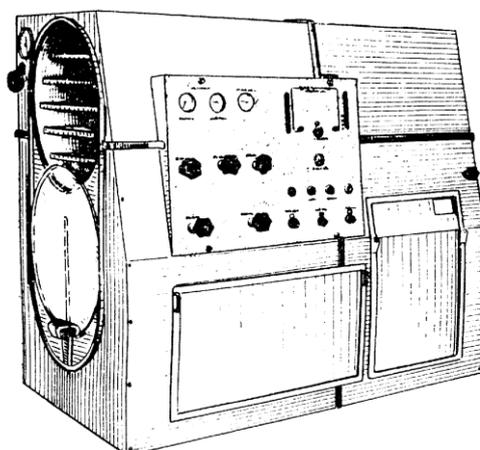


**Л.И. Ченцова
М.К. Шайхутдинова
Т.В. Борисова**

ПРОЦЕССЫ И АППАРАТЫ ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ



Красноярск 2004

Рецензенты

д-р техн. наук, проф. СибГАУ Е. В. Сугак
д-р биол. наук, проф. КрасГАУ А.И.Машанов
канд. техн. наук, доц. КрасГАУ В.В.Матюшев

Научный редактор

д-р, техн. наук, проф. Б.Д. Левин

Ченцова, Л.И. Процессы и аппараты пищевых производств. Тепловые процессы: Учеб. пособие / Л.И. Ченцова, М.К. Шайхутдинова, Т.В. Борисова; Краснояр. гос. аграр. ун-т. – Красноярск, 2004. – 112 с.

В учебном пособии излагаются общие методические основы курсового проектирования; требования, предъявляемые к выполнению курсовых проектов; расчет и подбор теплообменной аппаратуры, выпарных аппаратов. Приведены примеры расчетов; таблицы, графики, перечень рекомендуемой литературы. В приложениях к каждому разделу приведены справочные таблицы.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Красноярского государственного аграрного университета

- © Ченцова Л.И., 2004
- © Шайхутдинова К.Н., 2004
- © Борисова Т.В., 2004
- © Красноярский государственный аграрный университет, 2004

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по дисциплине «Процессы и аппараты пищевых производств» является заключительной частью курса. Цель курсового проектирования – закрепить и расширить знания по теоретическому курсу, привить студентам навыки самостоятельной работы по расчету и подбору аппаратов, графическому оформлению проекта, познакомить со специальной технической литературой, справочниками, каталогами.

Настоящее учебное пособие предназначено для студентов технологов, выполняющих курсовой проект по дисциплине «Процессы и аппараты пищевых производств».

Учебное пособие состоит из трех разделов.

В первом разделе приводится методика расчета теплообменной аппаратуры. Приведены примеры расчетов подогревателей, холодильников. Во втором разделе приведены методика расчета многокорпусной выпарной установки, примеры расчета выпарной установки: аппарата и вспомогательного оборудования.

Оформление пояснительной записки и графической части курсового проекта представлены в третьем разделе. Оно должно отвечать требованиям ЕСКД по оформлению текстовых и графических документов.

В приложении приведены каталоги теплообменной аппаратуры и выпарных аппаратов, справочные таблицы, список рекомендуемой литературы.

Законченный курсовой проект подписывается разработчиком (студентом), руководителем и защищается комиссией.

РАЗДЕЛ I. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

1.1. Методика расчета теплообменников

Составление тепловых балансов

Введем следующие обозначения:

G – расход теплоносителя, кг/с;

C – теплоемкость теплоносителя, Дж/кг·К;

t_1 – начальная температура теплоносителя, К;

t_2 – конечная температура теплоносителя, К;

r – удельная теплота конденсации (парообразования), Дж/кг.

Если теплообмен протекает без изменения агрегатного состояния теплоносителя (нагревание, охлаждение), тогда тепловая нагрузка определяется по уравнению

$$Q = G \cdot c \cdot (t_1 - t_2). \quad (1.1)$$

Если теплообмен протекает с изменением агрегатного состояния теплоносителя (кипение, конденсация), тогда тепловая нагрузка рассчитывается по уравнению

$$Q = G \cdot r. \quad (1.2)$$

Расчет средней разности температур

Принимаем индекс «1» для горячего теплоносителя, индекс «2» для холодного теплоносителя.

Составляется температурная схема теплопередачи:

$$\begin{array}{ccc} \Delta t_H & t_{1H} \longrightarrow & t_{1K} \Delta t_K \\ & t_{2H} \longrightarrow & t_{2K} \end{array}$$

где: $\Delta t_H = t_{1H} - t_{2H}$; $\Delta t_K = t_{1K} - t_{2K}$;

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_H - t_K}{\ln \frac{\Delta t_H}{\Delta t_K}}. \quad (1.3)$$

Средняя температура горячего теплоносителя

$$t_1 = \frac{t_H - t_K}{2}. \quad (1.4)$$

Средняя температура холодного теплоносителя

$$t_2 = t_1 - \Delta t_{cp}. \quad (1.5)$$

Расчет коэффициента теплопередачи

Коэффициент теплопередачи рассчитывается по уравнению

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{cm} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1.6)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке, Вт/м²·К; α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к холодному теплоносителю, Вт/м²·К; r_{ct} – термическое сопротивление стенки и загрязнений, м²·К/Вт.

Расчет коэффициента теплоотдачи

Основные критерии подобия, входящие в критериальное уравнение конвективной теплоотдачи:

Критерий Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \quad (1.7)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/м·К; l – характерный геометрический размер, м, если поток движется внутри трубы $l = d$; λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/м·К.

Критерий Прандтля

$$Pr = \frac{c \cdot \mu}{\lambda}, \quad (1.8)$$

где c – теплоемкость теплоносителя, Дж/кг·К, μ – динамический коэффициент вязкости, Па·с, λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/м·К.

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega \cdot d \cdot \rho}{\mu}, \quad (1.9)$$

где ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; ω – скорость потока, м/с.

Критерий Грасгофа

$$Gr = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta t, \quad (1.10)$$

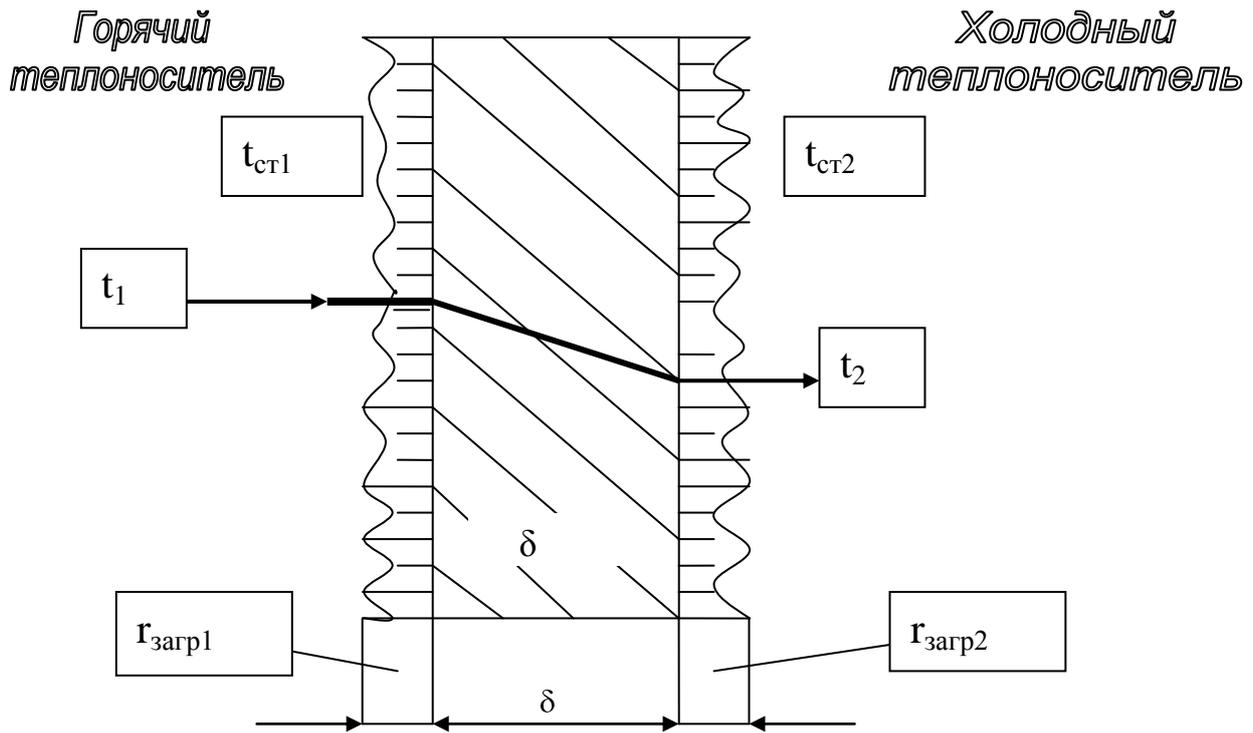


Рис. 1.1. Схема процесса теплопередачи

где ν – кинематический коэффициент вязкости, м²/с; β – коэффициент объемного расширения, К⁻¹.

Теплоотдача при развитом турбулентном течении в прямых трубах и каналах ($Re > 10000$)

Расчетная формула

$$Nu = 0,021 \cdot \varepsilon_l \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (1.11)$$

Определяющая температура – средняя температура теплоносителя, определяющий геометрический размер l – эквивалентный диаметр $d_{эқв}$. Критерий Прандтля $Pr_{ст}$ определяется при температуре стенки. В области неустойчивого турбулентного режима $2300 < Re < 10000$, т.е. в переходном режиме, теплоотдача может быть рассчитана с помощью зависимости

$$Nu = 0,008 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \quad (1.12)$$

Критериальное уравнение для ламинарного режима имеет вид

$$Nu = 0,17 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Gr^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (1.13)$$

В качестве определяющего размера принят эквивалентный диаметр канала. Физические параметры в критериях Nu , Re , Pr , Gr определены при средней температуре жидкости, $Pr_{ст}$ при температуре стенки.

Теплоотдача при поперечном обтекании пучка гладких труб

Если поток движется в межтрубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника с поперечными перегородками при шахматном расположении труб, то критериальное уравнение имеет вид

$$Nu = 0,4 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (1.14)$$

Определяющая температура – средняя температура жидкости, определяющий размер – наружный диаметр трубы. Скорость потока рассчитывается по формуле

$$W = \frac{V}{S_{\text{с.ж.}}}, \quad (1.15)$$

где V – расход жидкости, м³/с, $S_{\text{с.ж.}}$ – площадь проходного сечения межтрубного пространства, м² (таблицы Б12, Б14).

