (дросселирование), представленное на схеме (см. рис. 2.3), уменьшает мощность, потребляемую установкой, так как пар, образовавшийся при верхнем дросселировании, отделяется и сразу поступает в компрессор верхней ступени, то есть не проходит через компрессор нижней ступени, где нужно было бы затратить энергию на его сжатие от p_0 до p_{np} .

Холодильный коэффициент такой установки определяется по формуле

$$\varepsilon = \frac{q_0}{\ell},$$

где $q_0 = (1 - x_6)(i_1 - i_7)$;

$$\ell = (1 - x_6)(i_2 - i_1) + 1(i_3 - i_2'').$$

Тогда

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_7}{i_2 - i_1 + \frac{1}{1 - x_6} (i_3 - i_{2'})}$$

Степень сухости хладагента после дросселя верхней ступени находится из уравнения теплового баланса промежуточного сосуда

$$1i_6 = x_6i_{6''} + (1 - x_6)i_{6'}$$

откуда

$$x_6 = \frac{i_6 - i_{6'}}{i_{6''} - i_{6'}}$$

Так как $i_6 = i_5$, то

$$x_6 = \frac{i_5 - i_{6'}}{i_{6''} - i_{6'}}$$

$i_7 = i_{6'}$ – определяется по $p_{\text{пр}}$:

$$p_{\text{пр}} = \sqrt{p_0 p_k}$$

Для определения энтальпии $i_{2'}$ составим уравнение теплового баланса точки смешения потоков пара из промежуточного сосуда и после промежуточного холодильника:

$$x_6i_{6''} + (1 - x_6)i_{2'} = 1i_{2''}$$

откуда

$$i_{2''} = i_{2'} - x_6(i_{2'} - i_{6''})$$

где $i_{2'}$ – энтальпия паров хладагента после промежуточного холодильника определяется по T, s -диаграмме при $p_{\text{пр}}$ и $t_{2'} = t_k$, предполагая, что конденсатор и промежуточный холодильник используют охлаждающую воду из одного источника.

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Задание. Рассчитать абсорбционную холодильную установку (рис. 3.1) при следующих данных:

- холодопроизводительность установки Q_0 ;
- температура рассола на входе в испаритель t_{p1} ;
- температура рассола на выходе из испарителя t_{p2} ;
- температура охлаждающей воды на входе в аппараты $t_{в1}$;
- температура охлаждающей воды на выходе из аппаратов $t_{в2}$;
- давление греющего водяного пара p ;

– конечные разности температур (принять самостоятельно): в испарителе – $\Delta t_{и}$; в конденсаторе – $\Delta t_{к}$; в абсорбере – $\Delta t_{а}$; в генераторе – $\Delta t_{г}$; в охладителе – Δt_{3-7} ; в теплообменнике раствора – Δt_{14-10} ; в дефлегматоре $\Delta t_{д} = \Delta t_{к}$, °С.

Абсорбционная холодильная установка (АХУ), принципиальная схема которой представлена на рис. 3.1, работает следующим образом. К ректификационной колонне Ib из абсорбера IX насосом X через теплообменник VII подводится крепкий раствор давлением p_k , то есть раствор повышенной концентрации в состоянии 15, представляющий собой смесь хладагента (аммиака) и абсорбента (воды) с концентрацией $\xi_{кр}$. Этот раствор проходит через ректификационную колонну. При этом из состояния 15 крепкий раствор нагревается до температуры кипения, соответствующей $\xi_{кр}$ (точка 8), и образуются пары, равновесное состояние которых характеризуется точкой 1. Обогащенные летучим аммиаком пары движутся по колонне вверх, а обедненная жидкость стекает вниз в генератор Ia (состояние 9). Изменение состояния раствора в ректификационной колонне и генераторе изображено на i, ξ -диаграмме линией 15–8–9, в том числе 15–8 – подогрев крепкого раствора до кипения при постоянной $\xi_{кр}$, а 8–9 – изменение состояния кипящего раствора за счет уменьшения его концентрации от $\xi_{кр}$ до $\xi_{сл}$.

