

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»

**ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ
ПРОЦЕССЫ И УСТАНОВКИ**

Методические указания по выполнению практических работ
для студентов специальности
1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций»

Витебск
2022

УДК 621.1.016.4(075.8)

Составители:

С. В. Жерносек, А. М. Гусаров, А. С. Марущак

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом УО «ВГТУ», протокол № 9 от 30.05.2022.

Промышленные тепломассообменные процессы и установки : методические указания по выполнению практических работ / сост. С. В. Жерносек, А. М. Гусаров, А. С. Марущак. – Витебск: УО «ВГТУ», 2022. – 36 с.

Методические указания содержат описание практических работ по дисциплине «Промышленные тепломассообменные процессы и установки» в соответствии с учебной программой для студентов специальности 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций». Рассмотрены вопросы теплового, гидравлического и конструктивного расчетов тепломассообменных аппаратов, а также основы расчета сушильных и выпарных установок.

УДК 621.1.016.4(075.8)

© УО «ВГТУ», 2022

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ	5
1.1 Краткие сведения из теории	5
1.2 Прямой тепловой расчет теплообменных аппаратов	6
1.3 Поверочный расчет теплообменных аппаратов.....	12
2 РАСЧЕТ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ.....	18
3 РАСЧЕТ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК.....	21
3.1 Методы расчета статики конвективной сушки	21
3.2 Основы кинетики процесса конвективной сушки	26
4 РАСЧЕТ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК	33
КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ	34
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	35
ИНФОРМАЦИЯ О ДОСТУПЕ К ВИРТУАЛЬНОЙ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ СРЕДЕ УО «ВГТУ» И ЭЛЕКТРОННЫМ РЕСУРСАМ КАФЕДРЫ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ.....	35

ВВЕДЕНИЕ

Целью изучения дисциплины является изучение современных конструкций, методов расчета теплотехнологических схем, процессов и аппаратов, источников и методов использования вторичных энергоресурсов, систем для защиты окружающей среды; выработка навыков в оформлении проектно-конструкторской документации. Задачи изучения дисциплины заключаются в приобретении навыков и умений оценивать, выбирать, оптимизировать и разрабатывать теплотехнологические схемы установок, систем и их элементов. При изучении дисциплины теоретический материал закрепляется решением примеров. В результате освоения дисциплины «Промышленные теплообменные процессы и установки» студент должен:

знать:

- основные виды промышленных тепло- и массообменных процессов, аппаратов и установок;
- выпарные установки, адиабатные, контактные и с погруженными горелками;
- рекуперативные и регенеративные теплообменные аппараты;
- смесительные аппараты: скрубберы полые и насадочные, кондиционеры, градирни;
- сушку жидкотекучих, твердых, дисперсных, ленточных материалов;
- процессы перегонки и ректификации бинарных смесей;
- термодинамические основы получения холода;
- вспомогательные оборудование, конденсатоотводчики, брызгоотделители, пылеочистительные устройства, сосуды и резервуары;

уметь:

- составлять материальные и тепловые балансы теплообменных аппаратов;
- выполнять конструктивный и поверочный расчеты теплообменных аппаратов;
- использовать знания в области режимов работы технологических схем и аппаратов;

владеть:

- методами составления материального и теплового баланса энергетических установок;
- методиками расчета теплообменных процессов и установок и подбора основного и вспомогательного оборудования;
- методами оптимизации теплообменных и холодильных установок, их тепловых схем и режимов работы.

1 РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

1.1 Краткие сведения из теории

В общем случае расчет теплообменного аппарата включает тепловой, гидравлический, прочностной и технико-экономический расчеты. В зависимости от цели и исходных данных любой из них может быть выполнен как проектный, конструкторский или поверочный. В первом случае подбирают стандартный аппарат, во втором – осуществляют его детальную проработку. Если тип и размеры аппарата известны и требуется проверить, обеспечит ли он заданную тепловую мощность, определить конечные параметры теплоносителей, проверить, соответствуют ли допустимым потери давления в каналах, механические напряжения в элементах конструкций, выполняют поверочный расчет.

При проектировании типовых установок также принято использовать методику поверочного расчета, для чего производят предварительный подбор теплообменных аппаратов. По известным расходам и ориентировочным значениям скоростей теплоносителей с помощью уравнения неразрывности рассчитывают проходные сечения каналов для каждого из теплоносителей и по справочникам или каталогам выбирают тип аппарата и его размеры. После этого проверяют, удовлетворяет ли он заданным условиям. В проектном или конструкторском расчетах обычно используют метод среднего температурного напора, в поверочном – чаще метод эффективности. В первом случае базовая система включает уравнение теплового баланса

$$G_1(h_1' - h_1'')\eta = G_2(h_2'' - h_2'), \quad (1.1)$$

где G_1, G_2 – расходы греющего и нагреваемого теплоносителей; h_1', h_2' – их энтальпии на входе и h_1'', h_2'' – на выходе из аппарата; Q – тепловая мощность; η – КПД теплообменного аппарата.

Для газов и жидкостей $h = c t$, где c – удельная изобарная теплоемкость среды и t – ее температура. Поэтому уравнение (1.1) принимает вид

$$G_1 c_1 (t_1' - t_1'')\eta = G_2 c_2 (t_2'' - t_2'), \quad (1.2)$$

где c_1 и c_2 – средние значения удельных изобарных теплоемкостей теплоносителей в интервалах температур $t_1' \dots t_1''$ и $t_2' \dots t_2''$ соответственно, если фазовых изменений теплоносителей не происходит.

Следующим, входящим в базовую систему, является уравнение теплопередачи

$$Q = k F \Delta t, \quad (1.3)$$

где k – коэффициент теплопередачи; F – площадь поверхности теплообмена; Δt –

средний температурный напор, который рассчитывают по формуле

$$\Delta t = \Delta t_{\Pi} \varepsilon_{\Delta t}, \quad (1.4)$$

где Δt_{Π} – средний температурный напор для противоточной схемы, равный:

$$\Delta t_{\Pi} = (\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}) / \ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}}), \quad (1.5)$$

где Δt_{δ} и $\Delta t_{\text{м}}$ – наибольшее и наименьшее из $t_1'' - t_2''$ и $t_1' - t_2'$ значения; $\varepsilon_{\Delta t}$ – поправочный коэффициент, учитывающий влияние на Δt схемы движения теплоносителей в аппарате. Его значение определяют в зависимости от параметров $P = (t_2'' - t_2') / (t_1' - t_2')$ и $R = (t_1' - t_1'') / (t_2'' - t_2')$ с помощью номограмм или вспомогательных формул.

Если $\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}} < 1,8$, то среднелогарифмическое значение практически совпадает по величине со среднеарифметическим $\Delta t_{\text{ср}} = 0,5(\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}})$, являющимся пределом функции $\lim \Delta t_{\Pi}$ при $\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}} \rightarrow 1$. При противотоке $\varepsilon_{\Delta t} = 1$, при прямотоке в формуле (1.5) $\Delta t_{\delta} = t_1' - t_2'$ и $\Delta t_{\text{м}} = t_1'' - t_2''$.

Поверхности теплообмена изготавливаются обычно из тонкостенных труб или пластин. Поэтому влиянием их кривизны пренебрегают, и для коэффициента теплопередачи, как правило, пользуются формулой для плоской стенки:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} + R_1 + R_2}, \quad (1.6)$$

где α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи теплоносителей; λ – коэффициент теплопроводности материала стенки; δ – толщина стенки; R_1, R_2 – термические сопротивления загрязнений поверхности теплообмена.

1.2 Прямой тепловой расчет теплообменных аппаратов

Задача 1.1. В трубчатом двухходовом подогревателе парового котла воздух с расходом $M_2 = 21,5$ кг/с должен нагреваться от температуры $t'_{f2} = 30^\circ\text{C}$ до $t''_{f2} = 260^\circ\text{C}$. Определить необходимую поверхность нагрева, если дымовые газы с расходом $M_1 = 19,6$ кг/с движутся в стальных трубах с $\lambda = 46,5$ Вт / м К диаметром $d_2/d_1 = 53/50$ мм со скоростью 14 м/с. Температура газов на входе в воздухоподогреватель $t'_{f1} = 380^\circ\text{C}$. Воздух движется поперек трубного пучка со скоростью в узком сечении пучка 8 м/с. Трубы расположены в шахматном порядке с шагом $S_1 = S_2 = 1,3 d_2$ (рис. 1.1).

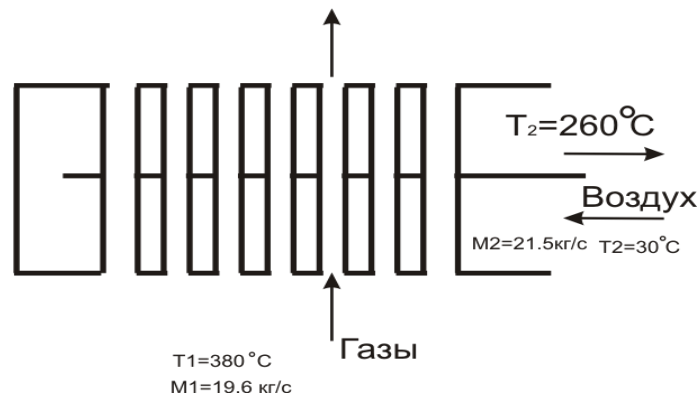


Рисунок 1.1 – Схема теплообменника к задаче 1.1

Решение

Средняя температура воздуха

$$t_{f2} = 0,5(t'_{f2} + t''_{f2}) = 0,5(30 + 260) = 145 \text{ } ^\circ\text{C};$$

при этой температуре физические параметры воздуха

$$\rho_2 = 0,844 \text{ кг / м}^3; \nu_2 = 28,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}; C_{p2} = 1,01 \text{ кДж / кг К}; \lambda_2 = 3,52 \cdot 10^{-2} \text{ Вт / м К}.$$

Количество переданной теплоты

$$Q = M_2 C_{p2} (t''_{f2} - t'_{f2}) = 21,5 \cdot 1,01 \cdot (260 - 30) \approx 4994 \text{ кВт}.$$

Принимаем среднюю температуру газов в воздухоподогревателе равной 300 °C. В этом случае температура газов на выходе из подогревателя

$$t''_{f1} = t'_{f1} - \frac{Q}{M_1 C_{p1}} = 380 - \frac{4994}{19,6 \cdot 1,12} \approx 152 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средняя температура газов

$$t_{f1} = 0,5(t'_{f1} + t''_{f1}) = 0,5(380 + 152) = 266 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При этой температуре физические параметры газов равны

$$\lambda_1 = 45,5 \text{ Вт / м К}; \nu_1 = 41,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}; Pr_1 = 0,66.$$

Число Рейнольдса для газов

$$Re_{f1} = \frac{\omega_1 d_1}{\nu_1} = \frac{14 \cdot 5 \cdot 10^{-2}}{41,2 \cdot 10^{-6}} \approx 17 \cdot 10^3 > 10^4.$$

Режим движения развитый турбулентный.