Рассчитав критерий Нуссельта, рассчитываем коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d}. \quad (1.16)$$

*Теплоотдача при изменении агрегатного состояния.
Конденсация пара*

Конденсация пара на поверхности пучка вертикальных труб высотой h .

Среднее значение коэффициента теплоотдачи равно

$$\alpha = 2,04 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r}{\mu \cdot \Delta t \cdot H}}, \quad (1.17)$$

где λ – коэффициент теплопроводности конденсата, Вт/м·К;
 ρ – плотность конденсата, кг/м³; μ – динамический коэффициент вязкости, Па·с; r – удельная теплота конденсации пара, Дж/кг;
 Δt – разность температур, равная $\Delta t = t_{\text{п}} - t_{\text{ст}}$ ($t_{\text{п}}$ – температура конденсации пара, $t_{\text{ст}}$ – температура стенки); H – высота стенки, м.

Физические характеристики конденсата приведены в таблице А22.

В случае конденсации на наружной поверхности пучка горизонтальных труб длиной l коэффициент теплоотдачи равен

$$\alpha = 0,728 \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_t \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r \cdot g}{\mu \cdot \Delta t \cdot d}}, \quad (1.18)$$

где d – наружный диаметр трубы, м; ε зависит от числа труб в вертикальном ряду. Коэффициент ε_t – поправочная функция. Для воды ее

принимают равной единице. Число труб определяется по таблице Б12. Определив число труб, определяем коэффициент ε [3,162].

Кипение жидкостей

Для пузырькового режима кипения жидкостей в условиях свободного или вынужденного движения в трубах и продольных некруглых каналах осредненное значение коэффициента теплоотдачи рассчитывается по формуле

$$\alpha = b \cdot \sqrt[3]{\frac{\lambda^2 \cdot q^2}{\nu \cdot \sigma \cdot T_{\text{кип}}}} = b^3 \frac{\lambda^2 \cdot (\Delta T_{\text{кип}})^2}{\nu \cdot \sigma \cdot T_{\text{кип}}}, \quad (1.19)$$

где λ – теплопроводность кипящей жидкости, Вт/м·К; q – тепловой поток, Вт/м²; ν – кинематический коэффициент вязкости, м²/с; σ – поверхностное натяжение, Н/м; $T_{\text{кип}}$ – температура кипения, К; $\Delta T_{\text{кип}}$ – движущая сила процесса кипения, равная $\Delta T_{\text{кип}} = T_{\text{ст}} - T_{\text{кип}}$.

Безразмерная функция b рассчитывается по формуле

$$b = 0,075 + 0,75 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}} \right)^{2/3}, \quad (1.20)$$

где $\rho_{\text{ж}}$ – плотность кипящей жидкости, кг/м³; $\rho_{\text{п}}$ – плотность пара, кг/м³. Плотность пара ($\rho_{\text{п}}$) определяется по формуле

$$\rho_{\text{п}} = \frac{M}{22,4} \cdot \frac{P \cdot T_0}{P_0 \cdot T_{\text{кип}}}, \quad (1.21)$$

где M – молекулярная масса пара, кг/кмоль; P – рабочее давление в аппарате; P_0 – давление при нормальных условиях, $T_0 = 273$ К.

Для кипящей воды, водных растворов плотность образовавшихся паров определяется по таблицам А20, А21.

Термическое сопротивление стенки

Термическое сопротивление стенки и загрязнений определяется по формуле

$$\sum r_{cm} = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + r_{загр1} + r_{загр2}, \quad (1.22)$$

где $r_{загр1}$ – загрязнение со стороны горячего теплоносителя и стенки, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; $r_{загр2}$ – загрязнение со стороны стенки и холодного теплоносителя, принимаем по приложению Б15; δ_{cm} – толщина стенки, м; λ_{cm} – коэффициент теплопроводности стальной стенки, $\text{Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$ [3, 529].

Рассчитав коэффициент теплопередачи, рассчитываем температуры стенок t_{ct1} , t_{ct2} , проверяем отношение $(Pr/Pr_{ct})^{0,25}$, если разница между рассчитанным и ранее принятым меньше 5 %, расчет коэффициента теплопередачи считается законченным. Затем рассчитывается поверхность теплопередачи по уравнению теплопередачи. Принимаем запас поверхности 15 – 20 % и подбираем по таблицам Б12, Б13 теплообменник.

1.2. Примеры расчета теплообменников

1.2.1. Расчет кипятильника

Задание

Рассчитать кипятильник для образования паров уксусной кислоты. Расход кислоты составляет 2,5 кг/с. Давление атмосферное. Обогрев ведется водяным насыщенным паром давлением 3,2 атм.

Рассчитываем количество тепла, необходимое для процесса кипения уксусной кислоты

$$Q_2 = G_2 \cdot r_2,$$

где r_2 – удельная теплота парообразования уксусной кислоты при температуре кипения; $t_2 = 118$ °С [3, 541], Дж/кг; G_2 – расход уксусной кислоты, кг/с.

$$Q_2 = 2,5 \cdot 400000 = 1 \cdot 10^6 \text{ Вт.}$$

По давлению греющего пара [3, 548] определяем температуру греющего пара, $t_1 = 135$ °С.

Средняя разность температур теплоносителей равна $\Delta t = t_1 - t_2 = 135 - 118 = 17$ °С.

Определяем предварительно поверхность кипятильника, для чего задаемся значением коэффициента теплопередачи, $K = 300$ Вт/м²·К.

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} = \frac{1 \cdot 10^6}{300 \cdot 17} = 196 \text{ м}^2.$$

По поверхности (таблица Б13) выбираем кипятильник с длиной трубы $H = 3$ м.

Коэффициент теплоотдачи для конденсирующегося греющего водяного пара находим по формуле

$$\alpha_1 = 1,21 \cdot \lambda_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_1^2 \cdot r_1 \cdot g}{\mu_1 \cdot H}} \cdot q^{-1/3},$$

где λ_1 – теплопроводность конденсата, Вт/м·К (таблица А22); μ_1 – динамический коэффициент вязкости конденсата Па·с (таблица А22); r_1 – удельная теплота конденсации греющего пара при давлении 3,2 атм, Дж/кг (таблица А21); q – удельный тепловой поток, Вт/м².

$$\alpha_1 = 1,21 \cdot 0,68 \cdot \sqrt[3]{\frac{930^2 \cdot 2165000 \cdot 9,8}{0,2 \cdot 10^{-3} \cdot 3}} \cdot q^{-1/3} = 2,55 \cdot 10^5 \cdot q^{-1/3}.$$

Коэффициент теплоотдачи для кипящей уксусной кислоты находим по формуле

$$\alpha_2 = b \cdot \sqrt[3]{\frac{\lambda_2^2 \cdot \rho_2}{\mu_2 \cdot \sigma_2 \cdot T_{\text{кип}}}} \cdot q^{2/3},$$

где b – коэффициент, определяемый следующим выражением

$$b = 0,075 \cdot \left[1 + 10 \cdot \left(\frac{\rho_2}{\rho_{\text{п}}} - 1 \right)^{2/3} \right],$$

где λ_2 – теплопроводность кипящей уксусной кислоты, Вт/м²·К [3, 561]; ρ_2 – плотность кипящей уксусной кислоты, кг/м³, [3, 512]; μ_2 – коэффициент динамической вязкости кипящей уксусной кислоты, Па·с [3, 516]; σ_2 – поверхностное натяжение Н/м, [3, 526]; $\rho_{\text{п}}$ – плотность паров уксусной кислоты, рассчитывается по формуле

$$\rho_{\text{п}} = \rho_0 \cdot \frac{T_0}{T} \cdot \frac{p}{p_0} = \frac{M}{22,4} \cdot \frac{T_0}{T} \cdot \frac{p}{p_0},$$

где M – мольная масса уксусной кислоты, кг/кмоль.

$$\rho_{\text{п}} = \frac{60}{22,4} \cdot \frac{273}{(273 + 118)} \cdot \frac{1}{1,033} = 1,87 \text{ кг/м}^3;$$

$$b = 0,075 \cdot \left[1 + 10 \cdot \left(\frac{922}{1,87} - 1 \right)^{2/3} \right] = 0,087;$$

$$\alpha_2 = 0,087 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,15^2 \cdot 922}{0,37 \cdot 10^{-3} \cdot 0,018 \cdot (273 + 118)}} \cdot q^{2/3} = 1,73 \cdot q^{2/3}.$$

Сумма термических сопротивлений стенки и загрязнений

$$\Sigma r_{ст} = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + r_{загр.1} + r_{загр.2},$$

где $\delta_{ст}$ – толщина стенки, м; $\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности стали, Вт/м²·К [3, 529]; $r_{загр.1}$ и $r_{загр.2}$ – термические сопротивления загрязнений со стороны пара и уксусной кислоты, м²·К/Вт (таблица Б15).

$$\Sigma r_{ст} = \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{5800} = 3,88 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

Коэффициент теплопередачи равен

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \Sigma r_{ст} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{2,55 \cdot 10^5 \cdot q^{-0,33}} + 3,88 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1,73 \cdot q^{0,67}}} =$$

$$= \frac{1}{0,39 \cdot 10^{-5} \cdot q^{0,33} + 3,88 \cdot 10^{-4} + 0,58 \cdot q^{-0,67}}.$$

Удельная тепловая нагрузка равна

$$q = K \cdot \Delta t = \frac{17}{0,39 \cdot 10^{-5} \cdot q^{0,33} + 3,88 \cdot 10^{-4} + 0,58 \cdot q^{-0,67}}.$$

Решаем уравнение относительно q

$$0,39 \cdot 10^{-5} \cdot q^{1,33} + 3,88 \cdot 10^{-4} \cdot q + 0,58 \cdot q^{0,33} - 17 = 0.$$

Это уравнение решаем графически, задаваясь значениями q (5000, 10000, 15000) и определяем величину Y. На графике (рисунок. 1.2.) строим зависимость Y(q). При Y = 0 находим q = 10200 Вт/м².