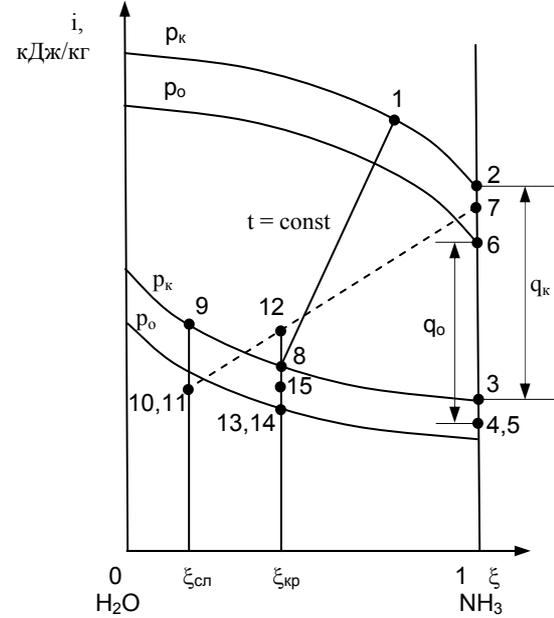
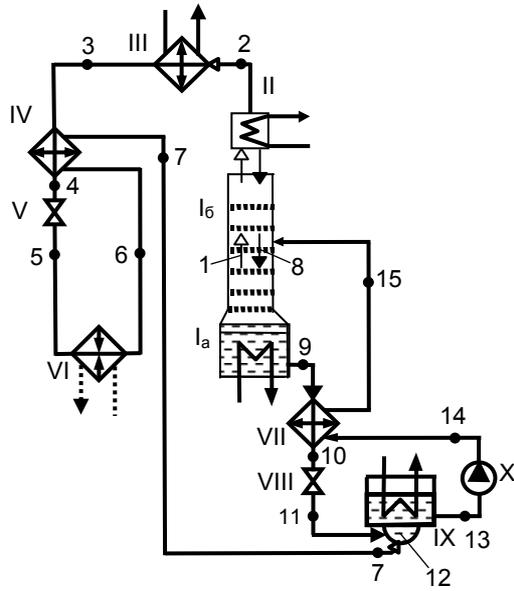


Рис. 3.1. Принципиальная схема и процесс работы абсорбционной холодильной установки:
 Ia – генератор, Ib – ректификационная колонна, II – дефлегматор, III – конденсатор, IV – охладитель,
 V, VIII – дроссельный вентиль, VI – испаритель, VII – теплообменник, IX – абсорбер, X – насос

Для обогащения паров летучим компонентом в колонну необходимо возвращать флегму, которая образуется при конденсации паров, выходящих из колонны, в дефлегматоре за счет отвода теплоты с охлаждающей водой. В результате после колонны и дефлегматора концентрация паров значительно повышается. Довести концентрацию до единицы, то есть получить после дефлегматора идеально чистый пар аммиака, теоретически невозможно, так как для этой цели пришлось бы сконденсировать в дефлегматоре весь пар (флегмовое число $R \rightarrow \infty$). Поэтому концентрацию пара доводят до значения, отличающегося от единицы на доли процента. Процесс обогащения паров в колонне изображен кривой 1–2 на i, ξ -диаграмме.

Генератор, ректификационная колонна и дефлегматор обычно компонуются вместе таким образом, чтобы обеспечить естественное движение паров вверх, а флегмы и крепкого раствора – вниз.

После дефлегматора пар аммиака поступает в конденсатор III (процесс 2–3), затем в охладитель, где дополнительно охлаждается парами хладагента из испарителя (процесс 3–4). Далее жидкий хладагент дросселируется в V ($i = \text{const}, \xi = 1 = \text{const}$, поэтому точки 4 и 5 совпадают). Но эти состояния относятся к разным давлениям: точка 4 к p_k , а точка 5 к p_o . То есть в точке 4 – охлажденная жидкость (ниже пограничной кривой p_k), а в точке 5 – влажный насыщенный пар (так как выше пограничной кривой p_o).

После дроссельного вентиля хладагент поступает в испаритель VI, где в результате подвода теплоты извне он кипит и превращается в сухой насыщенный пар (процесс 5–6). Затем пары хладагента поступают в охладитель, где перегреваются, охлаждая жидкий хладагент (процесс 6–7) и направляются в абсорбер IX. Там происходит смешение паров аммиака со слабым раствором (кубовым остатком), который перед этим охлаждается в VII (процесс 9–10 при $\xi_{\text{сл}} = \text{const}$) и дросселируется в VIII (процесс 10–11 при $i = \text{const}$ и $\xi_{\text{сл}} = \text{const}$, то есть точки 10 и 11 совпадают). Итак, в абсорбере смешивается пар с состоянием в точке 7 и жидкость в точке 11. При адиабатном смешении состояние смеси на диаграмме определяется как точка пересечения прямой, соединяющей исходные состояния (----- на рис. 3.1) с ординатой, соответствующей концентрации полученной смеси ($\xi_{\text{кр}}$). На пересечении прямой 7–11 с ординатой $\xi_{\text{кр}}$ получена точка 12, которая при давлении p_o оказалась выше нижней