Определяем число Нуссельта:

$$\text{Nu}_{f1} = 0,021 \text{Re}_{f1}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{f1}^{0,42} = 0,021(17 \cdot 10^3)^{0,8} \cdot (0,66)^{0,42} \approx 43,5.$$

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке

$$\alpha_{f1} = \frac{\text{Nu}_{f1} \cdot \lambda_1}{d_1} = \frac{43,5 \cdot 45,5 \cdot 10^{-3}}{5 \cdot 10^{-2}} \approx 39,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}.$$

Для потока воздуха

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_{f2} = \frac{\omega_2 d_2}{\nu_2} = \frac{8 \cdot 53 \cdot 10^{-3}}{28,3 \cdot 10^{-6}} \approx 15 \cdot 10^3 > 10^4.$$

Режим движения развитый турбулентный.

Число Нуссельта для поперечного обтекания пучка с шахматным расположением трубок

$$\text{Nu}_{f2} = 0,40 \text{Re}_{f2}^{0,6} \cdot \text{Pr}_{f2}^{0,36} = 0,40(15 \cdot 10^3)^{0,6} \cdot (0,684)^{0,36} \approx 115.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_{f2} \cdot \lambda_2}{d_2} = \frac{115 \cdot 35,2 \cdot 10^{-3}}{53 \cdot 10^{-3}} \approx 76,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{39,6} + \frac{15 \cdot 10^{-3}}{46,5} + \frac{1}{76,4} \right)^{-1} \approx 26 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}.$$

Средний температурный напор

$$\Delta t_{\text{прот}} = t_{f1} - t_{f2} = 266 - 145 = 121^\circ \text{C}.$$

Для аппаратов с перекрестным током

$$\Delta t_{\text{ср}} = \varepsilon_{\Delta t} \Delta t_{\text{прот}}.$$

Находим величины P и R :

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{260 - 30}{380 - 30} \approx 0,657; R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{380 - 152}{260 - 30} \approx 1.$$

По графику (рис. 1.2) определяем $\varepsilon_{\Delta t} \approx 0,88$:

$$\Delta t_{\text{ср}} = 0,88 \cdot 121 \approx 106,5^\circ \text{C}.$$

Поверхность нагрева воздухоподогревателя

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{cp}} = \frac{4994 \cdot 10^3}{26 \cdot 106,5} \approx 1804 \text{ м}^2.$$

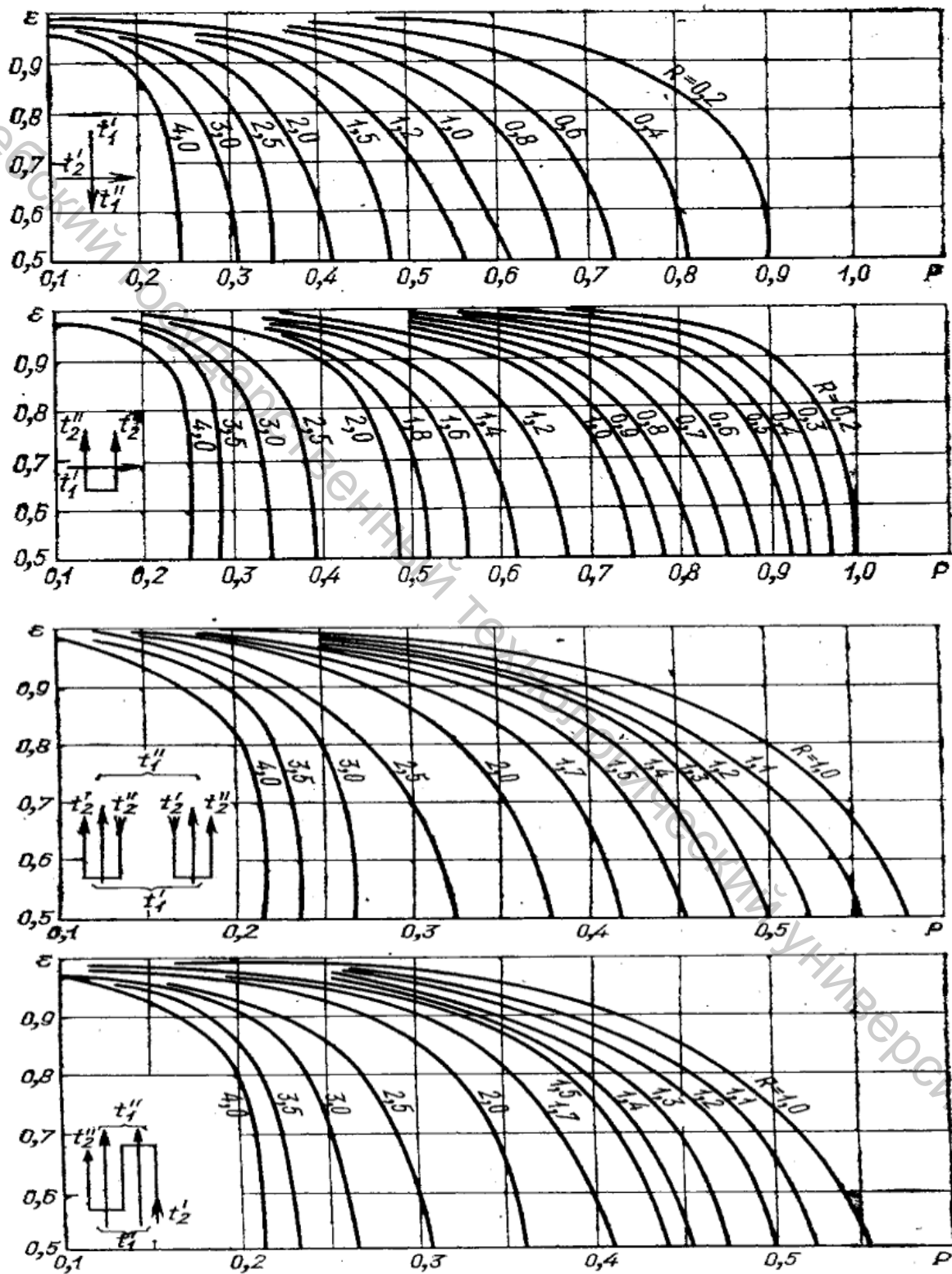


Рисунок 1.2 – Зависимость $\epsilon_{\Delta t}$ от P и R для некоторых схем движения теплоносителей

Задача 1.2. Определить поверхность нагрева рекуперативного водовоздушного теплообменника при прямоточной и противоточной схемах движения теплоносителей, если объемный расход воздуха при нормальных условиях $V_{\text{н}}$, средний коэффициент теплопередачи от воздуха к воде k , начальные и конечные температуры воздуха и воды равны соответственно t'_1, t''_1, t'_2, t''_2 . Определить расход воды через теплообменник.

$$V_{\text{возд}} = 30 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч} = 8,3 \text{ м}^3/\text{с}; \quad k = 21 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \text{ К}); \quad t'_1 = 320 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t''_1 = 120 \text{ }^\circ\text{C}; \\ t'_2 = 15 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t''_2 = 100 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Определить: $F_{\text{прям}}$, $F_{\text{прот}}$, M_2 .

Задача 1.3. Выполните тепловой расчет и определите площадь поверхности теплообмена противоточного водоводяного теплообменника для охлаждения горячей воды от $t'_1 = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t''_1 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ с расходом $G_1 = 2 \text{ кг/с}$. Температура охлаждающей воды на входе в теплообменный аппарат $t'_2 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, ее расход $G_2 = 0,75 \text{ кг/с}$. Известно, что коэффициенты теплоотдачи $\alpha_1 = 2000$ и $\alpha_2 = 4000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, толщина стенок труб $\delta_{\text{ст}} = 2 \text{ мм}$, коэффициент теплопроводности стенок труб $\lambda_{\text{ст}} = 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Задача 1.4. Произвести тепловой и конструктивный расчеты основных деталей секционного водоводяного подогревателя теплосети при следующих условиях:

- схема движения теплоносителей – противоток;
- производительность аппарата – $Q = 1,75 \cdot 10^6 \text{ Дж/с}$, (Вт);
- температура греющей воды – $t'_1 = 130 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t''_1 = 100 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура нагреваемой воды – $t'_2 = 62 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t''_2 = 92 \text{ }^\circ\text{C}$;

поверхность нагрева выполнена из латунных трубок диаметром $d_{\text{вн}}/d_{\text{н}} = 14/16 \text{ мм}$; теплопроводность материала трубок $\lambda = 104,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$; толщина накипи $\delta_{\text{н}} = 0,2 \text{ мм}$; теплопроводность накипи $\lambda_{\text{н}} = 3,49 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C})$; коэффициент, учитывающий потери тепла в окружающую среду, $\eta = 0,97$.

Задача 1.5. Определить гидравлическое сопротивление горизонтального трубчатого двухходового (по воде) пароводяного подогревателя. Размеры трубок $d = 15,5/18 \text{ мм}$; средняя температура воды $t = 80 \text{ }^\circ\text{C}$; скорость движения воды $\omega = 1,47 \text{ м/с}$. Конструктивная схема подогревателя приведена на рисунке 1.3.

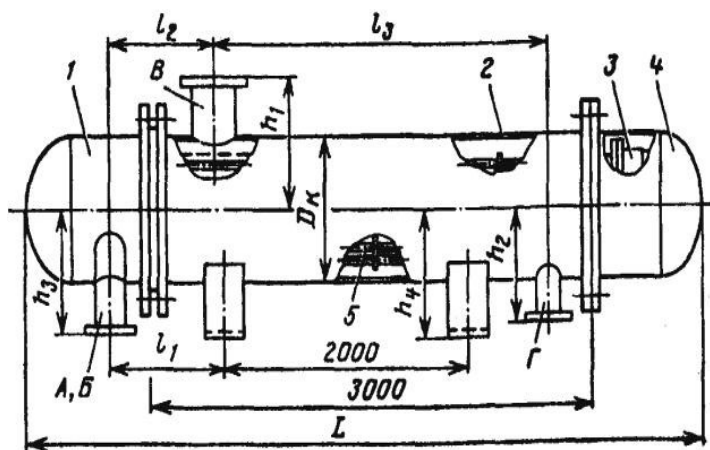


Рисунок 1.3 – Схема теплообменника к задаче 1.5

Задача 1.6. Определить основные размеры парового аккумулятора, включенного в линию мягого пара кузнечных молотов. Расчетное количество аккумулируемого пара 8000 кг. Допустимые пределы колебания пара:

- максимальное – при зарядке $p_1 = 0,2$ МПа;
- минимальное – при разрядке $p_2 = 0,13$ МПа.

Коэффициент заполнения водой внутреннего объема аккумулятора принять $\alpha = 0,95$. Потерей теплоты в окружающую среду пренебречь.

Задача 1.7. Определить поверхность теплообмена F и основные геометрические размеры горизонтального сетевого подогревателя, который должен обеспечить теплофикационную нагрузку $Q_{\text{тф}} = 586,6$ ГДж/ч, при следующих исходных данных: температура обратной сетевой воды $t_{1в} = 40$ °С; давление в отборе $p_{\text{п}} = 0,0265$ МПа; недогрев воды до температуры насыщения пара в аппарате $\delta t = 3$ °С; материал трубок – латунь Л 68; наружный диаметр трубок – 25 мм, внутренний – 23 мм; число ходов воды $z = 4$.