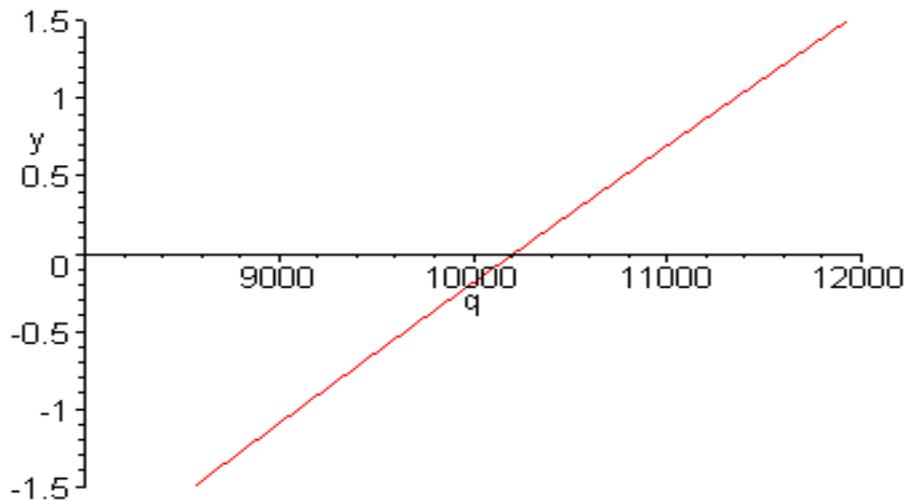


Рис. 1.2. Определение удельной тепловой нагрузки q

Коэффициент теплопередачи

$$K = q/\Delta t = 10200/17 = 600 \text{ Вт/м}^2\text{К}.$$

Площадь поверхности теплообмена рассчитываем по уравнению теплопередачи

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} = \frac{10^6}{600 \cdot 17} = 98 \text{ м}^2.$$

Принимаем аппарат с площадью поверхности теплопередачи

$$F = 112 \text{ м}^2 \text{ (таблица Б13)}. \text{ Запас составляет } \frac{112 - 98}{98} \cdot 100\% = 14\%.$$

1.2.2. Расчет конденсатора

Задание

Рассчитать и подобрать конденсатор для конденсации паров этилового спирта. Количество пара, поступающего на конденсацию 3500 кг/ч. Температура конденсации спирта $t_1 = 78^\circ\text{C}$. В качестве охлаждающего агента используем воду. Начальная и конечная температуры воды $t_{2\text{нач}} = 18^\circ\text{C}$, $t_{2\text{кон}} = 40^\circ\text{C}$.

Принимаем индекс «1» для паров этилового спирта, индекс «2» для воды. Составляем температурную схему процесса.

Температурная схема процесса

78 – 78;

40 – 18;

$\Delta t_M = 38$; $\Delta t_{\bar{\theta}} = 60$.

Так как отношение $\Delta t_{\bar{\theta}}/\Delta t_M = 60/38 = 1,58$ меньше 2, среднюю разность температур теплоносителей рассчитываем по формуле

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{\theta}} + \Delta t_M}{2} = \frac{60 + 38}{2} = 49^\circ\text{C}.$$

Средняя температура воды равна

$$t_2 = t_1 - \Delta t_{cp} = 78 - 49 = 29^\circ\text{C}.$$

Количество тепла, отнимаемое водой в конденсаторе, рассчитываем по уравнению

$$Q_1 = G_1 \cdot r_1,$$

где r_1 – удельная теплота конденсации этилового спирта (таблица А15).

$$Q_1 = 3500 \cdot 850000 / 3600 = 826390 \text{ Вт}.$$

Расход воды определяется по формуле

$$G_2 = \frac{Q_1}{c_2 \cdot (t_{2k} - t_{2н})},$$

где c_2 – удельная теплоемкость воды при температуре t_2 .

$$G_2 = \frac{826390}{4190 \cdot (40 - 18)} = 8,96 \text{ кг/с}.$$

Ориентировочно определяем максимальную величину площади поверхности теплообмена. Минимальное значение коэффициента

теплопередачи для случая теплообмена от конденсирующегося пара органической жидкости к воде $K_{\text{мин}} = 300 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ По [3, 172]. При этом

$$F_{\text{max}} = \frac{Q_1}{K_{\text{мин}} \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{826390}{300 \cdot 49} = 56 \text{ м}^2.$$

Для обеспечения турбулентного течения воды при $Re > 10000$ скорость в трубах должна быть больше ω_2'

$$\omega_2' = \frac{10000 \cdot \mu_2}{d_2 \cdot \rho_2},$$

где $\mu_2 = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ – динамический коэффициент вязкости воды при $78 \text{ }^\circ\text{C}$ [3, 514]; $\rho_2 = 995 \text{ кг/см}^3$ – плотность воды при $78 \text{ }^\circ\text{C}$ [3, 512]; d_2 – внутренний диаметр трубы, м.

$$\omega_2' = \frac{10000 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 995} = 0,39 \text{ м/с.}$$

Число труб диаметром $25 \times 2 \text{ мм}$, обеспечивающих объемный расход воды при $Re > 10000$

$$n' = \frac{V_2}{0,785 \cdot d_2^2 \cdot \omega_2},$$

где V_2 – объемный расход воды, $V_2 = G_2/\rho_2 = 8.96/995 = 0.009 \text{ м}^3/\text{с}$;

$$n' = \frac{0.009}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 0,39} = 67 .$$

Условию $n < 67$ и $F < 56 \text{ м}^2$ удовлетворяет четырехходовой теплообменник (таблицы Б12, Б13) с общим числом труб 210, на один ход $210/4 = 52,5$ труб.

Расчет коэффициента теплоотдачи для воды

Уточняем значение критерия Re_2

$$Re_2 = 10000 \cdot (n'/n) = 10000 \cdot (67/52,5) = 12700.$$

Критерий Прандтля для воды при $t_2 = 29 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\text{Pr}_2 = c_2 \cdot \mu_2 / \lambda_2 = 4190 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3} / 0,65 = 5,$$

где $\lambda_2 = 0,65 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ – коэффициент теплопроводности при $t_2 = 29 \text{ }^\circ\text{C}$ [3, 651].

Критерий Нуссельта для турбулентного режима рассчитывается по формуле

$$\text{Nu}_2 = 0,021 \cdot \text{Re}_2^{0,8} \cdot \text{Pr}_2^{0,43} \cdot (\text{Pr}_2 / \text{Pr}_{\text{ст.2}})^{0,25}.$$

Отношение $(\text{Pr}_2 / \text{Pr}_{\text{ст.2}})^{0,25}$ для нагревающейся жидкости принимаем равным 1 [3, 152].

Таким образом,

$$\text{Nu}_2 = 0,021 \cdot 12700^{0,8} \cdot 5^{0,43} \cdot 1 = 81,4.$$

Коэффициент теплоотдачи α_2 равен

$$\alpha_2 = \text{Nu}_2 \cdot \lambda_2 / d_2 = 81,4 \cdot 0,65 / 0,021 = 2520 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Коэффициент теплоотдачи α_1 при конденсации паров этилового спирта на пучке горизонтальных труб рассчитывается по формуле

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_t \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda_1^3 \cdot \rho_1^2 \cdot r_1 \cdot g}{\mu_1 \cdot \Delta t_1 \cdot d_1}},$$

где λ_1 – теплопроводность жидкого этилового спирта при $t_1 = 78 \text{ }^\circ\text{C}$ [3, 561]; ρ_1 – плотность жидкого этилового спирта [3, 512]; r_1 – удельная теплота конденсации паров этилового спирта (таблица А14); μ_1 – динамический коэффициент вязкости этилового спирта при $t_1 = 78 \text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta t_1 = t_1 - t_{\text{ст.1}}$, принимаем равной $2 \text{ }^\circ\text{C}$; d_1 – наружный диаметр трубы; ε – коэффициент, зависящий от расположения труб в пучке и числа рядов по вертикали [3, 162]; $\varepsilon_t = 1$.

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot 0,62 \cdot 1 \cdot \sqrt[4]{\frac{0,17^3 \cdot 735^2 \cdot 840000 \cdot 9,8}{0,435 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 0,025}} = 2579 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Принимаем тепловую проводимость загрязнений со стороны воды $1/r_{\text{загр.1}} \approx 2900 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, со стороны паров этилового спирта $1/r_{\text{загр.2}} \approx 5800 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ (таблица Б15). Коэффициент теплопроводности стали $\lambda_{\text{ст}} = 46.5 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ [3, 529]. Тогда

$$\frac{1}{\sum r_{\text{ст}}} = \frac{1}{\frac{1}{2900} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{5800}} = 1667 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Коэффициент теплопередачи равен

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{2520} + \frac{1}{1667} + \frac{1}{2342}} = 714 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Расчетная площадь поверхности теплообмена равна

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{826390}{714 \cdot 49} = 24 \text{ м}^2.$$

Устанавливаем четырехходовый кожухотрубчатый теплообменник с поверхностью 32 м^2 . Запас площади поверхности теплообмена равен $((32-24)/24) \times 100 = 33 \%$. Диаметр кожуха 600 мм, число труб на один ход трубного пространства $n = 52,5$, длина трубы $l = 2 \text{ м}$ (приложение Б12). Ввиду того, что общая разность температур $\Delta t_{\text{ср}} = 49 \text{ К}$ близка к допускаемой разности $(t_k - t)_{\text{макс}} = 40 \text{ К}$ [3, 534], принимаем теплообменник типа ТН.

1.2.3. Расчет горизонтального кожухотрубчатого подогревателя

Задание

Рассчитать горизонтальный кожухотрубчатый теплообменник для нагрева $7,4 \text{ кг/с}$ 20 % виноградного сока от 20 до $60 \text{ }^\circ\text{С}$. Греющий водяной насыщенный пар имеет абсолютное давление $p=1 \text{ атм}$. В водяном паре содержится 0,5 % воздуха.

Принимаем индекс «1» для греющего пара, индекс «2» для виноградного сока.

Температура конденсации водяного пара $t_{\text{конд}} = 99,1 \text{ }^\circ\text{С}$ (таблица А20).

Температурная схема

99,1 – 99,1;

20 – 60;

$\Delta t_M = 79,1$; $\Delta t_6 = 39,1$.