пограничной кривой, следовательно, смесь в этом состоянии – влажный пар. Для превращения влажного насыщенного пара в жидкий крепкий раствор из абсорбера отводится теплота, что изображается прямой 12–13. Далее крепкий раствор насосом X подается через теплообменник VII в ректификационную колонну. В насосе $i \approx \text{const}$ и $\xi_{\text{кр}} = \text{const}$, точки 13 и 14 совпадают. Процесс подогрева крепкого раствора в теплообменнике VII 14–15. Применение теплообменника позволяет снизить удельный подвод теплоты в генераторе и удельный отвод теплоты из абсорбера. Следовательно, чем полнее осуществляется передача энергии в этом теплообменнике, тем экономически выгоднее. Однако температура крепкого раствора после теплообменника не должна превышать температуру его кипения при давлении в генераторе, то есть энтальпия точки 15 не должна превышать энтальпию точки 8, то есть $i_{15} \leq i_8$ или $t_{15} \leq t_8$.

Для определения температур и остальных параметров раствора, циркулирующего в схеме АХУ, задаются значениями меньшей конечной разности температур между греющей и нагреваемой средами в испарителе, конденсаторе, абсорбере, генераторе, охладителе жидкого хладагента (ХА), теплообменнике раствора, дефлегматоре. Тогда температуры испарения и конденсации ХА

$$t_0 = t_{p_2} - \Delta t_{\text{и}};$$

$$t_{\text{к}} = t_{\text{в}_2} + \Delta t_{\text{к}}.$$

Этим температурам соответствуют давления p_0 – в испарителе и абсорбере, $p_{\text{к}}$ – в конденсаторе и генераторе (таблицы термодинамических свойств или T, s -диаграмма ХА).

Температура крепкого раствора на выходе из абсорбера (см. рис. 3.1)

$$t_{13} = t_{\text{в}_2} + \Delta t_{\text{а}}.$$

По давлению p_0 и температуре t_{13} определяют концентрацию крепкого раствора $\xi_{\text{кр}} = \xi_{13}$ и его энтальпию i_{13} (по термодинамическим таблицам или i, ξ -диаграмме ХА).

Температура слабого раствора на выходе из генератора

$$t_9 = t_{\text{гр.п}} - \Delta t_{\text{Г}},$$

где $t_{\text{гр.п}}$ – температура греющего пара, поступающего в генератор, определяется по заданному давлению.

По давлению $p_{\text{к}}$ и температуре t_9 определяют концентрацию слабого раствора $\xi_{\text{сл}} = \xi_9$ и его энтальпию i_9 (по i, ξ -диаграмме или таблицам раствора).

При расчете состояние агента в отдельных точках схемы и ход процесса наносят на i, ξ -диаграмму. Схема построения изображена на рис. 3.1.

Кратность циркуляции, то есть отношение массового расхода крепкого раствора к массовому расходу паров ХА из дефлегматора

$$f = \frac{G_{\text{кр}}}{D} = \frac{G_{15}}{G_2} = \frac{\xi_2 - \xi_9}{\xi_{13} - \xi_9}.$$

При правильно организованной дефлегмации и ректификации $\xi_2 \cong 1,0$.

Температура пара после дефлегматора должна немного (на $\Delta t_{\text{д}}$) превышать температуру конденсации чистого агента при давлении $p_{\text{к}}$

$$t_2 = t_{\text{в}_2} + \Delta t_{\text{д}}.$$

Его энтальпия i_2 определяется по i, ξ -диаграмме (или таблицам) при $\xi_2 \cong 1,0$ и $p_{\text{к}}$.

По i, ξ -диаграмме определяются параметры пара, равновесного кипящему крепкому раствору (точка 1, рис. 3.1):

$$p_1 = p_8 = p_{\text{к}}; \quad t_1 = t_8; \quad \xi_1; \quad i_1.$$

Удельный отвод флегмы из дефлегматора, то есть отношение массового расхода флегмы к массовому расходу пара на выходе из дефлегматора (флегмовое отношение)

$$\phi = \frac{G_8}{G_2} = \frac{\xi_2 - \xi_1}{\xi_1 - \xi_8}.$$

Удельная тепловая нагрузка дефлегматора, то есть отвод тепла из дефлегматора на единицу массового расхода пара из дефлегматора

$$q_d = (i_1 - i_2) + \phi(i_1 - i_8), \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

где i_1, i_2, i_8 – энтальпия пара до и после дефлегматора и флегмы после дефлегматора.