Задача 1.8. Определить коэффициент теплопередачи для ребристого воздухоохладителя при следующих условиях: расположение трубок в пучке шахматное; скорость воздуха между ребрами $w = 6$ м/с; диаметры трубок $d_{\text{вн}}/d_{\text{н}} = 22/24$ мм; материал трубок – латунь с $\lambda = 104,5$ Вт/(м² °С); наружный диаметр ребер $D = 55$ мм; толщина ребер $\delta_{\text{р}} = 0,3$ мм; теплопроводность ребер $\lambda_{\text{р}} = 52,4$ Вт/(м² °С); шаг ребер $b = 4,8$ мм; средняя температура охлаждающей воды $t_{\text{ср}2} = 26$ °С; средняя температура горячего воздуха $t_{\text{ср}1} = 50$ °С.

Задача 1.9. Определить поверхность теплообмена, необходимую для охлаждения $G = 5000$ кг раствора от температуры $t'_1 = 80$ °С до температуры $t''_1 = 30$ °С. Охлаждение производится периодически за время $\tau = 2$ ч при помощи воды с начальной температурой $t'_2 = 25$ °С. Удельная теплоемкость раствора $C = 3560$ Дж/(кг К), коэффициент теплопередачи $k = 290$ Вт/(м² К).

Задача 1.10. Рассчитать и подобрать оборудование для водоподготовительной установки (рис. 1.4), состоящей из пароводяного подогревателя сетевой

воды (1) и охладителя конденсата (3), при следующих исходных данных: тепловая нагрузка $Q = 2$ МВт; греющий пар с давлением $P = 0,12$ МПа; температура пара $t_{п} = 110$ °С; температура нагреваемой воды на входе $t_2' = 70$ °С; на выходе – $t_2'' = 95$ °С; температура конденсата на выходе из охладителя – $t_{\text{охл}} = 92$ °С.

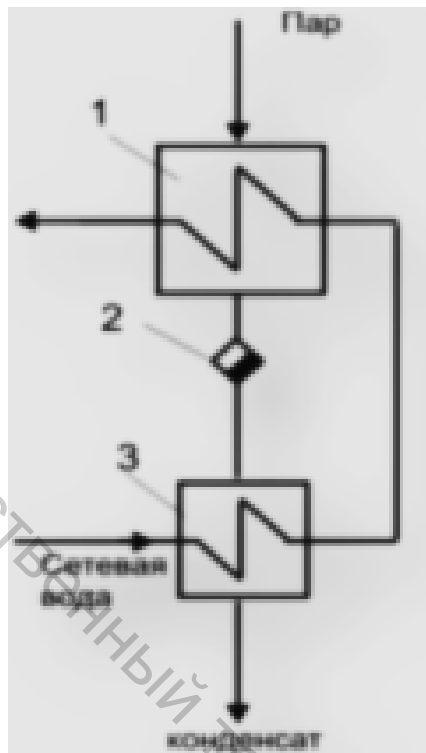


Рисунок 1.4 – Схема к задаче 1.10

Задача 1.11. Выбрать и рассчитать водоподготовительную установку пластинчатого теплообменника, собранного из пластин 0,6 р, при следующих исходных данных:

- тепловая нагрузка аппарата $Q = 2 \cdot 10^6$ Вт;
- температуры греющей воды: на входе $t_1' = 70$ °С; на выходе – $t_1'' = 30$ °С;
- температуры нагреваемой воды: на входе $t_2' = 5$ °С и $t_2'' = 60$ °С.

Пластины толщиной 0,8 мм из стали 12Х18Н10Т с коэффициентом теплопроводности 16 Вт/(м К). Расчет произвести по ГОСТ 15518.

1.3 Поверочный расчет теплообменных аппаратов

В практических условиях часто требуется определить конечные температуры теплоносителей в готовом или запроектированном теплообменном аппарате при заданных расходах теплоносителей и теплопроизводительности этого аппарата.

1. Теплопередача без изменения агрегатного состояния теплоносителей. При решении такой задачи известными величинами являются: начальные температуры теплоносителей t_1' и t_2' , поверхность нагрева F , приблизительное зна-

чение коэффициента теплопередачи k и значения $G_1 c_1$ и $G_2 c_2$; искомыми же являются конечные температуры t_1'' и t_2'' и количество переданного тепла Q . Результат расчета зависит от схемы движения жидкостей.

При прямотоке теплоносителей их конечные температуры t_1'' и t_2'' могут быть определены по формулам теплопередачи

$$t_1'' = t_1' - (t_1' - t_2') \Pi; \quad (1.7)$$

$$t_2'' = t_2' + (t_1' - t_2') \Pi \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2}. \quad (1.8)$$

Величины Π даны в таблице 1.1 в зависимости от отношений $G_1 c_1 / G_2 c_2$ и $kF / G_1 c_1$.

Для противотока конечные температуры теплоносителей определяются по формулам

$$t_1'' = t_1' - (t_1' - t_2') Z; \quad (1.9)$$

$$t_2'' = t_2' + (t_1' - t_2') Z \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2}. \quad (1.10)$$

Значения Z приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.1 – Значения функции Π в уравнениях (1.7) и (1.8)

$\frac{G_1 c_1}{G_2 c_2}$	$kF / G_1 c_1$							
	0,033	0,10	0,33	0,50	1	2	3	∞
0	0,033	0,10	0,28	0,39	0,63	0,86	0,96	1,00
0,01	0,033	0,10	0,28	0,39	0,63	0,86	0,95	0,99
0,05	0,033	0,10	0,28	0,39	0,62	0,84	0,91	0,95
0,10	0,033	0,10	0,28	0,38	0,61	0,81	0,89	0,91
0,20	0,033	0,10	0,27	0,38	0,58	0,76	0,81	0,83
0,50	0,033	0,10	0,26	0,35	0,52	0,63	0,66	0,67
1,0	0,033	0,09	0,25	0,32	0,43	0,49	0,50	0,50
2,0	0,033	0,09	0,21	0,26	0,32	0,33	0,33	0,33
5,0	0,032	0,08	0,14	0,16	0,17	0,17	0,17	0,17
10,0	0,028	0,06	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09
20,0	0,024	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
50,0	0,016	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
100,0	0,009	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01

Таблица 1.2 – Значения функции Z в уравнениях (1.9) и (1.10)

$\frac{G_1 c_1}{G_2 c_2}$	$kF/G_1 c_1$							
	0,033	0,10	0,33	0,50	1	2	3	□
0	0,033	0,10	0,28	0,39	0,63	0,86	0,95	1,00
0,01	0,033	0,10	0,28	0,39	0,63	0,86	0,95	1,00
0,05	0,033	0,10	0,28	0,39	0,62	0,86	0,94	1,00
0,10	0,033	0,10	0,28	0,38	0,61	0,85	0,94	1,00
0,20	0,033	0,10	0,28	0,38	0,60	0,83	0,93	1,00
0,50	0,033	0,10	0,26	0,36	0,57	0,78	0,89	1,00
1,0	0,033	0,10	0,25	0,34	0,51	0,68	0,77	1,00
2,0	0,033	0,09	0,23	0,29	0,39	0,46	0,49	0,50
5,0	0,032	0,08	0,16	0,18	0,20	0,20	0,20	0,20
10,0	0,028	0,06	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
20,0	0,024	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
50,0	0,016	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
100,0	0,010	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01

Расход тепла, если известны конечные температуры, определяется в обоих случаях из уравнения теплового баланса.

Формулы (1.7)–(1.10) применимы лишь к двум наиболее простым схемам движения теплоносителей. Кроме того, при выводе формул предполагается независимость их полной теплоемкости от температуры, что не всегда справедливо. Когда необходимо точно определить значение коэффициента теплопередачи, расчет выполняется методом последовательных приближений. При этом следует задаться конечными температурами и производить расчет в порядке изложенного выше конструктивного расчета. Если полученная в результате этого расчета поверхность нагрева совпадает с действительной, то расчет на этом заканчивается, так как совпадение свидетельствует о том, что конечные температуры выбраны правильно. В противном случае расчет производится снова, задавшись другими значениями конечных температур.

2. Теплопередача при изменении агрегатного состояния теплоносителей.

Если проходящая через аппарат жидкость нагревается за счет тепла конденсации пара, то характер зависимости температуры жидкости по длине поверхности нагрева соответствует рисунку 1.5.

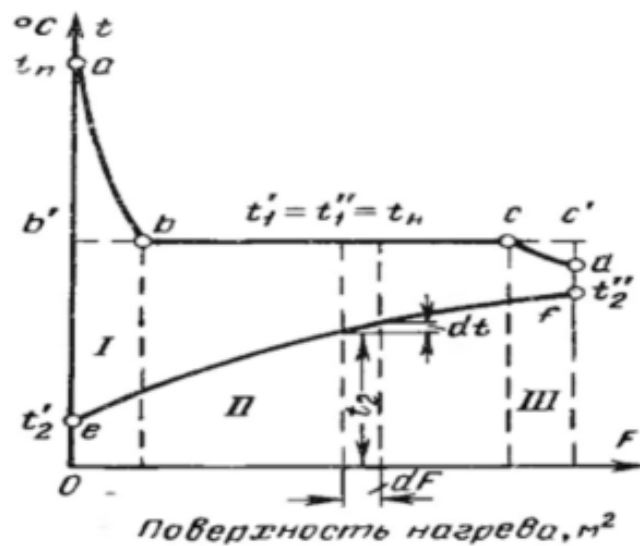


Рисунок 1.5 – Изменение температур греющего пара и подогреваемой воды по поверхности теплообмена:

I – область перегретого пара; II – область насыщенного пара; III – область переохлажденного конденсата; $abcd$ – кривая изменения температуры греющего теплоносителя; ef – кривая изменения температуры жидкости

Уравнение этой кривой в координатах t и F можно составить исходя из следующих соображений. При перемещении G , кг/с, жидкости вдоль элементарной поверхности нагрева dF температура ее изменяется на величину dt . Количество тепла, передаваемое от конденсирующегося пара к жидкости через эту элементарную поверхность, может быть выражено уравнением

$$dQ = G_2 c_2 dt = k(t_n - t_2') dF, \quad (1.11)$$

Разделив переменные и проинтегрировав обе части уравнения в соответствующих пределах, получим:

$$\int_0^F \frac{k dF}{G_2 c_2} = \int_{t_2'}^{t_2''} \frac{dt}{t_n - t_2'};$$

или

$$\frac{k dF}{G_2 c_2} = \ln \frac{t_n - t_2'}{t_n - t_2''}.$$

Из этого равенства находим конечную температуру жидкости

$$t_2'' = t_n - (t_n - t_2') e^{-\frac{kF}{G_2 c_2}}. \quad (1.12)$$

Для случая кипения жидкости за счет тепла горячего газа или горячей

жидкости по аналогии с предыдущим имеем уравнение

$$dQ = -G_1 c_1 dt = k(t_1 - t_n) dF. \quad (1.13)$$

Знак минус перед членами, содержащими dt , поставлен потому, что при увеличении F величина t уменьшается, вследствие чего величина dt является отрицательной. Из уравнения (1.13) аналогично предыдущему находим конечную температуру греющей жидкости или газа

$$t_1'' = t_n - (t_1' - t_n) e^{-\frac{kF}{G_1 c_1}}. \quad (1.14)$$

Промежуточные значения температур определяются путем подстановки в выражения для конечных температур соответствующих величин F . Наименьшее давление пара, при конденсации которого возможен нагрев жидкости или газа до желаемой температуры t_2'' , определяется исходя из того соображения, что температура насыщения t_n , соответствующая этому давлению, должна быть больше, чем t_2'' на некоторую величину δt .