Так как отношение $\Delta t_6 / \Delta t_M > 2$, средняя разность температур рассчитывается по формуле

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{2,31 \cdot \lg(\Delta t_6 / \Delta t_M)} = \frac{79,1 - 39,1}{2,31 \cdot \lg(79,1 / 39,1)} = 56,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средняя температура виноградного сока

$$t_2 = t_1 - \Delta t_{cp} = 99,1 - 56,8 = 42,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Объемный расход виноградного сока

$$G_2 = 7,4 \text{ кг/с}; V_2 = G_2 / \rho_2 = 7,4 / 1075 = 0,0069 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\rho_2 = 1075 \text{ кг/м}^3$ – плотность виноградного сока при $42,3 \text{ } ^\circ\text{C}$ (таблица А2).

Расход теплоты на нагрев виноградного сока

$$Q = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2k} - t_{2н}) = 7,4 \cdot 3630 \cdot (60 - 20) = 1074480 \text{ Вт},$$

где $c_2 = 3630 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$ – средняя теплоемкость виноградного сока (таблица А8).

Расход сухого греющего пара с учетом 5 % потерь теплоты

$$G_1 = \frac{1,05 \cdot Q}{r} = \frac{1,05 \cdot 1074480}{2264 \cdot 10^3} = 0,5 \text{ кг/с},$$

где $r = 2264 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$ – удельная теплота конденсации водяного пара (таблица А20).

Ориентировочно определяем максимальную величину площади поверхности теплообмена. По [3, 172] минимальное значение коэф-

коэффициента теплопередачи для случая теплообмена от конденсирующегося пара органических веществ к воде (конденсаторы, подогреватели $K_{\min} = 500 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$). При этом

$$F_{\max} = \frac{Q}{K_{\min} \cdot \Delta t_{\text{cp}}} = \frac{1074480}{500 \cdot 56,8} = 38 \text{ м}^2.$$

Определение скорости сока. Для обеспечения турбулентного течения виноградного сока при $Re > 10000$ скорость в трубах должна быть больше ω_2'

$$\omega_2' = \frac{10000 \cdot \mu_2}{d_2 \cdot \rho_2} = \frac{10000 \cdot 1,29 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 1075} = 0,57 \text{ м/с},$$

где $\mu_2 = 1,29 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ – динамический коэффициент вязкости виноградного сока при $42,3 \text{ }^\circ\text{C}$ (таблица А5).

Число труб $25 \times 2 \text{ мм}$, обеспечивающих объемный расход виноградного сока при $Re > 10000$

$$n' = \frac{V_2}{0,785 \cdot d_2 \cdot \omega_2'} = \frac{0,0069}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 0,57} = 35.$$

Условию $n < 35$ и $F < 38 \text{ м}^2$ удовлетворяет шестиходовой теплообменник диаметром кожуха 600 мм , числом труб на один ход $196/6 = 33$ (таблица Б12).

Расчет коэффициента теплоотдачи для виноградного сока

Уточняем значение критерия Рейнольдса

$$Re_2 = 10000 \cdot (n'/n) = 10000 \cdot (35/33) = 10600.$$

Критерий Прандтля для виноградного сока при $42,3 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Pr_2 = c_2 \mu_2 / \lambda_2 = 3630 \cdot 1,29 \cdot 10^{-3} / 0,53 = 8,8.$$

Расчет критерия Нуссельта

$$Nu_2 = 0,021 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot (Pr_2/Pr_{ст.2})^{0,25} \cdot \varepsilon_t.$$

Отношение $(Pr_2/Pr_{ст.2})^{0,25}$ для нагреваемой жидкости принимаем равным 1 [3, 153].

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 10600^{0,8} \cdot 8,8^{0,43} \cdot 1 = 89.$$

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \lambda_2 / d_2 = 89 \cdot 0,53 / 0,021 = 2241 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Коэффициент теплоотдачи при конденсации водяного пара на пучке горизонтальных труб рассчитывается по формуле

$$\alpha_1 = 2,02 \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_t \cdot V_t \cdot (n / G_1)^{1/3} \cdot L^{1/3} = 2,02 \cdot 0,60 \cdot 0,6 \cdot 1048 \cdot (196/0,5)^{1/3} L^{1/3} = 6321 L^{1/3},$$

где ε – коэффициент, для шахматного расположения труб в пучке и при числе рядов труб по вертикали $n_v = 14$ [3, 215], $\varepsilon = 0,6$ [3, 163]; ε_t – коэффициент, зависящий от содержания воздуха в паре [3, 164] $\varepsilon_t = 0,6$; $V_t = 1048$ [3, 164].

Задаемся длиной труб (таблица Б12) $L = 3$ м. Если по окончании расчета будет принята другая длина труб, то расчет необходимо скорректировать (с увеличением L при $G_1 = \text{const}$ величина $\alpha_{ср}$ возрастает). Имеем

$$\alpha_1 = 6321 \cdot 3^{0,33} = 8521 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Принимаем тепловую проводимость загрязнений со стороны греющего пара $1/r_{загр.1} \approx 5800 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, со стороны виноградного сока $1/r_{загр.2} \approx 4000 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ (таблица Б15). Коэффициент теплопроводности стали $\lambda_{ст} = 46,5 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ [3, 529]. Тогда

$$\frac{1}{\sum r_{ст}} = \frac{1}{\frac{1}{5800} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{4000}} = 2174 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{ст} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{8521} + \frac{1}{2174} + \frac{1}{2241}} = 1000 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Расчетная площадь поверхности теплообмена

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{1074480}{1000 \cdot 56,8} = 18,9 \text{ м}^2$$

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_1 > \alpha_2$, поэтому расчетным диаметром при определении поверхности следует принимать внутренний диаметр труб $d=0,021$ м. Аппарат с $L=3$ м имеет площадь поверхности теплообмена $F=\pi \cdot d \cdot n \cdot L = 3,14 \cdot 0,021 \cdot 196 \cdot 3 = 39 \text{ м}^2$. Такой теплообменник имеет большой запас, поэтому рассмотрим теплообменник с длиной трубы $L=2$ м, но при этом необходимо пересчитать коэффициент теплоотдачи α_1 и коэффициент теплопередачи K

$$\alpha_1 = 6321 \cdot 2^{1/3} = 7964 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К};$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{7964} + \frac{1}{0,00046} + \frac{1}{22,41}} = 1000 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Коэффициент теплопередачи не изменился. Поверхность теплообмена $F = 3,14 \cdot 0,021 \cdot 196 \cdot 2 = 25,8 \text{ м}^2$. Такой теплообменник имеет запас поверхности $((F-F_h)/F_h) \cdot 100\% = ((25,8-18,9)/18,9) \cdot 100\% = 36,5$.

К установке принимаем шестиходовой теплообменник диаметром кожуха 600 мм, диаметром трубы 25x2 мм, числом труб $n=196$, поверхностью $25,8 \text{ м}^2$ (таблица Б12).

1.2.4. Расчет теплообменного аппарата

Задание

Расчитать теплообменный аппарат для охлаждения виноградного сока концентрацией 15 %. Расход сока – 4,0 кг/с . Охлаждающий

агент – вода. Начальная и конечная температуры виноградного сока $t_{1н} = 56 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{1к} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$. Начальная и конечная температуры воды $t_{2н} = 17 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{2к} = 37 \text{ }^\circ\text{C}$.

Примем индекс «1» для горячего теплоносителя (виноградный сок), индекс «2» - для холодного теплоносителя (вода). Определим расход теплоты и расход холодной воды.

Температурная схема

56 – 22;

37 – 17;

$\Delta t_{\bar{6}} = 19$; $\Delta t_{\text{M}} = 5$.

Средняя разность температур рассчитывается по уравнению

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\bar{6}} - \Delta t_{\text{M}}}{\ln(\Delta t_{\bar{6}}/\Delta t_{\text{M}})} = \frac{19 - 5}{\ln(19/5)} = 10,48 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Средняя температура виноградного сока

$$t_1 = (t_{1н} + t_{1к})/2 = (56 + 22)/2 = 39 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Средняя температура воды

$$t_2 = t_1 - \Delta t_{\text{cp}} = 39 - 10,48 = 28,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Количество теплоты, отнимаемой от виноградного сока с учетом потерь тепла в размере 5 % равно

$$Q = 1,05 \cdot G_1 \cdot c_1 \cdot (t_{1н} - t_{1к}) = 1,05 \cdot 4,0 \cdot 3750 \cdot (56 - 22) = 535500 \text{ Вт},$$

где $c_1 = 3450 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$ – средняя удельная теплоемкость виноградного сока (таблица А8).

Расход воды равен

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 \cdot (t_{2к} - t_{2н})} = \frac{535500}{4190 \cdot (37 - 17)} = 6,4 \text{ кг/с},$$

где $c_2 = 4190 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$ – удельная теплоемкость воды [3, 562].

Определение объемных расходов воды и виноградного сока

$$V_1 = G_1 / \rho_1 = 4,0 / 1050 = 0,0038 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\rho_1 = 1121 \text{ кг/м}^3$ – плотность виноградного сока при $39 \text{ }^\circ\text{C}$ (таблица А2).

Объемный расход воды равен

$$V_2 = G_2 / \rho_2 = 6,4 / 996 = 0,0064 \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\rho_2 = 996 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды при $28,5 \text{ }^\circ\text{C}$ [3, 512].

Подбор теплообменных аппаратов. Ориентировочно определяем максимальную величину площади поверхности теплообмена. Минимальное значение коэффициента теплопередачи для случая теплообмена от жидкости к воде $K_{\text{мин}} = 500 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ по [3, 172]. При этом

$$F_{\text{max}} = \frac{Q_1}{K_{\text{мин}} \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{535500}{500 \cdot 10,48} = 102 \text{ м}^2.$$

Для обеспечения турбулентного течения воды при $Re_2 > 10000$ скорость в трубах должна быть больше ω_2

$$\omega_2 = \frac{10000 \cdot \mu_2}{d_2 \cdot \rho_2} = \frac{10000 \cdot 0,82 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 996} = 0,39 \text{ м/с},$$

где $\mu_2 = 0,82 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ – динамический коэффициент вязкости воды при $28,5 \text{ }^\circ\text{C}$ [3, 514].

Число труб диаметром $25 \times 2 \text{ мм}$, обеспечивающих объемный расход воды при $Re > 10000$

$$n' = \frac{V_2}{0,785 \cdot d_2^2 \cdot \omega_2} = \frac{0,0064}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 0,39} = 48.$$

Условию $n < 48$ и $F < 102 \text{ м}^2$ удовлетворяет шестиходовый теплообменник диаметром корпуса 800 мм с числом труб на один ход трубного пространства $n = 384 / 6 = 64$ (таблица Б12).