Параметры слабого раствора после теплообменника:

– температура слабого раствора после теплообменника

$$t_{10} = t_{14} + \Delta t_{14-10};$$

– энтальпия i_{10} слабого раствора (находится по концентрации) $\xi_{10} = \xi_9$ и температуре t_{10} .

Энтальпия крепкого раствора на входе в генератор (пренебрегая приростом его энтальпии в насосе вследствие малого значения этой величины, то есть $i_{14} = i_{13}$)

$$i_{15} = i_{13} + \frac{f-1}{f}(i_9 - i_{10}), \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

где i_{13} – энтальпия крепкого раствора после абсорбера.

Энтальпия крепкого раствора после теплообменника (на входе в генератор) не должна превышать энтальпии кипящего раствора с концентрацией $\xi_{кр}$ при давлении p_k (точка δ , рис. 3.1). Если $i_{15} \leq i_8$, то найденное значение i_{10} принимается для дальнейших расчетов. Если $i_{15} > i_8$, значит, предварительно принятое изменение энтальпии слабого раствора в теплообменнике завышено. В этом случае принимают $i_{15} \leq i_8$ и определяют энтальпию слабого раствора после теплообменника по формуле

$$i_{10} = i_9 - \frac{f}{f-1}(i_8 - i_{13}), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная тепловая нагрузка теплообменника

$$q_{\text{то}} = (f-1)(i_9 - i_{10}), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная тепловая нагрузка конденсатора

$$q_{\text{к}} = i_2 - i_3, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Температура паров ХА после охладителя

$$t_7 = t_3 - \Delta t_{3-7},$$

где t_3 – температура жидкого ХА после конденсатора, то есть $t_3 = t_{\text{к}}$.

Удельная тепловая нагрузка охладителя

$$q_{\text{по}} = i_7 - i_6, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

где i_6 и i_7 – энтальпия пара до охладителя и после него соответственно. Энтальпию пара i_7 находят по давлению пара p_0 и его температуре t_7 (по T, s -диаграмме аммиака).

Энтальпия жидкого аммиака перед дросселем

$$i_4 = i_3 - q_{\text{по}}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная холодопроизводительность установки

$$q_0 = i_6 - i_5 = i_6 - i_4, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельное количество тепла, отводимое в абсорбере,

$$q_a = (i_7 - i_{10}) + f(i_{10} - i_{13}), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

или

$$q_a = f(i_{12} - i_{13}), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная тепловая нагрузка генератора

$$q_r = (i_1 - i_9) + f(i_9 - i_{15}) + \phi(i_1 - i_8), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Тепловой баланс установки $q_{\text{подв}} = q_{\text{отв}}$

$$q_{\text{подв}} = q_r + q_o;$$

$$q_{\text{отв}} = q_a + q_k + q_d.$$

Расход ХА (аммиака)

$$G = \frac{Q_o}{q_o}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Тепловая нагрузка:

–генератора

$$Q_r = Gq_r;$$

–абсорбера

$$Q_a = Gq_a;$$

–конденсатора

$$Q_{\text{к}} = Gq_{\text{к}};$$

–дефлегматора

$$Q_{\text{д}} = Gq_{\text{д}};$$

–теплообменника

$$Q_{\text{то}} = Gq_{\text{то}}.$$

Удельный расход теплоты

$$\vartheta = \frac{q_{\text{Г}}}{q_{\text{о}}} = \frac{Q_{\text{Г}}}{Q_{\text{о}}}.$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_{\text{о}}}{q_{\text{Г}}}.$$

Выбираются теплообменные аппараты (генератор, испаритель, конденсатор, переохладитель), включенные в схему холодильной установки (рис. 3.1) [2, 5].

4. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ КОМПРЕССИОННОЙ ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОГО ИСТОЧНИКА ЭНЕРГИИ

Задание. Рассчитать компрессионную теплонасосную установку при следующих данных:

- назначение – теплоснабжение промышленного предприятия;
- рабочее тело (хладагент) – фреон (R-21, R-134, R-142);
- низкопотенциальный источник – вода из системы технологического охлаждения;
- средний расход воды в системе охлаждения G_H ;
- температура воды из системы охлаждения t'_H .