Задача 1.12. Определить конечную температуру воздуха на выходе из воздухоохладителя с поверхностью нагрева $F = 1000 \text{ м}^2$ при следующих условиях: температура воздуха, поступающего в воздухоохладитель, $t_1 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$; объем циркулирующего воздуха $V_1 = 100000 \text{ м}^3/\text{ч}$, или $27,8 \text{ м}^3/\text{с}$; начальная температура охлаждающей воды $t_2' = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; расход воды $V_2 = 320 \text{ м}^3/\text{ч}$, или $0,089 \text{ м}^3/\text{с}$; коэффициент теплопередачи $k = 30,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ }^\circ\text{C})$, или $26,5 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{C})$; схема движения теплоносителей противоточная.

Задача 1.13. Произвести поверочный тепловой расчет водоводяного секционного теплообменного аппарата при следующих исходных данных:

Размеры аппарата $f_T = 0,00570 \text{ м}^2$; $D_n = 168 \text{ мм}$; $f_{\text{MT}} = 0,0122 \text{ м}^2$; $d_{\text{ЭКВ}} = 0,019 \text{ м}$; $f_{\text{сек}} = 6,98 \text{ м}^2$ (при длине секции 4 м); число секций – 6, $d_1 / d_2 = 16/14 \text{ мм}$, трубки латунные непрофилированные. Массовый расход холодного теплоносителя $M_T = 8,68 \text{ кг}/\text{с}$:

– температуры греющей воды: на входе $t_1' = 70 \text{ }^\circ\text{C}$;

– температуры нагреваемой воды: на входе $t_2' = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_2'' = 60 \text{ }^\circ\text{C}$.

Определить массовый расход горячего теплоносителя и его температуру на выходе из аппарата.

Задача 1.14. Произведите поверочный тепловой расчет водоводяного теплообменного аппарата с площадью поверхности нагрева $F = 4,24 \text{ м}^2$. Если коэффициент теплопередачи в аппарате $k = (1200 + 10 n) \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, температуры теплоносителей на входе $t_1' = (70 + n) \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_2' = 10 \text{ }^\circ\text{C}$. Сравните результаты расчета для прямоточной и противоточной схем движения теплоносителей. Сделайте вывод.

Задача 1.15. В теплообменном аппарате требуется охладить $(0,25+0,01n)$ м³/ч горячего теплоносителя, плотность которого 1100 кг/м³ и теплоемкость 3046 Дж/(кг °С). Начальная температура теплоносителя $t'_1 = (120 + n)$ °С. Для охлаждения используется вода в количестве 1 м³/ч при начальной температуре $t'_2 = 5$ °С. Коэффициент теплопередачи для данного аппарата $k = (35 + 10n)$ Вт/(м² °С), а поверхность нагрева аппарата $F = 8$ м². Определить конечные температуры рабочих жидкостей и расход теплоты при прямотоке и противотоке.

Задача 1.16. В пароводяном теплообменнике вода нагревается насыщенным паром $p = 0,6$ МПа от температуры $t'_2 = 20$ °С до $t''_2 = 50$ °С. В результате интенсификации теплообмена конечная температура нагрева воды повысилась до величины $t'' = (60 + n)$ °С при неизменном расходе воды 1 кг/с. Во сколько раз увеличился коэффициент теплопередачи?

2 РАСЧЕТ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Задачей теплового расчета регенератора является определение поверхности нагрева и массы насадки. Тепло, воспринимаемое поверхностью насадки регенератора за период нагрева, равняется:

$$Q = \alpha_1 (t_{1cp} - t_n^H) F \tau_1, \text{ кДж/период}, \quad (2.1)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от греющих газов (конвекцией и лучеиспусканием) к насадке, Вт/(м² °С); t_{1cp} и t_n^H – средние температуры греющего газа и поверхности насадки за период нагревания, °С; τ_1 – период нагрева, ч.

Это количество тепла Q воспринимается насадкой и повышает температуру ее поверхности на величину Δt_n^H :

$$Q = F(\delta / 2) \rho c \eta_a \Delta t_n^H, \text{ кДж/период}, \quad (2.2)$$

где δ – толщина стенки кирпича (вследствие обогрева насадки с двух сторон в данной форме учитывается половина толщины стенки, обозначаемая через R), м; ρ – плотность насадки, кг/м³; c – теплоемкость насадки, кДж/(кг °С); Δt_n^H – изменение температуры поверхности насадки за период нагрева, °С; η_a – коэффициент аккумуляции тепла, определяемый по таблицам в зависимости от числа Фурье.

Для определения изменения температуры поверхности насадки пользуются следующей эмпирической зависимостью:

$$\Delta t_n^H = \varphi(t_n^H - t_n^0),$$

где t_n^0 – средняя температура поверхности насадки за период ее охлаждения; φ – температурный коэффициент, связывающий разность средних температур поверхности насадки в периоды нагрева и охлаждения с амплитудой изменения ее температур за период, справочная величина находится в пределах 2,2–3,5.

В период охлаждения тепло, аккумулированное насадкой, передается нагреваемому воздуху:

$$Q = \alpha_2 (t_n^H - t_{2cp}) F \tau_2, \text{ кДж/период}, \quad (2.3)$$

где α_2 – коэффициент теплоотдачи от поверхности насадки к нагреваемому воздуху, Вт/(м² °С); t_{2cp} – средняя температура воздуха за период охлаждения, °С; τ_2 – период охлаждения, ч.

Таким образом, получается система следующих трех уравнений:

$$\begin{cases} t_{1cp} - t_H^H = \frac{Q}{F} \cdot \frac{1}{\alpha_1 \tau_1}; \\ t_H^H - t_H^0 = \frac{Q}{F} \cdot \frac{2}{\delta \rho c \eta_a \varphi}; \\ t_H^0 - t_{2cp} = \frac{Q}{F} \cdot \frac{1}{\alpha_2 \tau_2}. \end{cases}$$

Сложив левые и правые части этих уравнений, получим

$$t_{1cp} - t_{2cp} = \frac{Q}{F} \left(\frac{1}{\alpha_1 \tau_1} + \frac{2}{\delta \rho c \eta_a \varphi} + \frac{1}{\alpha_2 \tau_2} \right).$$

Или за цикл

$$Q = K_{ц} F (t_{1cp} - t_{2cp}) = K_{ц} F \Delta t, \text{ кДж/цикл}, \quad (2.4)$$

где $K_{ц}$ – коэффициент теплопередачи цикла, значение которого определяется выражением, кДж/м² К цикл:

$$K_{ц} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \tau_1} + \frac{2}{\delta \rho c \eta_a \varphi} + \frac{1}{\alpha_2 \tau_2}}. \quad (2.5)$$

При расчете регенеративных аппаратов очень часто кроме конвективной составляющей приходится учитывать лучистую составляющую коэффициента теплообмена $\alpha = \alpha_k + \alpha_l$.

Теплообмен газ-стенка:

$$\alpha_l = \varepsilon_{пр} \varepsilon_r C_0 \left[\left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right], \quad (2.6)$$

где $\varepsilon_{пр}$ – степень черноты тела, табличная величина;

ε_r – степень черноты газов, определяется по номограммам;

C_0 – излучательная способность черного тела (5,67 Вт/(м² К)).

Коэффициенты теплоотдачи определяются по формуле вида

$$\alpha_k = A Re^m.$$

Например, коэффициент теплоотдачи соприкосновением для дымовых газов и воздуха при движении их в коридорной насадке может быть определен по

формуле:

$$\alpha_k = 8,8 \frac{\omega_0^{0,8}}{d_3^{0,33}}.$$

где ω_0 – скорость газа или воздуха при нормальных условиях ($0^\circ B = 101325$ Па), м/с; d_3 – эквивалентный диаметр канала, м.

В случае шахматного размещения насадки коэффициент теплоотдачи на 16 % выше. Для суммарного коэффициента теплоотдачи необходимо еще определить значение коэффициента теплоотдачи излучением.

Задача 2.1. Определить поверхность теплообмена регенеративного аппарата с насадкой из огнеупорного кирпича с коридорным размещением, предназначенного для нагрева воздуха теплотой уходящих газов при следующих исходных данных:

- количество передаваемой теплоты $Q = 5$ МВт;
- средняя температура греющего газа за период нагревания $t_{1\text{cp}} = 500$ °С;
- средняя температура нагреваемого газа за период охлаждения $t_{2\text{cp}} = 300$ °С;
- плотность кирпича $\rho = 1800$ кг/м³;
- теплоемкость кирпича $c = 0,96$ кДж/(кг К);
- коэффициент аккумуляции теплоты $\eta_a = 0,4$;
- температурный коэффициент $\phi = 2,7$;
- периоды нагрева и охлаждения $\tau_1 = \tau_2 = 0,5$ ч;
- скорость теплоносителей $\omega = 15$ м/с.

Задача 2.2. Определить коэффициент теплоотдачи между топочными газами и твердыми частицами в кипящем слое при следующих условиях: скорость газов $\omega = 3,8$ м/с; диаметр твердых частиц $d = 3,75$ мм; их плотность $\rho_{\text{ТВ}} = 1400$ кг/м³; высота неподвижного слоя $H_0 = 0,2$ м. Константы газов при их температуре: плотность $\rho_{\text{ТВ}} = 0,275$ кг/м³; вязкость $\mu = 0,477 \cdot 10^{-4}$ Н·с/м²; теплопроводность $\lambda = 0,161$ Вт/(м К).

Задача 2.3. Выполните конструктивный расчет регенеративного вращающегося подогревателя при следующих исходных данных: расход дымовых газов $V_1 = (50 + n) \cdot 10^3$ м³/ч, их начальная и конечная температура $t_1' = (700 + n)$ °С и $t_1'' = 130$ °С; расход нагреваемого воздуха $V_2 = 45\,000$ м³/ч, его начальная температура $t_2' = 15$ °С; коэффициенты теплоотдачи $\alpha_1 = 110$ и $\alpha_2 = 70$ Вт/(м²К); средние теплоемкости газов и воздуха соответственно $c_{\text{Г}} = 1,354$ и $c_{\text{В}} = 1,4$ кДж/(м³ К); КПД аппарата с учетом потерь $\eta_{\text{П}} = 0,95$.