Уточняем значение критерия Re_2

$$Re_2 = 10000 \cdot (n'/n) = 10000 \cdot 48/64 = 7500.$$

Для переходного режима вид критериального уравнения определяется по [3, 154].

$$Nu_2 = 26 \cdot Pr_2^{0,43} \cdot (Pr_2/Pr_{ст.2})^{0,25}.$$

Отношение $(Pr_2/Pr_{ст.2})^{0,25}$ принимаем равным 1 [3, 152].

$$\text{Критерий } Pr_2 = c_2 \cdot \mu_2 / \lambda_2 = 4190 \cdot 0,82 \cdot 10^{-3} / 0,64 = 5,37,$$

где $\lambda_2 = 0,64$ Вт/м·К – коэффициент теплопроводности воды при 28,5 °С (таблица А7).

$$Nu_2 = 26 \cdot 5,37^{0,43} \cdot 1 = 54.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \lambda_2 / d_2 = 54 \cdot 0,64 / 0,021 = 1658 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Расчет коэффициента теплоотдачи α_1

Виноградный сок перемещается в межтрубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника с сегментными поперечными

перегородками. Для данного случая теплообмена при $Re > 1000$ для шахматных пучков критерий Нуссельта рассчитывается по уравнению

$$Nu_1 = 0,4 \cdot 0,6 \cdot Re_1^{0,6} \cdot Pr_1^{0,36} \cdot (Pr_1/Pr_{ст.1})^{0,25}.$$

Определяющая температура – средняя температура жидкости, определяющий размер – наружный диаметр трубы.

Расчетная скорость потока равна

$$\omega_1 = \frac{V_1}{S_{в.п.}},$$

где $S_{в.п.}$ – площадь проходного сечения межтрубного пространства между перегородками, m^2 [3, 215].

$$\omega_1 = \frac{0,0038}{6,5 \cdot 10^{-2}} = 0,058 \text{ м/с.}$$

Критерий Рейнольдса равен

$$Re_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_1 \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,058 \cdot 0,025 \cdot 1050}{1,1 \cdot 10^{-3}} = 1384.$$

$$\text{Критерий } Pr_1 = c_1 \cdot \mu_1 / \lambda_1 = 3750 \cdot 1,1 \cdot 10^{-3} / 0,53 = 7,78,$$

где $\lambda_1 = 0,53 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ – коэффициент теплопроводности виноградного сока при $39 \text{ }^\circ\text{C}$ (таблица А7).

Критерий Нуссельта равен

$$Nu_1 = 0,4 \cdot 0,6 \cdot 1384^{0,6} \cdot 7,78^{0,36} \cdot 0,93 = 35,7.$$

Коэффициент теплоотдачи равен

$$\alpha_1' = Nu_1 \cdot \lambda_1 / d_1 = 35,7 \cdot 0,53 / 0,025 = 758 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К.}$$

Термическая проводимость стенки и загрязнений равна

$$\frac{1}{\sum r_{ст}} = \frac{1}{\frac{1}{4500} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{4500}} = 2083 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт.}$$

Коэффициент теплопередачи равен

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{ст} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1658} + \frac{1}{2083} + \frac{1}{758}} = 416 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К.}$$

Расчетная площадь поверхности теплопередачи равна

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{535500}{416 \cdot 10,48} = 123 \text{ м}^2.$$

К установке принимаем шестиходовой теплообменник поверхностью 181 м² (таблице Б12). Запас поверхности составляет $(181-122)/122 \cdot 100 \% = 48 \%$. Диаметр кожуха – 800 мм, число труб – 384, длина трубы – 6,0 м, диаметр трубы 25×2 мм.

РАЗДЕЛ 2. РАСЧЕТ ВЫПАРНОЙ СТАНЦИИ

2.1. Порядок расчета многокорпусной выпарной станции

Целью расчета является определение поверхности нагрева выпарных аппаратов, размеров барометрического конденсатора, подогревателя, подбор насосов для перекачки раствора, расчет диаметров паровых и сырьевых трубопроводов. По результатам расчета по нормам подбирают стандартное оборудование.

Выбор типа и конструкции выпарного аппарата

Тип и конструкцию выпарного аппарата выбирают на основании характеристики выпариваемого раствора, то есть с учетом вязкости, плотности, поверхностного натяжения и других физических показателей раствора. С учетом свойств раствора также определяют материал, из которого должен быть изготовлен аппарат.

Выбор типа аппарата производят по каталогу на выпарные аппараты (таблицы Б2 – Б9). В предварительном расчете задаются диаметром и высотой трубок, равной средней высоте трубок, приведенных в каталоге для данного типа выпарного аппарата.

Составление материального баланса

Общий расход воды, удаляемой в процессе выпаривания на установке, рассчитывается из соотношения

$$W = G_{\text{н}} \cdot \left(1 - \frac{x_{\text{н}}}{x_{\text{к}}} \right), \quad (2.1)$$

где $G_{\text{н}}$ – расход слабого раствора, кг/с; $x_{\text{н}}$, $x_{\text{к}}$ – концентрация слабого и концентрированного растворов.

Расчет концентраций раствора по корпусам

Концентрация раствора по корпусам зависит от расхода выпариваемой воды. Распределение расходов выпаренной воды по корпусам производится на основании опытных данных. Для прямоточной вы-

парной установки справедливо следующее соотношение расходов выпаренной воды

$$W_1 : W_2 = 1:1,1, \quad (2.2)$$

где W_1, W_2 – количество выпаренной воды по корпусам, кг/с.

$$\text{тогда } W_1 = \frac{1 \cdot W}{2,1}; \quad (2.3)$$

$$W_2 = \frac{1,1 \cdot W}{2,1}. \quad (2.4)$$

Концентрация по корпусам рассчитывается по следующим формулам

1) для прямоточной выпарной установки

$$x_1 = \frac{G_H \cdot x_H}{G_H - W_1}; \quad (2.5)$$

$$x_2 = \frac{G_H \cdot x_H}{G_H - W_1 - W_2}; \quad (2.6)$$

2) для противоточной выпарной установки распределение расходов воды принимается равным

$$W_1 : W_2 = 1 : 1$$

и концентрации раствора по корпусам рассчитываются по формулам

$$x_1 = \frac{G_H \cdot x_H}{G_H - W_1 - W_2}; \quad (2.7)$$

$$x_2 = \frac{G_H \cdot x_H}{G_H - W_2}. \quad (2.8)$$

При многократной циркуляции раствора в аппарате расчетной является конечная концентрация раствора. При однократной циркуляции за расчетную принимается средняя арифметическая концентрация между входной и выходной концентрацией для данного корпуса.

Средние концентрации рассчитываются по формулам

1) для прямотока

$$x_{\text{cp}_1} = \frac{x_{\text{н}} + x_1}{2}; \quad (2.9)$$

$$x_{\text{cp}_2} = \frac{x_1 + x_2}{2}; \quad (2.10)$$

2) для противотока

$$x_{\text{cp}_1} = \frac{x_2 + x_1}{2}; \quad (2.11)$$

$$x_{\text{cp}_2} = \frac{x_2 + x_{\text{н}}}{2}. \quad (2.12)$$

Распределение давлений по корпусам

Общий перепад давлений в установке

$$\Delta P_{\text{общ}} = P_{\text{г1}} - P_{\text{бк}}, \quad (2.13)$$

где $P_{\text{г1}}$ – давление греющего пара, поступающего в первый корпус установки, Па; $P_{\text{бк}}$ – давление в барометрическом конденсаторе, Па.

Общий перепад давлений распределяют поровну

$$\Delta P = \frac{\Delta P_{\text{общ}}}{2}. \quad (2.14)$$

Тогда давление греющего пара во 2-ом корпусе равно

$$P_{\text{г2}} = P_{\text{г1}} - \Delta P. \quad (2.15)$$

И давление в барометрическом конденсаторе равно

$$P_{\text{бк}} = P_{\text{г2}} - \Delta P. \quad (2.16)$$

По давлениям паров находят температуры и энтальпии греющих паров по корпусам (таблицы А20, А21).

Определение температурного режима

Если известны температуры греющего пара по корпусам, то температуры кипения раствора можно определить по следующей формулам

$$\text{для I корпуса} \quad t_{\text{кип1}} = t_{\text{г2}} + \Delta_1''' + \Delta_1'' + \Delta_1'; \quad (2.17)$$

$$\text{II корпуса} \quad t_{\text{кип2}} = t_{\text{бк}} + \Delta_2''' + \Delta_2'' + \Delta_2', \quad (2.18)$$

где $t_{\text{г}}$ – температура греющего пара; Δ' – температурная депрессия; Δ'' – температурная потеря от гидростатического эффекта; Δ''' – гидравлическая потеря.

Для расчета температурной депрессии и гидростатического эффекта определяем температуру вторичного пара по корпусам. Для чего задаемся гидравлической потерей, которая вызвана изменением давления вторичного пара вследствие гидравлических сопротивлений между корпусами выпарной установки. Обычно величина гидравлической депрессии принимается равной 1...1,5 °С. Приняв значение гидравлических потерь, можно определить температуры вторичных паров по корпусам по формулам

$$\text{I корпус} \quad t_{\text{вт1}} = t_{\text{г2}} + \Delta_1''; \quad (2.19)$$

$$\text{II корпус} \quad t_{\text{вт2}} = t_{\text{бк}} + \Delta_2'''. \quad (2.20)$$

По найденным температурам определяют давления и удельные теплоты парообразования вторичных паров по корпусам (таблицы А20, А21).

Температуры, давления, удельная теплота парообразования вторичного пара по корпусам

Температура вторичного пара, °С	Давление вторичного пара, Па	Удельная теплота парообразования, кДж/кг
$t_{\text{вт}}$	$P_{\text{вт}}$	r

Гидростатическая депрессия зависит от высоты уровня раствора в аппарате, интенсивности циркуляции раствора, плотности парожидкостной эмульсии. Для любого корпуса величина ее находится по формуле

$$\Delta'' = t_{\text{ср}} - t_{\text{вт}}, \quad (2.21)$$

где $t_{\text{ср}}$ – температура кипения раствора, соответствующая давлению в среднем слое раствора $P_{\text{ср}}$, величина которого определяется по формуле

$$P_{\text{ср}} = P_{\text{вт}} + \frac{H_{\text{ур}}}{2} \cdot \rho_{\text{р-ра}} \cdot g, \quad (2.22)$$

где $P_{\text{вт}}$ – давление вторичного пара; $H_{\text{ур}}$ – оптимальная высота уровня по водомерному стеклу, м, которая при выпаривании водных растворов в выпарных аппаратах с естественной циркуляцией рассчитывается по формуле

$$H_{\text{ур}} = [0,26 + 0,0014 \cdot (\rho_{\text{р-ра}} - \rho_{\text{в}})] \cdot H, \quad (2.23)$$

где H – рабочая высота трубы, м; $\rho_{\text{р-ра}}$, $\rho_{\text{в}}$ – плотности раствора и воды при температуре кипения, кг/м³.