Расчет провести для зимнего режима при температуре воды в системе теплоснабжения:

- прямая $t_{сп}$;
- обратная $t_{со}$.

Принципиальная схема компрессионной теплонасосной установки, предназначенной для использования энергии низкопотенциального источника (например, воды из системы оборотного водоснабжения промышленного предприятия) для целей теплоснабжения, изображена на рис. 4.1. Названия и назначения элементов схемы аналогичны рис. 2.1. Значения энтальпии рабочего тела i в различных точках цикла теплового насоса определяются с помощью диаграммы $T-s$ (рис. 4.2) или $i-\lg p$ (рис. 4.3) соответствующего рабочего тела [14].

Для построения цикла в диаграмме хладагента определяются следующие параметры:

– температура кипения рабочего тела в испарителе $t_o = t''_H - (2...5)^\circ\text{C}$ или $t_o = t'_H - (5...7)^\circ\text{C}$; с помощью фазовой диаграммы рабочего тела по t_o находится его давление в испарителе p_o ;

– температура конденсации рабочего тела в конденсаторе $t_k = t_{сп} + (2...5)^\circ\text{C}$; с помощью фазовой диаграммы рабочего тела по t_k находится его давление в конденсаторе p_k .

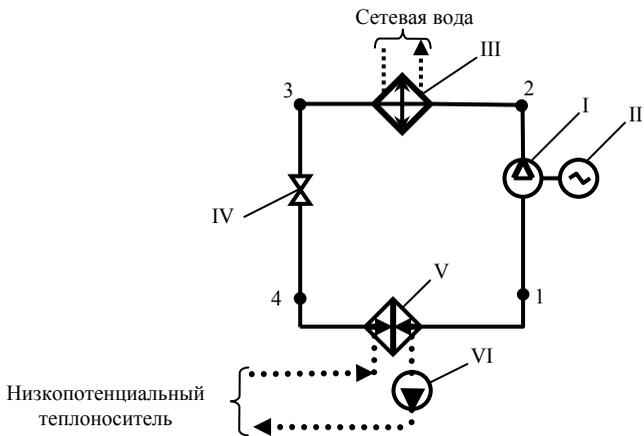


Рис. 4.1. Принципиальная схема теплонасосной установки

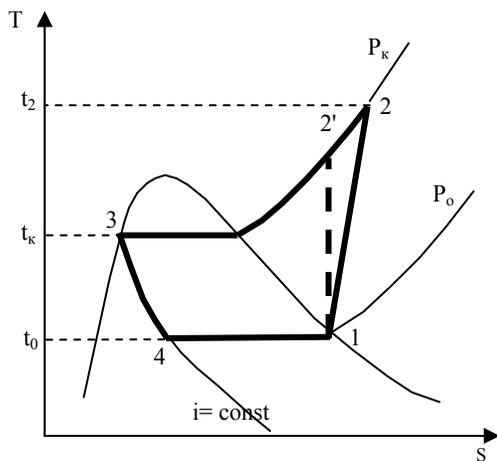


Рис. 4.2. Цикл компрессионного теплового насоса

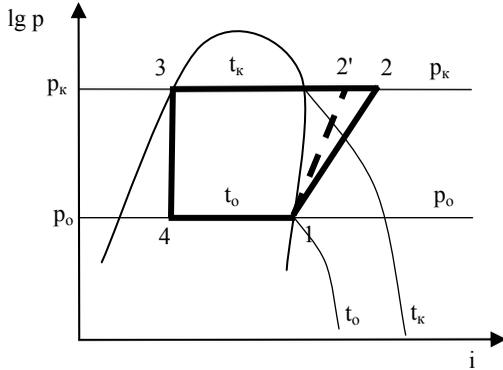


Рис. 4.3. Цикл компрессионного теплового насоса

По диаграмме определяются удельные энтальпии в характерных точках цикла i_1, i_2, i_3, i_4 и составляющие энергетического баланса теплового насоса.

Удельная тепловая нагрузка испарителя (на 1 кг рабочего тела)

$$q_o = i_1 - i_4, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная тепловая нагрузка конденсатора

$$q_k = i_2 - i_3, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельная работа компрессора

$$l_k = i_2 - i_1, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Для определения тепловой нагрузки испарителя и расхода рабочего тела в тепловом насосе составляется тепловой баланс испарителя

$$Q_o = G_n c_{pв} (t'_н - t''_н) = G_{фр} q_o,$$

где Q_o – тепловая нагрузка испарителя;

$G_{\text{фр}}$ – расход рабочего тела (фреона);

$t''_{\text{н}}$ – температура низкопотенциального теплоносителя на выходе из испарителя, принимается на 5–10 °С ниже $t'_{\text{н}}$.