3 РАСЧЕТ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

3.1 Методы расчета статики конвективной сушки

Под статикой сушки понимают материальный и тепловой балансы сушильной установки, на базе которых можно установить расходы сушильного агента, теплоты, тепловую экономичность установки, изменение параметров сушильного агента и т. д. Результаты балансовых расчетов в совокупности с кинетическими характеристиками процессов сушки являются исходными данными для расчета габаритов установки и ее отдельных узлов. Определение количества испаренной влаги \dot{W} из сушильного материала представляет конечную цель составления материального баланса.

3.1.1 Материальный баланс конвективной сушильной установки

Материальный баланс по высушиваемому материалу является общим для всех видов сушки. Уравнение материального баланса будет иметь вид: по всему материалу, поступающему на сушку

$$G_1 = G_2 + \dot{W}, \quad (3.1)$$

по абсолютно сухому веществу

$$G_c = G_1 \frac{100 - w_1}{100} = G_2 \frac{100 - w_2}{100}, \quad (3.2)$$

где G_1, G_2, G_c и \dot{W} – массовые расходы поступающего на сушку материала, высушенного материала, абсолютно сухого материала и удаляемой влаги, кг/с; w_1 и w_2 – начальная и конечная влажность материала, %. Из уравнения (3.2) следует:

$$G_1 = G_2 \frac{100 - w_2}{100 - w_1}; \quad (3.3)$$

$$G_2 = G_1 \frac{100 - w_1}{100 - w_2}. \quad (3.4)$$

Расход удаляемой влаги из материала

$$\dot{W} = G_1 - G_2, \quad (3.5)$$

или

$$\dot{W} = G_1 - G_1 \frac{100 - w_1}{100 - w_2} = G_1 \frac{w_1 - w_2}{100 - w_2}; \quad (3.6)$$

$$\dot{W} = G_2 \frac{w_1 - w_2}{100 - w_1}. \quad (3.6 \text{ а})$$

При расчете конвективных сушилок помимо баланса по высушиваемому материалу составляют материальный баланс по влаге для сушильного агента. Обозначим через L (кг/с) – массовый расход абсолютно сухого воздуха с влажностью x_0 , поступающим на сушку, и с влажностью x_2 , покидающим сушилку. Тогда уравнение материального баланса по влаге для воздуха будет иметь вид:

$$Lx_0 + \dot{W} = Lx_2. \quad (3.7)$$

а расход воздуха на сушку определяется как

$$L = \frac{\dot{W}}{x_2 - x_0}. \quad (3.8)$$

Удельный расход воздуха на испарение из материала 1 кг влаги будет равен

$$l = \frac{L}{\dot{W}} = \frac{1}{x_2 - x_0}. \quad (3.9)$$

Обозначим влажность воздуха, нагретого в калорифере и поступающего в сушильную камеру, через x_1 . Проходя через калорифер, воздух не отдает и не поглощает влаги, поэтому $x_1 = x_0$. Соответственно уравнения (3.8) и (3.9) примут вид:

$$L = \frac{\dot{W}}{x_2 - x_1}; \quad (3.8 \text{ а})$$

$$l = \frac{L}{\dot{W}} = \frac{1}{x_2 - x_1}. \quad (3.9 \text{ а})$$

3.1.2 Тепловой баланс конвективной сушилки

Для интенсификации сушки в промышленных условиях, как уже отмечалось, необходим подвод теплоты к материалу. Рассмотрим тепловой баланс на примере конвективной сушилки, схематично изображенной на рисунке 3.1. Введем следующие обозначения: $c_{\text{мат}}$ – теплоемкость высушенного материала (приход теплоты с материалом мы будем рассматривать как сумму теплот, вносимых высушенным материалом и испаряемой влагой); $c_{\text{вл}}$ – теплоемкость влаги, находящейся в материале; $T_{\text{мат}_1}, T_{\text{мат}_2}$ – температуры материала на входе и выходе из сушилки; $G_{\text{тр}}, c_{\text{тр}}, T_{\text{тр}_1}, T_{\text{тр}_2}$ – массовый расход, теплоемкость, начальная и конечная температура транспортных приспособлений (например, транс-

портера, на котором расположен материал); \dot{Q}_k – тепловая нагрузка, подводимая в сушилку от основного калорифера; \dot{Q}_d – тепловая нагрузка, подводимая добавочным калорифером; \dot{Q}_n – потери тепла сушилкой в окружающую среду за единицу времени.

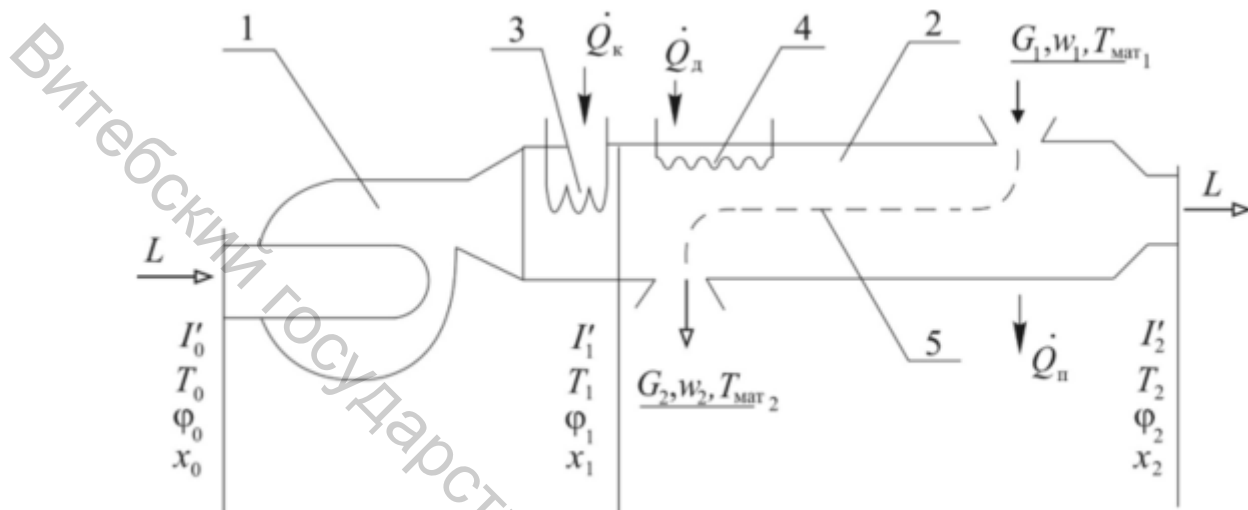


Рисунок 3.1 – Схема конвективной сушилки непрерывного действия:

- 1 – вентилятор; 2 – сушильная камера; 3 – основной калорифер;
- 4 – добавочный калорифер, расположенный в сушильной камере;
- 5 – направление движения высушиваемого материала; индексы: 0 – вход в сушилку (в калорифер), 1 – вход в сушильную камеру, 2 – выход из сушилки

Согласно приведенной схеме установим статьи прихода и расхода тепла за единицу времени в стационарном процессе конвективной сушки.

Приход тепла

1. С поступающим воздухом LI'_0 .
2. С влажным материалом $G_1 c_{\text{мат}1} T_{\text{мат}1}$.
3. С транспортными приспособлениями $G_{\text{тр}} c_{\text{тр}} T_{\text{тр}1}$.
4. От основного калорифера \dot{Q}_k .
5. От добавочного калорифера \dot{Q}_d .

Расход тепла

1. С уходящим воздухом LI'_2 .
2. С высушенным материалом $G_2 c_{\text{мат}2} T_{\text{мат}2}$.
3. С транспортными приспособлениями $G_{\text{тр}} c_{\text{тр}} T_{\text{тр}2}$.
4. Потери тепла в окружающую среду \dot{Q}_n .

Запишем уравнение теплового баланса для всей сушилки

$$LI'_0 + G_1 c_{\text{мат}1} T_{\text{мат}1} + G_{\text{тр}} c_{\text{тр}} T_{\text{тр}1} + \dot{Q}_k + \dot{Q}_d = LI'_2 + G_2 c_{\text{мат}2} T_{\text{мат}2} + G_{\text{тр}} c_{\text{тр}} T_{\text{тр}2} + \dot{Q}_n \quad (3.10)$$

Исключив из него приход и расход тепла с воздухом и от основного калорифера, записав разность оставшихся приходов и расходов тепла, получим так называемый *внутренний тепловой баланс сушильной камеры*

$$\sum \dot{Q} = \dot{Q}_{\text{мат}}^+ + \dot{Q}_{\text{тр}}^+ + \dot{Q}_{\text{д}} - \dot{Q}_{\text{мат}}^- - \dot{Q}_{\text{тр}}^- - \dot{Q}_{\text{п}}. \quad (3.11)$$

Выразив G_1 из уравнения материального баланса (4.1) и поделив все слагаемые (3.10) и (3.11) на расход удаляемой при сушке влаги получим слагаемые, характеризующие удельное количество тепла, приходящееся на 1 кг удаляемой влаги $q = \dot{Q} / \dot{W}$

$$q_{\text{мат}} = \frac{\dot{Q}_{\text{мат}}^+ - \dot{Q}_{\text{мат}}^-}{\dot{W}} = \frac{G_1 c_{\text{мат}_1} T_{\text{мат}_1} - G_2 c_{\text{мат}_2} T_{\text{мат}_2}}{\dot{W}} = \frac{G_2 c_{\text{мат}_2} (T_{\text{мат}_1} - T_{\text{мат}_2})}{\dot{W}} + c_{\text{вл}} T_{\text{мат}_1}, \quad (3.12)$$

$$q_{\text{тр}} = \frac{\dot{Q}_{\text{тр}}^+ - \dot{Q}_{\text{тр}}^-}{\dot{W}} = \frac{G_{\text{тр}} c_{\text{тр}} (T_{\text{тр}_1} - T_{\text{тр}_2})}{\dot{W}}, \quad (3.13)$$

$$\Delta = \frac{\sum \dot{Q}}{\dot{W}} = q_{\text{мат}} + q_{\text{тр}} + q_{\text{д}} - q_{\text{п}}. \quad (3.14)$$

Величину Δ также называют *внутренним тепловым балансом сушильной камеры (сушилки)*. Она может иметь как положительное, так и отрицательное значение. Следует иметь в виду, что в некоторых изданиях под внутренним тепловым балансом сушильной камеры понимают разность между расходом и приходом тепла в сушильной камере, в этом случае знак Δ сменится на противоположный.