Давление в среднем слое раствора можно также определить по следующей формуле

$$P_{\text{ср}} = P_{\text{вт}} + \frac{\rho_{\text{р-ра}} \cdot g \cdot H}{2} \cdot (1 - \varepsilon), \quad (2.24)$$

где ε – паронаполнение, при пузырьковом режиме кипения составляет 0,4...0,6.

Для выбора величины H необходимо ориентировочно оценивать поверхность теплопередачи выпарного аппарата. Можно принять удельную тепловую нагрузку аппаратов с естественной циркуляцией раствора $q=30000...50000$ Вт/м² [4, 168], с принудительной циркуляцией $q = 40000...80000$ Вт/м², тогда ориентировочно поверхность аппарата определяется по формуле

$$F_{\text{оп}} = \frac{W_1 \cdot r_1}{q}, \quad (2.25)$$

где r – удельная теплота парообразования вторичного пара, Дж/кг.

По таблицам Б2 – Б9, зная поверхность аппарата, принимается высота кипяtilьных труб.

В аппаратах с вынесенной зоной кипения раствора происходит кипение в трубе вскипания. Кипение в трубах предотвращается за счет гидростатического столба жидкости в трубе вскипания, поэтому в этих аппаратах температуру кипения раствора определяют без учета гидростатических потерь [4, 169].

По значениям $P_{\text{ср}}$ (таблицы А20, А21) определяют $t_{\text{ср}}$, а затем – величину гидростатического эффекта по формуле (2.21).

Температурную депрессию при любом давлении для разбавленных растворов можно определить по методу Тищенко И. А.

$$\Delta' = \Delta'_{\text{атм}} \cdot f, \quad (2.26)$$

где $\Delta'_{\text{атм}}$ – температурная депрессия при атмосферном давлении. Для сахарных растворов (таблица А23) f – поправочный коэффициент – рассчитывается по формуле

$$f = 16,2 \cdot \frac{T_{\text{вт}}^2}{r}, \quad (2.27)$$

где $T_{\text{вт}}$ – температура вторичного пара, К; r – теплота испарения растворителя или теплота парообразования вторичного пара, Дж/кг.

Определив температурные потери, рассчитывают температуры кипения по корпусам.

Для аппаратов с вынесенной зоной кипения и пленочных гидростатическую депрессию не учитывают.

Определение полезной разности температур по корпусам

Определив температуры кипения по корпусам, рассчитывают полезные разности температур по корпусам

$$\Delta t_{\text{п}} = t_{\text{г}} - t_{\text{кип}}. \quad (2.28)$$

Определяется сумма полезных разностей температур по корпусам

$$\Sigma \Delta t_{\text{п}} = \Delta t_{\text{п1}} + \Delta t_{\text{п2}} + \dots \quad (2.29)$$

Кроме того, суммарная полезная разность температур определяется по формуле

$$\Sigma \Delta t_{\text{п}} = t_{\text{г1}} - t_{\text{бк}} - \Sigma \Delta, \quad (2.30)$$

где $\Sigma \Delta$ – сумма температурных потерь установки, равна

$$\Sigma \Delta = \Delta_1' + \Delta_1'' + \Delta_{1-2}''' + \Delta_2' + \Delta_2'' + \Delta_{2-бк}'''.$$

Полезные разности температур, найденные по формулам (2.29) и (2.30), должны быть равны между собой.

Таблица 2.2

Сводная таблица температур кипения, давлений и теплот парообразования греющего и вторичного паров по корпусам

№ корпуса	Греющий пар			Температура кипения, °С	Вторичный пар		
	Температура, °С	Давление, атм.	Теплота конденсации, кДж/кг Г		Температура, °С	Давление, атм.	Теплота парообразования, кДж/кг
	$t_{\text{г}}$	$P_{\text{г}}$	$r_{\text{г}}$	$t_{\text{кип}}$	$t_{\text{вт}}$	$P_{\text{вт}}$	$r_{\text{вт}}$

Уточнение расходов выпаренной воды по корпусам

Для уточнения расходов выпаренной воды по корпусам составляют для каждого корпуса установки уравнения теплового баланса. В конечном виде эти уравнения имеют вид

1) для прямоточной выпарной установки

$$Q_1 = D_1 \cdot r_{г1} = 1,03 \cdot [G_H \cdot c_H \cdot (t_{кип1} - t_H) + W_1 \cdot r_{вт1}]; \quad (2.31)$$

$$Q_2 = W_1 \cdot r_{г2} = 1,03 \cdot [(G_H - W_1) \cdot c_1 \cdot (t_{кип2} - t_{кип1}) + W_2 \cdot r_{вт2}]. \quad (2.32)$$

Для решения этой системы уравнений дополнительно записывается уравнение материального баланса по выпаренной воде для всей установки.

$$W = W_1 + W_2, \quad (2.33)$$

где Q_1, Q_2 – тепловые потоки по корпусам, Вт; D_1 – расход греющего пара в 1 корпусе; W_1, W_2 – расход выпаренной воды по корпусам, кг/с; $r_{г1}, r_{г2}$ – удельная теплота конденсации греющего пара по корпусам, Дж/кг; $r_{вт1}, r_{вт2}$ – теплота парообразования вторичного пара по корпусам, Дж/кг; c_H, c_1 – теплоемкость раствора начального и в 1-м корпусе, Дж/кг·К.

2) для противоточной 2-х корпусной выпарной установки уравнения имеют вид

$$Q_1 = D_1 \cdot r_{г1} = 1,03 \cdot [W_1 \cdot r_{вт1} + (G_H - W_2) \cdot c_1 \cdot (t_{кип1} - t_{кип2})]; \quad (2.34)$$

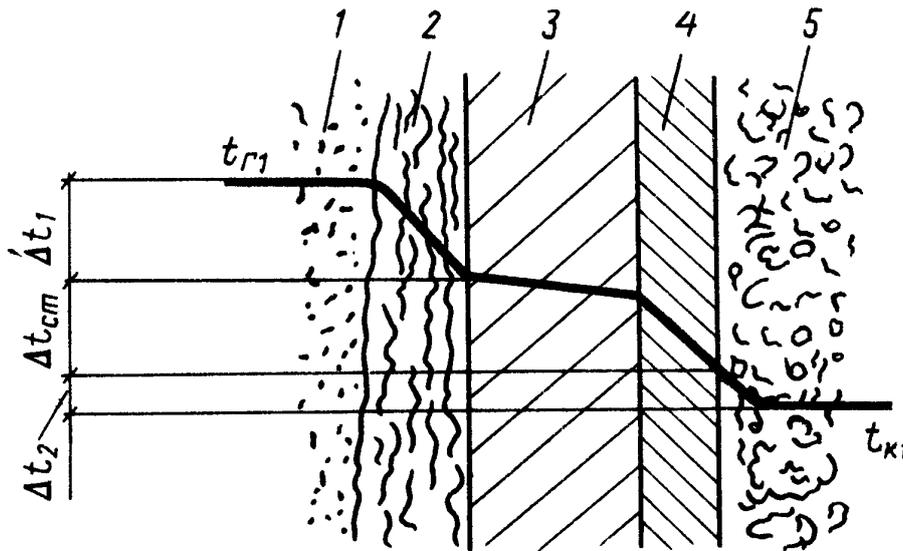
$$Q_2 = W_1 \cdot r_{г2} = 1,03 \cdot [W_2 \cdot r_{вт2} + G_H \cdot c_H \cdot (t_{кип2} - t_H)]; \quad (2.35)$$

$$W = W_1 + W_2.$$

В случае, если рассчитанные количества воды отличаются от предварительно принятых более чем на 5 %, необходимо заново рассчитать концентрации, температурные депрессии и температуры кипения, положив в основу расчета новое, полученное из решения балансовых уравнений распределение нагрузок по испаряемой воде.

Расчет коэффициентов теплопередачи по корпусам

Предварительно приняв высоту кипятильных труб, определив значения температур кипения и концентрации растворов по корпусам, можно рассчитать коэффициенты теплопередачи. Схема процесса передачи тепла в греющей камере выпарного аппарата представлена на рисунке 2.1



1 – пар; 2 – конденсат; 3 – стенка; 4 – накипь; 5 – кипящий раствор

Рис. 2.1. *Распределение температур в процессе теплопередачи от пара к кипящему раствору через многослойную стенку*

Коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2.36)$$

где K – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{°К}$; α_1 – коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на наружной поверхности вертикальных труб, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$; α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящему раствору, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$; $\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – сумма термических сопротивлений стенки и ее загрязнений, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Определение коэффициента теплоотдачи α_1

Коэффициент теплоотдачи α_1 определяется по формуле

$$\alpha_1 = 2,04 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r}{\mu \cdot \Delta t_1 \cdot H}}, \quad (2.37)$$

где λ – теплопроводность конденсата, Вт/м²·°С; ρ – плотность конденсата, кг/м³; r – теплота парообразования, Дж/кг; μ – вязкость конденсата, Па · с; Δt_1 – разность температур ($t_r - t_{ct1}$), °С; H – высота трубы, м.

Значения физико-химических свойств водяного конденсата представлены в таблице А22.

Определение коэффициента теплоотдачи α_2

Выбор формулы для определения коэффициента теплоотдачи от стенки к раствору зависит от условий циркуляции в трубах аппарата.