Мощность компрессора

$$N_{\text{к}} = G_{\text{фр}} l_{\text{к}}.$$

Тепловая нагрузка конденсатора

$$Q_{\text{к}} = Q_{\text{о}} + N_{\text{к}}$$

или

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{фр}} q_{\text{к}}.$$

Коэффициент трансформации энергии (отопительный коэффициент)

$$\varepsilon_{\text{о}} = \frac{Q_{\text{к}}}{N_{\text{к}}}.$$

Для определения расхода сетевой воды составляется тепловой баланс конденсатора

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{фр}} q_{\text{к}} = G_{\text{с}} c_{\text{рв}} (t_{\text{сп}} - t_{\text{со}}).$$

Расчеты по выбору компрессора и теплообменных аппаратов (конденсатора и испарителя), входящих в схему теплового насоса (см. рис. 4.1) аналогичны расчетам компрессионной холодильной установки (раздел 2).

Определение экономии топлива в энергосистеме от внедрения теплонасосной установки. Мощность, потребляемая тепловым насосом, с учетом потерь в электросетях $\eta_{\text{э,с}} = 0,95$

$$N_{\text{э}} = \frac{N_{\text{к}}}{\eta_{\text{э,с}}}.$$

Расход условного топлива на КЭС для выработки электроэнергии на привод компрессора теплонасосной установки

$$B_{\text{тн}} = N_{\text{э}} b_{\text{КЭС}}^{\text{э}},$$

где $b_{\text{КЭС}}^{\text{э}} = 0,32\text{--}0,34$ кг/кВт·ч – удельный (на выработку 1 кВт·ч электрической энергии) расход условного топлива на КЭС.

Расход топлива на замещаемой котельной на выработку $Q_{\text{к}}$ кДж/ч тепла

$$B_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{к}}}{Q_{\text{усл}} \eta_{\text{к}}},$$

где $\eta_{\text{к}}$ – КПД (нетто) замещаемой котельной.

Экономия условного топлива

$$\Delta B = B_{\text{к}} - B_{\text{тн}}.$$

Удельная экономия условного топлива на единицу отпущенного потребителю тепла

$$\Delta b = \frac{\Delta B}{Q_{\text{к}}}.$$

5. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Пояснительная записка курсового проекта должна быть выполнена на стандартной белой бумаге формата А4, с одной стороны листа, одним из следующих способов:

- с применением печатающих и графических устройств вывода ЭВМ. Шрифт основного текста – Times New Roman Cyr черного цвета высотой 14 пт через полтора интервала;

- рукописным четким почерком черными или фиолетовыми чернилами (пастой, тушью).

При выполнении пояснительной записки должны быть установлены стандартные поля: левое – 30 мм; правое – не менее 8 мм; верхнее и нижнее – не менее 20 мм.

Разделы нумеруются арабскими цифрами без точки и записываются с абзацного отступа. Подразделы имеют нумерацию в пределах соответствующего раздела. Номер подраздела состоит из номеров раздела и подраздела, разделенных точкой (например 1.1). В конце номера подраздела точка не ставится.

Заголовки разделов следует писать прописными буквами с абзацного отступа, подразделов – начиная с прописной, строчными буквами. Точка в конце заголовка раздела и подраздела не ставится, название не подчеркивается.

Текст от заголовка отделяется одним междустрочным интервалом (Enter).

Формулы выравниваются по центру и отделяются от предыдущего и последующего текста одним междустрочным интервалом. Они нумеруются сквозной нумерацией или по разделам (например, 4.8).

Рисунки размещаются по тексту сразу после ссылки на них. Номер и название располагаются под ним (пример оформления смотри по тексту данного методического пособия).

Нумерация страниц сквозная, первой страницей является титульный лист. Номера страниц на титульном листе и задании на курсовое проектирование не ставятся, но включаются в общую нумерацию, выполняемую арабскими цифрами, располагаемыми в правом верхнем углу страницы.

В состав пояснительной записки входит структурный элемент «Содержание», включающий введение, номера и наименование раз-

делов и подразделов, заключение, список использованных источников с указанием номеров страниц.