Запишем уравнение теплового баланса для основного калорифера, в котором происходит нагрев воздуха от T_0 до T_1 и увеличение энтальпии от I'_0 до I'_1 за счет подводимого за единицу времени тепла Q_k

$$LI'_0 + Q_k = LI'_1. \quad (3.15)$$

Вернемся к уравнению теплового баланса для всей сушилki (3.10) и преобразуем его с учетом (3.13) и (3.15)

$$LI'_1 + \sum \dot{Q} = LI'_2, \text{ поделим на } \dot{W} \quad (3.16)$$

$$\frac{L}{\dot{W}} (I'_2 - I'_1) = \Delta, \quad (3.17)$$

из (3.8 а)

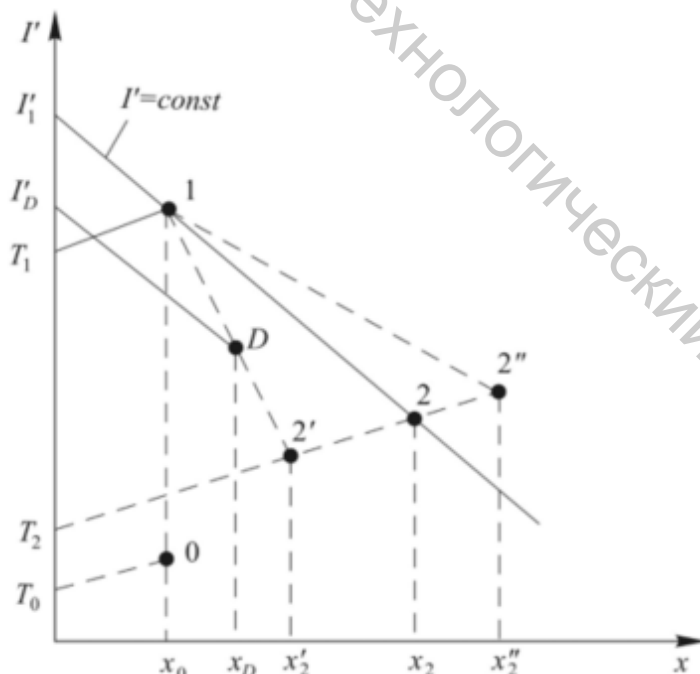
$$\frac{L}{\dot{W}} = \frac{1}{x_2 - x_1}, \text{ подставим в (3.17)} \quad (3.18)$$

$$I'_2 = I'_1 - \Delta(x_2 - x_1). \quad (3.19)$$

Заменяя параметры воздуха на выходе из сушилки их текущими значениями, получим уравнение линии действительной (реальной) сушки

$$I' = I'_1 + \Delta(x - x_1) \quad (3.20)$$

Для построения прямой линии, соответствующей уравнению реальной сушки (3.20), необходимо знать две точки. Одна из них, характеризующая влажный воздух на входе в сушильную камеру (точка 1), известна. Для нахождения другой, вспомогательной D , можно задаться влагосодержанием x_D несколько большим x_0 и по уравнению (3.20) рассчитать энтальпию $I'_D(x_D)$. По этим двум параметрам (x_D, I'_D) на $I' - x$ диаграмму наносится точка D . Линия реальной сушки проводится из точки 1 через точку D . Если условием завершения процесса сушки является достижение конечной температуры воздуха T_2 , то линия реальной сушки доводится до изотермы T_2 (рис. 3.2), в зависимости от величины и знака Δ линия реальной сушки может проходить как выше, так и ниже линии теоретической сушки, либо совпадать с ней. Изменяя, например, тепловую нагрузку дополнительного калорифера \dot{Q}_d , можно влиять на Δ и, соответственно, на необходимый для сушки расход воздуха L . При этом, чем больше подвести тепла в дополнительном калорифере, тем выше пойдет линия реальной сушки и меньший расход воздуха потребуется для проведения процесса сушки.



$2 \rightarrow \Delta = 0, I'_2 = I'_1$ – теоретическая сушка;

$2' \rightarrow \Delta < 0, I'_2 < I'_1, x'_2 < x_2, l_{\text{дейст}} > l_{\text{теор}}$;

$2'' \rightarrow \Delta > 0, I'_2 > I'_1, x''_2 > x_2, l_{\text{дейст}} < l_{\text{теор}}$

Рисунок 3.2 – Построение линии реальной сушки на $I' - x$ диаграмме

Рассмотренный выше вариант проведения сушки называют *основным* или *простым*. Его недостатком являются слишком «жесткие» условия проведения процесса: порой для достижения результата требуется нагревать воздух до слишком высокой температуры, что может привести к разложению материала. С целью устранения этого недостатка применяют вариант с *многократным промежуточным подогревом воздуха*, который может осуществляться с помощью нескольких дополнительных калориферов, устанавливаемых вдоль пути движения воздуха.

Иногда применяется вариант с *частичным возвратом отработанного воздуха*. При смешении исходного воздуха с отработанным увеличивается его влажность и, следовательно, уменьшается движущая сила массопередачи, но за счет увеличения расхода возрастают скорость и коэффициент массоотдачи в газовой фазе.

Применение менее «жестких» условий может оказаться целесообразным при сушке полимерных материалов, так как при большой скорости сушки на начальной стадии на поверхности материала образуется корка, препятствующая дальнейшему удалению влаги (растворителя).

3.2 Основы кинетики процесса конвективной сушки

Кинетика периодической сушки характеризуется уменьшением во времени средней по объему влажности материала (скоростью сушки) и определяется свойствами материала и влаги, его размером и формой, параметрами сушильного агента и его скоростью, конструкцией сушилки. Получение такой зависимости теоретически возможно путем решения системы дифференциальных уравнений движения, неразрывности, нестационарной конвективной диффузии и теплопроводности для газовой и твердой фаз с последующим усреднением влажности материала по объему. Однако в силу чрезвычайной сложности данной задачи её упрощают, применяя различные модели структуры потока как, например, при описании адсорбции, однако чаще используют экспериментальные кинетические кривые.

Кинетические кривые конвективной сушки. Кинетические кривые процесса сушки получаются на основе экспериментальных исследований сушки материала.

Кривой сушки называют зависимость изменения влажности материала w^c от времени сушки τ . В общем случае кривая сушки состоит из нескольких участков, соответствующих различным периодам сушки (рис. 3.3). После небольшого промежутка времени – периода прогрева материала (начальный период), в течение которого влажность снижается незначительно от ее начального значения $w_{нач}^c$ (участок *AB*), наступает период постоянной скорости сушки (I-й период), когда влажность материала интенсивно уменьшается по линейному закону (участок *BC*). Такое уменьшение влажности происходит до значения первой критической влажности $w_{кр.1}^c$, после чего начинается период падающей скорости сушки (II-й период), когда уменьшение влажности соответствует кри-

вой CE , которая в общем случае состоит из двух участков различной кривизны (отрезки CD и DE). Точка перегиба D соответствует второй критической влажности $w_{кр.2}^c$, точка E – конечной влажности материала $w_{кон}^c$. В конце второго периода влажность материала асимптотически приближается к равновесной w_p^c (точка K); при достижении равновесной влажности прекращается дальнейшее испарение влаги из материала.

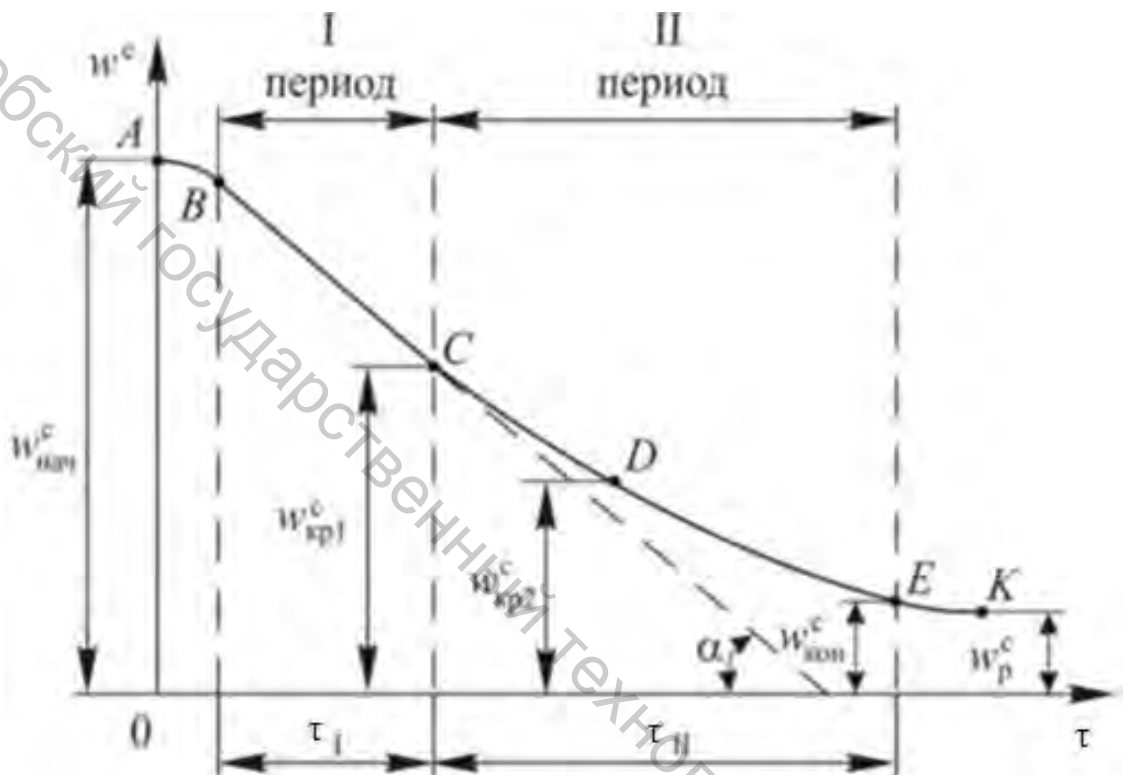


Рисунок 3.3 – Кривая сушки

Кривая скорости сушки представляет зависимость скорости сушки N от влажности материала w^c . Скорость сушки определяется уменьшением влажности материала $-dw^c$ за бесконечно малый промежуток времени $d\tau$ и выражается отношением

$$N = -\frac{dw^c}{d\tau}. \quad (3.21)$$

Скорость сушки может быть определена с помощью кривой сушки путем её графического дифференцирования, т. е. будет выражаться тангенсом угла наклона касательной, проведенной к точке кривой, отвечающей влажности материала. На рисунке 3.4 показана кривая скорости сушки, соответствующая кривой сушки на рисунке 3.3. Так в начальном периоде сушки $A-B$ при прогреве материала скорость сушки возрастает. Для I-го периода скорость сушки будет постоянной, и соответствовать $\text{tg } \alpha = \text{const}$ на рисунке 3.3 (горизонтальный отрезок $B-C$ на рисунке 3.4). Отрезок $C-E$ характеризует период падающей

скорости сушки (II-й период). В первый период происходит интенсивное поверхностное испарение свободной влаги. В точке C ($w_{кр.1}^c$) влажность на поверхности материала становится равной гигроскопической. С этого момента начинается испарение связанной влаги, и скорость сушки начинает уменьшаться, так как на нее влияет скорость внутреннего переноса влаги из глубины материала к его поверхности.