При пузырьковом кипении в трубах вертикальных аппаратов с естественной циркуляцией, а также при кипении в большом объеме в условиях естественной циркуляции применяется формула

$$\alpha_2 = 780 \cdot \frac{\lambda_p^{1,3} \cdot \rho_p^{0,5} \cdot \rho_{\text{п}}^{0,06}}{\sigma^{0,5} \cdot r_{\text{вт}}^{0,6} \cdot \rho_0^{0,66} \cdot c_p^{0,3} \cdot \mu^{0,3}} \cdot q^{0,6}, \quad (2.38)$$

где σ – поверхностное натяжение, Н/м; q – удельная тепловая нагрузка, Вт/м²; λ_p – теплопроводность раствора, Вт/м · К; ρ_p – плотность раствора, кг/м³; $\rho_{\text{п}}$ – плотность вторичного пара, кг/м³; ρ_0 – плотность пара при давлении $P = 1$ кгс/см², кг/м³; $r_{\text{вт}}$ – теплота парообразования, Дж/кг; c_p – теплоемкость раствора, Дж/кг · К; μ_p – коэффициент динамической вязкости раствора, Па · с.

Все теплофизические константы раствора для расчета следует брать при температуре кипения и концентрации в данном аппарате (таблицы А1 – А13) или рассчитывать по аналитическим формулам.

Расчет ведется из условия равенства удельных тепловых потоков.

$$q = q_{\text{кон}} = q_{\text{ст}} = q_{\text{кип}}, \quad (2.39)$$

где $q_{\text{кон}}$ – тепловой поток со стороны греющего пара $q_{\text{кон}} = \alpha_1 \cdot \Delta t_1$; $q_{\text{ст}}$ – удельный тепловой поток в стенке $q_{\text{ст}} = \frac{1}{r_{\text{ст}}} \cdot \Delta t_{\text{ст}}$; $q_{\text{кип}}$ – удельный тепловой поток при кипении жидкости внутри трубы $q_{\text{кип}} = \alpha_2 \cdot \Delta t_2$.

В начале расчета задается разность температур $\Delta t_1 = t_{\text{гр}} - t_{\text{ст1}}$. Затем рассчитывают $t_{\text{ст1}} = t_{\text{гр}} - \Delta t_1$. Определяют коэффициент α_1 по вышеприведенной формуле (2.38) и $q_{\text{кон}}$ конденсации.

Рассчитывают термическое сопротивление стенки и ее загрязнений

$$\sum r_{\text{ст}} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} = r_{\text{заг1}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_{\text{заг2}}, \quad (2.40)$$

где $r_{\text{заг1}}$, $r_{\text{заг2}}$ – сопротивление загрязнений со стороны греющего пара и кипящего раствора [3, 532], $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$; $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки, $\text{Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$ [3, 528]; $\delta_{\text{ст}}$ – толщина металлической стенки, м.

При установившемся режиме

$$q_{\text{ст}} = q_{\text{кон}} = \frac{1}{r_{\text{ст}}} \cdot \Delta t_{\text{ст}}. \quad (2.41)$$

Из этого уравнения определяют $\Delta t_{\text{ст}}$, а затем $t_{\text{ст2}}$ – температуру стенки со стороны кипящего раствора. Затем $\Delta t_2 = t_{\text{ст2}} - \Delta t_{\text{к}}$.

Рассчитывают α_2 и $q_{\text{кип}}$.

При установившемся процессе теплообмена $q_{\text{кон}} = q_{\text{кип}}$. Если их разница больше 5 %, то необходимо заново рассчитать α_1 , $q_{\text{кон}}$, α_2 , $q_{\text{кип}}$, изменив значение $t_{\text{ст1}}$.

Если при втором приближении $q_{\text{кон}} \neq q_{\text{кип}}$, то для расчета в третьем приближении строят графическую зависимость удельной те-

пловой нагрузки $q_{\text{кон}}=f(\Delta t_1)$ и $q_{\text{кип}}=f(\Delta t_1)$. Обычно, чтобы добиться равенства тепловых потоков, третьего приближения бывает

достаточно. При пересечении этих двух прямых зависимостей получается разность температур Δt_1 , при которой $q_{\text{кон}} = q_{\text{кип}}$. Примеры расчетов по данной методике приведены [4, 172; 3, 237].

Рассчитав q , определяют коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{q}{\Delta t_{\text{п}}}.$$

Кроме того, рассчитать коэффициент теплопередачи можно по методике, предложенной в [3, 194].

В аппаратах с принудительной циркуляцией обеспечиваются высокие скорости движения растворов в трубах – $W = 2,0 \dots 2,5$ м/с, и, как следствие этого, – устойчивый турбулентный режим течения раствора. Поэтому коэффициент теплоотдачи со стороны кипящего раствора определяют по эмпирической формуле

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}, \quad (2.42)$$

$$\text{где } Re = \frac{\omega \cdot d \cdot \rho_p}{\mu_p}, \quad Pr = \frac{c_p \cdot \mu_p}{\lambda_p},$$

где ρ_p – плотность раствора, кг/м³; μ_p – вязкость раствора, Па·с; c_p – теплоемкость раствора, Дж/кг · К; d – внутренний диаметр труб; λ_p – теплопроводность раствора, Вт/м · К; ω_p – скорость движения раствора.

Коэффициент теплоотдачи рассчитывают по формуле

$$\alpha_2 = Nu \cdot \lambda_p / d.$$

В выпарных аппаратах с длинными трубками (пленочные) коэффициенты теплоотдачи определяют по уравнению

$$\alpha_2 = c \cdot \frac{\lambda_p}{\delta} \cdot (0,25 \cdot Re)^n \cdot \left(\frac{q \cdot \delta}{\lambda_p \cdot t_{\text{вр}}} \right)^m, \quad (2.43)$$

где λ_p – теплопроводность кипящего раствора, Вт/м · К; δ – толщина пленки, рассчитывается по уравнению

$$\delta = \left(\frac{3}{4} \cdot \frac{v_p^2}{g} \right)^{1/3} Re^{1/3}, \quad (2.44)$$

где v_p – кинематический коэффициент вязкости раствора, м²/с; $Re = \frac{4 \cdot \Gamma}{\mu_p}$ – критерий Рейнольдса для пленки жидкости; $\Gamma = \frac{G}{\Pi}$ – ли-

нейная массовая плотность орошения, кг/м·с; μ_p – вязкость кипящего раствора; G – расход раствора, поступающего в корпус, кг/с; Π – смоченный периметр, м.

$$\Pi = \pi \cdot d_{вн} \cdot n = F_{op}/H,$$

где H – высота трубы, ориентировочный расчет который приведен на стр.33 ; q – тепловая нагрузка равная $q = \alpha_1 \cdot \Delta t_1$.

Значение коэффициентов и показателей степеней в уравнении (2.43) при

$$q < 20000 \text{ Вт/м}^2; C = 163,1; n = -0,264; m = 0,635;$$

$$q > 20000 \text{ Вт/м}^2; C = 2,6; n = 0,203; m = 0,322.$$

Распределение полезной разности температур

Распределение полезной разности температур по корпусам проводят из условия равенства поверхностей теплопередачи в аппаратах установки

$$\Delta t_n = \frac{\frac{Q_n}{K_n} \cdot \sum \Delta t_n}{\sum_{i=1}^{I=n} \frac{Q_i}{K_i}}, \quad (2.45)$$

где Δt_n – полезная разность температур для n корпуса; Q_n – тепловая нагрузка аппарата, Вт; K_n – коэффициент теплопередачи, Вт/м²·К; $\Sigma \Delta t_n$ – суммарная полезная разность температур.

Рассчитанная суммарная полезная разность температур $\Sigma \Delta t = \Delta t_{n1} + \Delta t_{n2} + \Delta t_{n3}$ должна быть равна рассчитанной ранее по формулам (2.29) и (2.30).

Затем рассчитывается поверхность выпарных аппаратов

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_n} \quad (2.46)$$

Если найденные значения поверхности теплопередачи выпарных аппаратов незначительно отличаются от ориентировочно определенных, то в последующих приближениях нет необходимости вносить коррективы на изменение конструктивных размеров аппарата (высота, диаметр, число труб).

Таблица 2.3

Сравнение распределенных и рассчитанных значений полезных разностей температур

Корпуса	1	2
Полезная разность температур, °С	Δt_{n1}	Δt_{n2}
Распределение в 1-м приближении		
Рассчитанное		

Если рассчитанные полезные разности температур и распределенные в 1-м приближении различаются более чем на 5 %, необходимо заново перераспределить температуры между корпусами установки.

В основу перераспределения кладут полезные разности температур, найденные по результатам распределения общей полезной разности, из условия равенства поверхностей теплопередачи.

Второе приближение

Параметры	Корпуса	
	1	2
Концентрации растворов		
Температура греющего пара, $t_{Г1}$		
Полезная разность температур $\Delta t_{пол}$, °С		
Температура кипения раствора, $t_{кип}$		
Температура вторичного пара, $t_{вт}$		
Давление вторичного пара, $P_{вт}$, Па		

$$t_{кип1} = t_{Г1} - \Delta t_{п1}; \quad (2.47)$$

$$t_{вт1} = t_{кип1} - (\Delta_1' + \Delta_1''); \quad (2.48)$$

$$t_{Г2} = t_{вт1} - \Delta_1'''; \quad (2.49)$$

$$t_{кип2} = t_{Г2} - \Delta t_{п2}; \quad (2.50)$$

$$t_{вт2} = t_{кип2} - (\Delta_2' + \Delta_2''); \quad (2.51)$$

$$t_{бк} = t_{вт2} - \Delta_2'''. \quad (2.52)$$

Определяют тепловые потоки, коэффициенты теплопередачи по ранее приведенным формулам и вновь распределяют полезную разность температур. Если различия полезных разностей температур, полученных в результате 1-го и 2-го приближений, не превышают 5 %, распределение суммарной полезной разности температур заканчивают.

В случае, если это различие более 5 %, необходимо выполнить 3-е приближение, в основу которого следует принять $\Delta t_{пол}$ по корпусам из 2-го приближения и так до совпадения полезных разностей температур.

Определяют поверхность выпарных аппаратов. По каталогу определяют следующие характеристики выпарного аппарата (таблицы Б3 – Б9):

F_H – номинальная поверхность теплообмена, m^2 ;
 n – число труб;
 $H_{тр}$ – высота труб, м;
 $D_{ГК}$ – диаметр греющей камеры, м;
 $D_{сеп}$ – диаметр сепаратора, м;
 H – общая высота аппарата, м;
 M – масса аппарата, кг.

Расчет барометрического конденсатора

Расход охлаждающей воды G_B определяют из теплового баланса конденсатора

$$G_B = \frac{W_2 \cdot (I_{\text{БК}} - c_B \cdot t_{\text{кон}})}{c_B \cdot (t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}})}, \quad (2.53)$$

где $I_{\text{БК}}$ – энтальпия пара в барометрическом конденсаторе, Дж/кг; c_B – теплоемкость воды, Дж/кг · °С; $t_{\text{нач}}$, $t_{\text{кон}}$ – начальная и конечная температура воды в конденсаторе.