Ссылки на использованные литературные или электронные источники должны нумероваться арабскими цифрами, соответствующими порядковому номеру списка, заключенными в квадратные скобки.

Список использованных источников может выполняться в алфавитном порядке или в порядке упоминания источника в тексте.

Пояснительная записка должна быть подшита в картонную или пластиковую папку.

Графическая часть курсового проекта выполняется вручную или на компьютерной технике с использованием редакторов AutoCAD, Visio или Microsoft PowerPoint на листах стандартного формата (ГОСТ 2.301) с рамкой, отстоящей от кромки листа справа, сверху и снизу на 5 мм, слева – на 30 мм.

В правом нижнем углу рабочего поля чертежа (схемы) должна размещаться основная надпись по ГОСТ 2.104. Шифр курсового проекта состоит из буквенного обозначения (КП – курсовой проект), номера зачетной книжки студента, формы обучения (ДО – дневное, ЗО – заочное обучение) и года выполнения курсового проекта, разделенных дефисами. Например: КП-306519/425-ЗО-2013.

Графическая часть курсового проекта по дисциплине «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплотехнологического оборудования» состоит из технологической схемы и чертежей общих видов основных аппаратов. Она должна удовлетворять требованиям ЕСКД, предъявляемым к выполнению технического проекта.

Технологическую схему и общий вид аппарата необходимо выполнять на листах чертежной бумаги основных форматов А1 (594 × 841 мм) или в случае необходимости А2 (420 × 594 мм).

Масштабы изображений на чертежах выбирают по ГОСТ 2.302-68 из следующего ряда: 1 : 1; 1 : 2; 1 : 2,5; 1 : 4; 1 : 5; 1 : 10; 1 : 15; 1 : 20; 1 : 25; 1 : 40; 1 : 50; 1 : 75; 1 : 100.

Линии трубопроводов, а также расположенные на них арматуру и приборы, следует показывать на схеме горизонтально и вертикально, параллельно линиям рамки формата.

Условное обозначение трубопроводов состоит из графического обозначения трубопровода по ГОСТ 2.784-70 и обозначения транс-

портируемой среды, характеризующего его вид, назначение и параметры по ГОСТ 21.106-78, например:

| <i>Трубопровод</i> | <i>Обозначение</i> |
|---|--------------------|
| Паропровод: | |
| при давлении свыше 1,3 МПа | T99 |
| при давлении до 1,3 МПа | T97 |
| при давлении до 0,7 МПа | T91 |
| при давлении до 0,6 МПа | T92 |
| при давлении до 0,5 МПа | T93 |
| Конденсатопровод общего назначения | T8 |
| Трубопровод горячей воды для отопления и вентиляции: | |
| подающий | T1 |
| обратный | T2 |
| Трубопровод горячей воды для ГВС: | |
| подающий | T3 |
| циркуляционный | T4 |
| Трубопровод горячей воды для технологических процессов: | |
| подающий | T5 |
| обратный | T6 |

Условные изображения и обозначения трубопроводов, принятые на схеме, должны быть расшифрованы в таблице условных обозначений по форме, представленной на рис. 5.1.

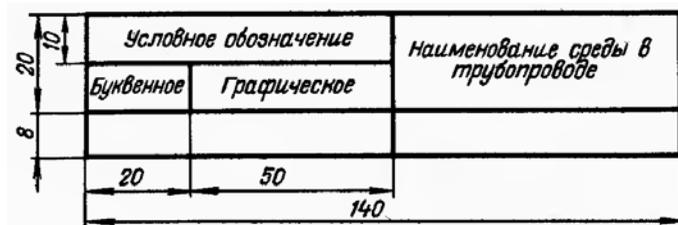


Рис. 5.1. Таблица условных обозначений

Пересекать изображения агрегатов, аппаратов и других изделий линиями трубопроводов не допускается. На каждом трубопроводе у места его отвода от магистрального трубопровода или места под-

ключения к аппарату нужно проставлять стрелки, указывающие направление движения потока и условное обозначение вида среды: светлые – газ (пар), темные – жидкость.

Чертежи аппаратов, обозначение видов, разрезов, сечений и выносных элементов выполняют последовательно в строку. Сначала дают буквенное обозначение, затем – масштаб в круглых скобках (без написания прописной буквы М), если он отличается от масштаба на фронтальной проекции; при этом не следует применять линию, подчеркивающую эти обозначения.