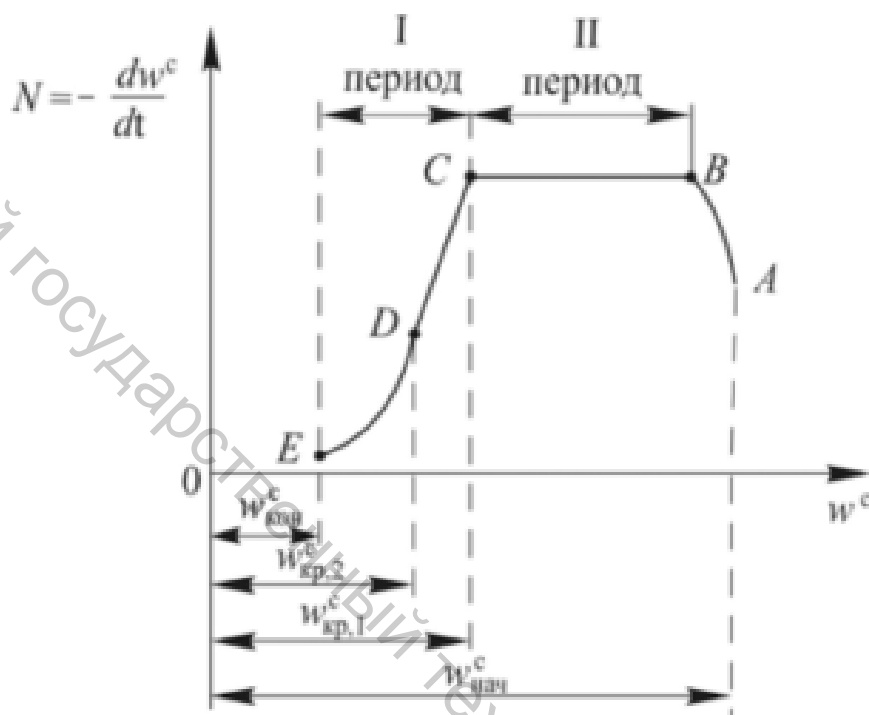
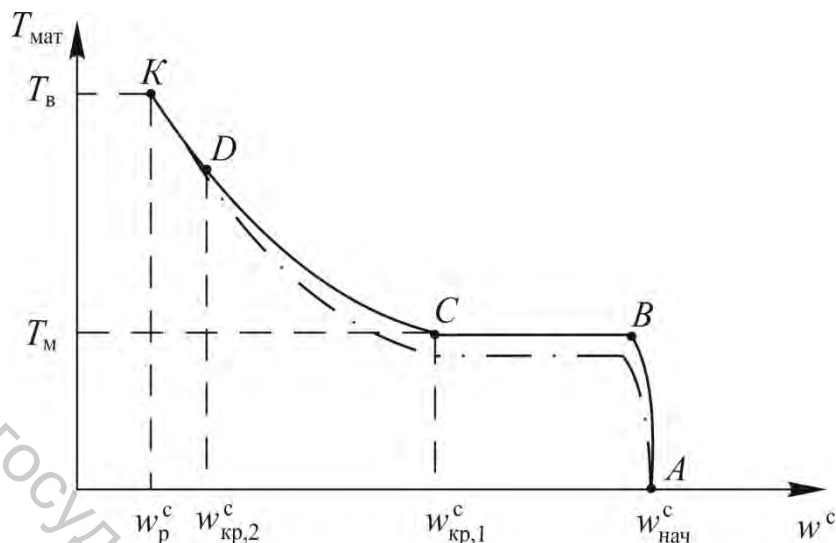


Рисунок 3.4 – Кривая скорости сушки

Вид кривых скорости сушки во втором периоде весьма разнообразен. На рисунке 3.5 изображена кривая, типичная для капиллярно-пористых материалов сложной структуры. Точка перегиба D , соответствующая $w_{кр.2}^c$, может быть выражена не столь четко, а иногда и вообще отсутствовать.

Изменение температуры материала в процессе сушки. Для анализа процесса сушки, помимо кривых скорости, необходимо знать характер изменения температуры материала $T_{мат}$ в зависимости от влажности w^c (рис. 3.5). За кратковременный период прогрева материала $A-B$ его температура быстро повышается и достигает значения температуры мокрого термометра T_m . В период постоянной скорости сушки $B-C$ все тепло, подводимое к материалу, затрачивается на испарение свободной влаги (адиабатическая сушка) и температура материала остается постоянной равной температуре мокрого термометра ($T_{мат} = T_m$). В период падающей скорости сушки $C-K$ испарение влаги с поверхности материала замедляется, и его температура начинает повышаться ($T_{мат} > T_m$). Когда влажность материала уменьшится до равновесной и испарение влаги прекратится, температура материала достигает наибольшего значе-

ния, равного температуре сушильного агента $T_{\text{мат}} = T_{\text{в}}$. Температурная кривая на рисунке 3.5 (сплошная линия) характерна для сушки материалов в тонком слое.



— тонкослойных материалов;
 - · - · - · - толстослойных материалов
 Рисунок 3.5 – Температурная кривая сушки

Для материалов значительной толщины при конвективной сушке температура во внутренних слоях в течение практически всего процесса сушки ниже, чем на поверхности, следовательно, несколько ниже будет и средняя температура материала (штрихпунктирная линия).

Интенсивность испарения влаги. Интенсивность испарения влаги j является технологическим параметром процесса сушки и показывает, какое количество влаги W испаряется с единицы поверхности высушиваемого материала F в единицу времени (поток влаги)

$$j = \frac{W}{F\tau}. \quad (3.22)$$

Интенсивность испарения влаги связана с тепло- и массообменом влажного материала с окружающей средой. Механизм этого процесса очень сложен, т. к. включает процессы перемещения влаги внутри материала, ее массоотдачу с поверхности материала и получение материалом тепла из окружающей среды. Каждый из этих процессов подчиняется собственным закономерностям и протекает с различной интенсивностью в разные периоды сушки. Для упрощения математического описания столь сложной задачи, как правило, применяют различные модели. Рассмотрим одну из них, наиболее распространенную.

Предполагается, что в период постоянной скорости сушки (I-й период) она лимитируется массоотдачей пара с поверхности материала в ядро газовой фазы. Движущей силой является разность концентраций или парциальных давлений пара у поверхности материала $p_{\text{м}}$ и в окружающей среде $p_{\text{п}}$. Влажность материала больше гигроскопической, пар у поверхности материала является

насыщенным ($p_m = p_n$) и соответствует температуре мокрого термометра T_m . Влага интенсивно поступает из внутренних слоев к поверхности материала. Скорость испарения влаги с его поверхности принимают равной скорости испарения со свободной поверхности жидкости, и описывается уравнением массоотдачи

$$j = \beta_r (x^r - x) = \frac{\beta_r' (p_m - p_n)}{\rho}, \quad (3.23)$$

где β_r – коэффициент массоотдачи в газовой фазе.

При испарении влаги с поверхности материала возникает градиент влажности по его толщине и когда на поверхности материала влажность достигает значения гигроскопической влажности, начинается II-й период сушки. На поверхности материала влажность становится меньше гигроскопической и продолжает уменьшаться, а скорость процесса сушки все больше определяется переносом влаги внутри материала.

Продолжительность процесса сушки. Для первого периода сушки интенсивность испарения влаги j_1 постоянна

$$j_1 = \frac{W_1}{F\tau_1} = \text{const}, \quad (3.24)$$

здесь W_1 – количество удаленной влаги первый период.

Обозначим

$$N_1 = -\frac{dw^c}{d\tau} \quad (3.25)$$

скорость сушки в первом периоде, которая выражает число килограммов влаги (на 1 кг сухого вещества), испаряемой за 1 с. Величина W_1 может быть представлена в виде:

$$W_1 = M_c (w_{\text{нач}}^c - w_{\text{кр.1}}^c) \quad \text{и} \quad j_1 = \frac{M_c (w_{\text{нач}}^c - w_{\text{кр.1}}^c)}{F\tau_1}. \quad (3.26)$$

Скорость сушки в первом периоде и его продолжительность будут равны

$$N_1 = \frac{j_1}{M_c} F = \frac{(w_{\text{нач}}^c - w_{\text{кр.1}}^c)}{\tau_1}, \quad (3.27)$$

$$\tau_1 = \frac{(w_{\text{нач}}^c - w_{\text{кр.1}}^c)}{N_1}. \quad (3.28)$$

Для второго периода сушки расчет скорости сушки значительно усложня-

ется вследствие более сложной и различной конфигурации кривых скорости сушки (рис. 3.6). Продолжительность сушки в этот период определяют приближенно с помощью коэффициента скорости сушки K_c .

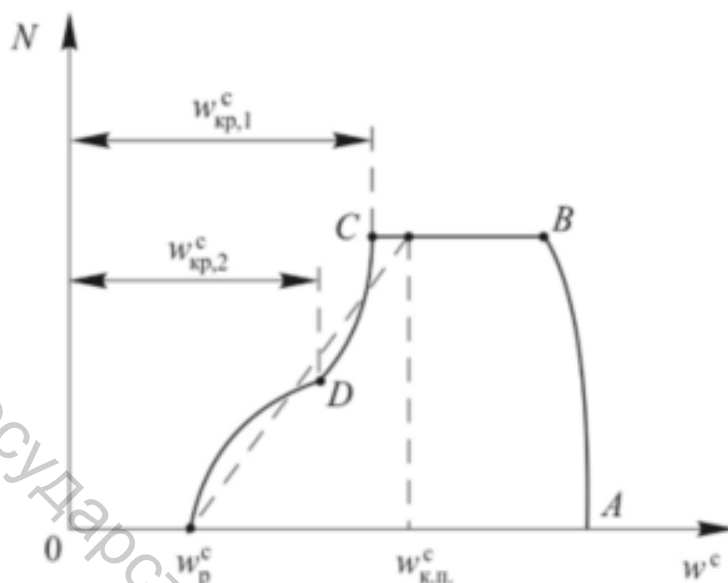


Рисунок 3.6 – Определение приведенной критической влажности $w_{к.п.}^c$.

Для расчета K_c пользуются экспериментальной кривой скорости сушки данного материала, аппроксимируя в ней криволинейный отрезок (соответствующий второму периоду сушки) наклонной прямой, проводимой из точки w_p^c до горизонтального прямолинейного участка, отвечающего периоду постоянной скорости (пунктирная линия на рисунке 3.6). Верхний конец этой прямой соответствует *приведенной критической влажности* $w_{к.п.}^c$, которой заменяют в первом приближении первую критическую влажность $w_{кр,1}^c$.

При этом уравнение скорости сушки для второго периода может быть представлено в виде:

$$-\frac{dw^c}{d\tau} = K_c(w^c - w_p^c), \quad K_c = \frac{N_1}{(w_{к.п.}^c - w_p^c)}. \quad (3.29)$$

В результате интегрирования этого уравнения в пределах от $w_{к.п.}^c$ до $w_{кон}^c$ (конечная влажность материала после сушки) получаем

$$\frac{(w_{кон}^c - w_p^c)}{(w_{к.п.}^c - w_p^c)} = \exp(-K_c \tau_{II}). \quad (3.30)$$

Откуда продолжительность второго периода сушки τ_{II} будет

$$\tau_{II} = \frac{1}{K_c} \ln \frac{(w_{к.п.}^c - w_p^c)}{(w_{кон}^c - w_p^c)} = \frac{1}{N_1} (w_{к.п.}^c - w_p^c) \ln \frac{(w_{к.п.}^c - w_p^c)}{(w_{кон}^c - w_p^c)}. \quad (3.31)$$

Общая продолжительность сушки составляет:

$$\tau = \tau_I + \tau_{II}. \quad (3.32)$$

Описанный метод расчета продолжительности сушки с использованием коэффициента скорости сушки K_c предложен А.В. Лыковым и используется при расчете сушилок.

Задача 3.1. Для теоретической сушилки с однократным использованием сушильного агента определите начальное и конечное влагосодержание агента, а также удельный расход сушильного агента, если известны его параметры на входе $t_{1c} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{1м} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ и на выходе $t_{2c} = 65 \text{ }^\circ\text{C}$. Начальная температура воздуха $t_{0c} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Задача 3.2. Произвести упрощенный тепловой расчет барабанной сушилки при следующих условиях. Количество продукта, поступающего в сушилку, $G_1 = 2000 \text{ кг/ч}$ ($0,55 \text{ кг/с}$); начальная влажность продукта на общую массу $w_1^0 = 18 \text{ } \%$; конечная влажность $w_2^0 = 10 \text{ } \%$; теплоемкость высушенного продукта $c_2 = 1,255 \text{ кДж/(кг К)}$, температура воздуха, поступающего в калорифер, $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; относительная влажность воздуха $\phi_0 = 60 \text{ } \%$; температура воздуха после калорифера $t_1 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$, относительная влажность воздуха, выходящего из сушилки, $\phi_2 = 60 \text{ } \%$ температура воздуха при входе в сушилку $\vartheta_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$; температура продукта на выходе из сушилки $\vartheta_1 = 100 \text{ }^\circ\text{C}$.

Задача 3.3. Определите экономию энергии при конвективной сушке с однократным использованием сушильного агента за счет снижения температуры воздуха на входе на $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Исходные данные: производительность установки по готовому продукту $(1700 + 10n) \text{ кг/ч}$; начальное и конечное влагосодержание соответственно $w_1 = 70 \text{ } \%$, $w_2 = 10 \text{ } \%$; начальная и конечная температура воздуха $t_1 = (180 + n) \text{ }^\circ\text{C}$, $t_2 = 110 \text{ }^\circ\text{C}$; параметры окружающего воздуха $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $\phi_0 = 70 \text{ } \%$; сумма удельных теплопритоков и теплопотерь $\Delta = 0$.

Задача 3.4. Определите минимальный удельный расход теплоты на испарение влаги в теоретической сушилке с однократным использованием воздуха, если известны параметры воздуха на входе в сушильную камеру: $t_1 = (130 + n) \text{ }^\circ\text{C}$, $d_1 = 15 \text{ г/кг сух. возд.}$ и температура окружающего воздуха $t_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Задача 3.5. Определить время сушки картона толщиной $\delta = 2 \text{ мм}$ от начальной влажности $w_n = 60 \text{ } \%$ до конечной $w_k = 10 \text{ } \%$.

Критическая приведенная влажность может быть принятой $45 \text{ } \%$, а равновесная – $5 \text{ } \%$.

В качестве теплоносителя используется воздух с температурой $70 \text{ }^\circ\text{C}$. Для этих условий температура поверхности материала в первом периоде $37 \text{ }^\circ\text{C}$, а коэффициент теплообмена равен $11,6 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}$. Плотность сухого материала $\rho_0 = 800 \text{ кг/м}^3$.

4 РАСЧЕТ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

Теоретический материал по теме подробно изложен в [1].

Задача 4.1. Определить расход теплоты и греющего пара, идущих на выпаривание дубильных растворов с начальной концентрацией $b_0 = (38 - 0,5 n) \%$ до конечной концентрации $b_k = 45 \%$. Количество поступающего раствора $S_0 = (50 + n) \cdot 10^{-2}$ кг/с, абсолютное давление в аппарате $p_1 = 0,018$ МПа, давление греющего пара $p_2 = 0,22$ МПа. При конечной концентрации раствора температура кипения $t_{\text{кип}} = 85$ °С, теплоемкость сухого вещества $c_{\text{сух}} = 1650$ Дж/(кг К). В расчетах потерями теплоты пренебречь.

Задача 4.2. Определить расход греющего пара и поверхность нагрева однокорпусной выпарной установки для глицериновой воды, используя следующие исходные данные: начальная концентрация глицериновой воды $b_0 = 20 \%$, конечная – $b_k = (60 + 0,5 n) \%$; производительность выпарной установки $S_k = (600 + n)$ кг/ч концентрированного глицерина; давление и температура в корпусе установки $p_1 = 0,016$ МПа, $t_0 = 55,3$ °С; давление греющего пара $p_2 = 0,6$ МПа; конечная температура раствора $t_{\text{кип}} = 80$ °С; теплоемкость чистого глицерина $c_{\text{сух}} = 2411,7$ Дж/(кг К); коэффициент теплопередачи принять $k = 430$ Вт/(м² °С).

В расчетах потерями теплоты пренебречь.

Задача 4.3. Выполнить расчет двухкорпусной выпарной установки для глицериновой воды с принудительной циркуляцией раствора и одинаковыми поверхностями нагрева обоих корпусов, используя следующие исходные данные: начальная концентрация глицериновой воды $b_0 = 20 \%$, конечная – $b_k = (60 + 0,5 n) \%$; производительность выпарной установки $S_k = (600 + n)$ кг/ч концентрированного глицерина; давление и температура в 1-м корпусе установки $p_1 = 0,016$ МПа, $t_0 = t_1 = 55,3$ °С; давление и температура во 2-м корпусе установки $p_2 = 0,016$ МПа, $t_2 = 55,3$ °С; давление греющего пара $p_3 = 0,6$ МПа; конечная температура раствора $t_{\text{кип}} = 80$ °С; теплоемкость чистого глицерина $c_{\text{сух}} = 2411,7$ Дж/(кг К). Скорость раствора в трубках: в 1-м аппарате – 1,5 м/с; во 2-м – 3 м/с. Диаметры нагревательных трубок – 38/32 мм, коэффициент теплопроводности трубы $\lambda_{\text{ст}} = 58$ Вт/(м °С). При определении коэффициентов теплопередачи принять толщину накипи в 1-м аппарате – 1 мм, во 2-м – 2 мм; коэффициент теплопроводности накипи $\lambda_{\text{нак}} = 1,2$ Вт/(м °С). Установка работает без перепуска и без переохлаждения конденсата. В расчетах потерями теплоты пренебречь.

Задача 4.4. Определить тепловые нагрузки по корпусам в трехкорпусной выпарной установке с прямоточным питанием для выпаривания раствора NaOH, используя следующие исходные данные: количество поступающего раствора $S_0 = (12 + 0,1 n) \cdot 10^{-2}$ кг/с; температура поступающего раствора $t_0 = 25$ °С, греющего пара для первого корпуса $t_1 = 140$ °С, насыщенного вторичного пара из 3-го корпуса $t_3 = 60$ °С; начальная концентрация раствора $b_0 = 10 \%$, конечная – $b_k = (40 + 0,5 n) \%$. Экстрапар отбирают для подогрева раствора.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие изменения (технологические, конструктивные) необходимо провести для увеличения теплоотдачи в трубном и межтрубном пространствах кожухотрубчатого теплообменника?
2. Проанализируйте распределение теплоносителей, изменяющих свое агрегатное состояние, по трубному и межтрубному пространствам кожухотрубчатого теплообменника.
3. В чем преимущества и недостатки многоходовых кожухотрубчатых теплообменников по сравнению с одноходовыми?
4. Дайте определение следующих понятий: греющий (первичный) и вторичный пар, экстрапар, полезная разность температур, температурные потери.
5. По каким признакам и как подразделяются способы выпаривания?
6. Запишите материальный и тепловой балансы однокорпусной выпарной установки.
7. Из каких составляющих складываются температурные потери и как их определить?
8. Что называется сушкой? Какие виды сушки вам известны?
9. Дайте определение основных параметров влажного воздуха.
10. Схематично изобразите диаграмму Л.К. Рамзина, как с ее помощью определять параметры влажного воздуха?
11. Какие формы связи влаги с материалом вам известны?
12. Что характеризует влажность материала, и какие способы ее выражения вам известны?
13. От чего зависит равновесная влажность материала? Какую влажность называют гигроскопической?
14. Запишите уравнения материального баланса конвективной сушки.
15. Запишите уравнение теплового баланса конвективной сушки.
16. Что называют внутренним тепловым балансом сушильной камеры (сушилки)?
17. Какие зависимости называют кривыми сушки и скорости сушки?
18. Какие периоды сушки принято выделять, чем они характерны?
19. Как меняется температура материала в процессе сушки?
20. Как определить продолжительность сушки и приведенную критическую влажность материала?

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Разинов, А. И. Процессы и аппараты химической технологии : учебное пособие / А. И. Разинов, А. В. Клинов, Г. С. Дьяконов. – Казань : Казанский национальный исследовательский технологический университет, 2017. – 860 с.

2. Агеев, М. А. Тепломассообменные процессы и установки промышленной теплотехники [Электронный ресурс] : учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по направлению 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника» всех форм обучения / М. А. Агеев, А. Н. Мракин. – Электрон. текстовые данные. – Саратов : Ай Пи Эр Медиа, 2018. – 229 с. – Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/70284.html>.

3. Промышленные тепломассообменные процессы и установки : учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика и теплотехника» [Электронный ресурс] / сост. Э. М. Космачева. – Минск : БНТУ, 2014. – 225 с. – Режим доступа: <http://rep.bntu.by/handle/data/11209>.

4. Акулич, П. В. Расчеты сушильных и теплообменных установок / П. В. Акулич. – Минск : Беларус. навука, 2010. – 443 с.

5. Бакластов А. М. Промышленные тепломассообменные процессы и установки / А. М. Бакластов [и др.]; под общ. ред. А. М. Бакластова. – Москва : Энергоиздат, 1986. – 328 с.

ИНФОРМАЦИЯ О ДОСТУПЕ К ВИРТУАЛЬНОЙ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ СРЕДЕ УО «ВГТУ» И ЭЛЕКТРОННЫМ РЕСУРСАМ КАФЕДРЫ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ

Для удобства работы и развития навыков в работе с удаленными ресурсами студентам рекомендуется использовать материалы по учебной дисциплине, размещенные в виртуальной образовательной среде УО «ВГТУ» (sdo.vstu.by) и на сайте кафедры «Теплоэнергетика».

Учебное издание

ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ И УСТАНОВКИ

Методические указания по выполнению практических работ

Составители:

Жерносек Сергей Васильевич
Гусаров Алексей Михайлович
Марущак Алексей Сергеевич

Редактор *Т.А. Осипова*

Корректор *Т.А. Осипова*

Компьютерная верстка *О.С. Герасимова*

Подписано к печати 07.06.2022. Формат 60x90¹/₁₆. Усл. печ. листов 2,3.
Уч.-изд. листов 2,9. Тираж 50 экз. Заказ № 154.

Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет»
210038, г. Витебск, Московский пр., 72.

Отпечатано на ризографе учреждения образования

«Витебский государственный технологический университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 1/172 от 12 февраля 2014 г.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 3/1497 от 30 мая 2017 г.