Если виды сверху, слева, справа, снизу не находятся в непосредственной проекционной связи с главным изображением, то направление проектирования должно быть указано стрелкой у соответствующего изображения. Над стрелкой и над полученным изображением (видом) следует нанести одну и ту же прописную букву без использования слова «Вид».

Перечень составных частей агрегатов, аппаратов, изделий следует представить в виде спецификации, располагаемой на поле чертежа общего вида над основной надписью по форме, изображенной на рис. 5.2.

| <i>Поз.</i> | <i>Обозначение</i> | <i>Наименование</i> | <i>Кол.</i> | <i>Мас- са шт.</i> | <i>Наиме- нование и марка материала</i> | <i>Приме- чание</i> |
|-------------|--------------------|---------------------|-------------|----------------------------|---|-------------------------|
| 8 | 40 | 60 | 10 | 14 | 32 | |

Рис. 5.2. Спецификация

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Лебедев, П. Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки / П. Д. Лебедев. – М. : Энергия, 1972. – 318 с.
2. Лебедев, П. Д. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий : учебное пособие для энергетических вузов и факультетов / П. Д. Лебедев, А. А. Шукин. – М. : Энергия, 1970. – 408 с.
3. Бакластов, А. М. Промышленные тепломассообменные процессы и установки / А. М. Бакластов, В. А. Горбенко, П. Г. Удыма; под ред. А. М. Бакластова. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 336 с.
4. Бакластов, А. М. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок / А. М. Бакластов, А. А. Горбенко, П. Г. Удыма. – М. : Энергоиздат, 1981. – 336 с.
5. Основные процессы и аппараты химической технологии : пособие по проектированию / Г. С. Борисов [и др.]; под общ. ред. Ю. И. Дытнерского. – 2-е изд. – М. : Химия, 1991. – 496 с.
6. Лебедев, П. Д. Расчет и проектирование сушильных установок / П. Д. Лебедев. – М. – Л. : Госэнергоиздат, 1962. – 320 с.
7. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / под ред. И.А. Сакуна. – Л. : Машиностроение, 1987. – 423 с.
8. Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии (примеры и задачи) : учебное пособие для вузов / П. Г. Романков [и др.]; под общ. ред. П. Г. Романкова. – СПб. : Химия, 1993. – 576 с.
9. Мартынов, А. В. Установки для трансформации тепла и охлаждения. Сборник задач : учебное пособие для вузов / А. В. Мартынов. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 200 с.
10. Ривкин, С. Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара : справочник / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.
11. Колач, Т. А. Выпарные станции / Т. А. Колач, Д. В. Радун. – М. : Машгиз, 1963. – 400 с.
12. Зайцев, И. Д. Физико-химические свойства бинарных и многокомпонентных растворов неорганических веществ : справочное издание / И. Д. Зайцев, Г. Г. Асеев. – М. : Химия, 1988. – 416 с.

13. Чумак, И. Г. Холодильные установки. Проектирование : учебное пособие для вузов / И. Г. Чумак, Д. Г. Никульшина. – Киев: Выща школа Головное изд-во, 1988. – 280 с.

14. Термодинамические диаграммы i - $\lg p$ для хладагентов. – М. : АВИСАНКО, 2003. – 50 с.

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|--|----|
| ВВЕДЕНИЕ | 3 |
| 1. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ КОНВЕКТИВНЫХ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК | 4 |
| 1.1. Материальный баланс сушилки | 4 |
| 1.2. Построение теоретического и действительного процесса сушки в I, d -диаграмме влажного воздуха | 5 |
| 1.3. Тепловой баланс сушилки | 9 |
| 1.4. Расчет геометрических размеров сушильной камеры | 11 |
| 1.5. Целесообразность использования газовых двигателей в когенерации с сушильной установкой | 13 |
| 2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ КОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ | 16 |
| 3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ | 25 |
| 4. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ КОМПРЕССИОННОЙ ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОГО ИСТОЧНИКА ЭНЕРГИИ | 34 |
| 5. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА | 39 |
| СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ | 43 |

Учебное издание

КОСМАЧЕВА Элеонора Михайловна

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОНТАЖ
И ЭКСПЛУАТАЦИЯ
ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
ОБОРУДОВАНИЯ**

В 2 частях

Часть 2

Редактор *Е. С. Кочерго*

Компьютерная верстка *Е. А. Беспанской*

Подписано в печать 30.11.2018. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 2,67. Уч.-изд. л. 2,09. Тираж 100. Заказ 791.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.