Конечную температуру на выходе из конденсатора принимают на 3...5° ниже, температуры конденсации паров в барометрическом конденсаторе

$$t_{\text{кон}} = t_{\text{БК}} - 3.$$

Диаметр барометрического конденсатора определяют по формуле

$$D_{\text{БК}} = \sqrt{\frac{W_2}{0,785 \cdot \omega \cdot \rho_{\text{п}}}}, \quad (2.54)$$

где W_2 – расход вторичного пара (выпарной воды), поступающего в барометрический конденсатор из 2-го корпуса; $\rho_{\text{п}}$ – плотность вторичного пара, кг/м³.

При остаточном давлении в конденсаторе 10^4 Па скорость паров W принимают 15-25 м/с. По таблице Б10 подбирают ближайший

больший диаметр конденсатора и определяют его основные параметры.

Скорость воды в барометрической трубе определяют по формуле

$$\omega = \frac{4 \cdot (G_B + W_2)}{\pi \cdot d^2 \cdot \rho} \quad (2.55)$$

Высоту барометрической трубы определяют из уравнения

$$H_{б.тр} = \frac{B}{\rho \cdot g} + \left(\sum \xi + \lambda \cdot \frac{H_{оп}}{d} \right) \cdot \frac{\omega^2}{2 \cdot g} + 0,5, \quad (2.56)$$

где B – вакуум в барометрическом конденсаторе, Па; $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений; λ – коэффициент трения в трубе, зависит от режима движения воды. Определяется режим течения воды $Re = \frac{\omega \cdot d \cdot \rho}{\mu}$ и определяется коэффициент трения [3, 22]; $H_{оп}$

– ориентировочная высота и диаметр барометрической трубы, м; ρ – плотность воды, кг/м³; 0,5 – запас высоты на изменение барометрического давления.

Расчет вакуум-насоса

Производительность вакуум-насоса L определяется расходом несконденсированного газа, который необходимо удалять из барометрического конденсатора

$$L = \frac{0,025 \cdot (W_2 + G_B)}{1000} + \frac{10 \cdot W_2}{1000} \text{ кг/с}, \quad (2.57)$$

где 0,025 – количество неконденсирующихся газов, выделяющихся из каждых 1000 кг воды; 10 – расход газов, подсосываемых через неплотности в конденсатор на каждые 1000 кг паров.

Объемная производительность вакуум-насоса равна

$$V = \frac{R \cdot (273 + t_B) \cdot L}{M_B \cdot P_B}, \quad (2.58)$$

где R – универсальная газовая постоянная, Дж/кмоль · К [2, 13];
 M_B – молекулярная масса воздуха [2, 513], кг/моль; t_B – температура воздуха, °С; P_B – парциальное давление сухого воздуха в барометрическом конденсаторе при температуре воздуха, которую рассчитывают по уравнению

$$t_B = t_{\text{нач}} + 4 + 0,1 \cdot (t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}}), \quad (2.59)$$

где $t_{\text{нач}}$, $t_{\text{кон}}$ – начальная и конечная температуры воды.

Парциальное давление воздуха равно

$$P_B = P_{\text{бк}} - P_{\text{п}}$$

где $P_{\text{п}}$ – давление сухого насыщенного пара при t_B (таблицы Б1, Б2).

По таблице Б11 по объемной производительности и остаточному давлению подбирают вакуум-насос типа ВВН.

Расчет трубопроводов

Диаметр трубопровода рассчитывают по уравнению объемного расхода

$$V = \omega \cdot f, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.60)$$

или по уравнению массового расхода

$$M = \omega \cdot f \cdot \rho \text{ кг/с}, \quad (2.61)$$

где V – объемный расход пара или раствора, м³/с; M – массовый расход потока, кг/с; ω – средняя скорость потока, м/с (выбирают, исходя из установленных практикой средних скоростей) [2, 17]; f – площадь поперечного сечения потока, м².

Для трубопровода круглого сечения уравнения (2.60) и (2.61) принимают вид

$$V = 0,785 \cdot d^2 \cdot \omega; \quad (2.62)$$

$$M = 0,785 \cdot d^2 \cdot \omega \cdot \rho. \quad (2.63)$$

Тогда диаметр трубопровода определяют по уравнению

$$d = \sqrt{\frac{V}{0,785 \cdot \omega}}; \quad (2.64)$$

$$d = \sqrt{\frac{M}{0,785 \cdot \omega \cdot \rho}}. \quad (2.65)$$

По расчетному диаметру трубопровода принимают стандартные штуцеры (таблица Б16).

Расчет насосов

Слабый раствор подают в аппараты центробежными насосами.

Производительность насоса определяют по расходу раствора в данном месте технологической схемы. Мощность насоса рассчитывают по формуле

$$N = \frac{V \cdot \Delta P}{1000 \cdot \eta} = \frac{V \cdot \rho \cdot g \cdot H}{1000 \cdot \eta} \text{ кВт}, \quad (2.66)$$

где V – объемный расход раствора, м³/с; ΔP – повышение давления, сообщаемое насосом перекачиваемому раствору, Па, пример расчета [3, 90]; H – напор, создаваемый насосом, м; ρ – плотность раствора, кг/м³; η – общий КПД насоса, $\eta = 0,75 \dots 0,90$ [5, 972].

Зная производительность и напор, подбирают требуемый насос [3, 92].

Расчет подогревателя раствора

Для непрерывной работы выпарной установки слабый раствор должен подаваться в аппарат при температуре кипения, поэтому он

предварительно подогревается в теплообменнике, примеры расчета которого приводятся [3, 213].

Поверхность подогревателя рассчитывается по уравнению теплопередачи

$$F = \frac{Q_{\text{п}}}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}},$$

где $Q_{\text{п}}$ – тепловой поток, необходимый для подогрева раствора от начальной температуры $t_{\text{н}}$ до температуры кипения в корпусе $t_{\text{кип1}}$ (в случае прямоточной установки и $t_{\text{кип2}}$ в случае противоточной установки), Вт; K – коэффициент теплопередачи, принимаем по [3,172].

$$Q_{\text{п}} = G_{\text{н}} \cdot c_{\text{н}} (t_{\text{кип1}} - t_{\text{нач}}).$$

Средняя разность температур теплоносителей равна

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{н}} - \Delta t_{\text{к}}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\text{н}}}{\Delta t_{\text{к}}} \right)},$$

где $\Delta t_{\text{н}}$ – начальная разность температур, °С, равная $\Delta t_{\text{н}} = t_{\text{г1}} - t_{\text{нач}}$; $\Delta t_{\text{к}}$ – конечная разность температур, °С, равная $\Delta t_{\text{к}} = t_{\text{г1}} - t_{\text{кон}}$.

Рассчитав поверхность теплообменника, подбирают стандартный подогреватель (таблица Б12).

Расход греющего пара в подогревателе $D_{\text{п}}$ рассчитывается по формуле

$$D_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{п}}}{r_{\text{г}}},$$

где $r_{\text{г}}$ – удельная теплота парообразования греющего пара при $t_{\text{г1}}$ (таблицы А20, А21).

*Технико-экономические показатели работы
выпарной станции*

Теоретическая экономичность выпарки \mathcal{E}_T

$$\mathcal{E}_T = \frac{\sum W_i}{D_1} \text{ кг воды/кг пара,} \quad (2.67)$$

где $\sum W_i$ – общий расход воды, выпариваемой в выпарной установке, кг/с; D_1 – расход греющего пара в 1 корпусе, кг/с.

Действительная экономичность выпарки

$$\mathcal{E}_d = \frac{\sum W_i}{D} \text{ кг воды/кг пара,} \quad (2.68)$$

где $D = I, I \cdot (D_1 + D_n)$, кг/с; I, I – коэффициент, учитывающий потери пара; D_n – расход пара в подогревателе, кг/с.

Средняя производительность выпарки

$$n = \frac{\sum W_i}{F} \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с,} \quad (2.69)$$

где $F = \sum F_i$ – суммарная поверхность нагрева всех корпусов.

Удельный расход пара

$$D_{уд} = \frac{D}{\sum W_i} \text{ кг пара/кг воды.} \quad (2.70)$$

Удельный расход электроэнергии

$$\mathcal{E}_{уд} = \frac{\sum N_i}{\sum W_i} \text{ кВт/кг воды,} \quad (2.71)$$

где $\sum N_i$ – суммарная потребная мощность вакуум-насоса и всех центробежных насосов.

2.2. Пример расчета двухкорпусной выпарной установки

Целью расчета является определение поверхности нагрева выпарных аппаратов, размеров барометрического конденсатора, подогревателя, подбор насосов для перекачки раствора, расчет диаметра паровых и сырьевых трубопроводов. По результатам расчета, по нормам подбирают стандартное оборудование.

Задание

Спроектировать двухкорпусную выпарную установку для выпаривания $G_H=7$ кг/с водного раствора NaCl от начальной концентрации 5 % до конечной 23 % при следующих условиях:

- 1) давление насыщенного водяного пара $P_{г1}=2,5$ атм;
- 2) вакуум в барометрическом конденсаторе $76 \cdot 10^3$ Па;
- 3) выпарной аппарат с принудительной циркуляцией (тип 2, исполнение 1);
- 4) отбор экстра-пара не производится;
- 5) раствор поступает в первый корпус, подогретый до температуры кипения;
- 6) взаимное направление пара и раствора – прямоток.

Выбор типа и конструкции выпарного аппарата

Тип и конструкцию выпарного аппарата выбирают на основании характеристики выпариваемого раствора, т.е. с учетом вязкости, плотности, поверхностного натяжения и других физических показателей раствора. Свойства раствора также определяют выбор материала, из которого должен быть изготовлен аппарат.

Выбираем конструкционный материал, стойкий в среде кипящего раствора NaCl в интервале изменения концентрации от 5 % до 23 %.

В этих условиях химически стойким является сталь марки Ст 3. Скорость ее коррозии не менее 0,1 мм/год, коэффициент теплопроводности $\lambda_{ст}=25,1$ Вт/(м·К).

Основные условные обозначения

- c – теплоемкость, Дж/(кг·К);
 d – диаметр, м;
 D – расход греющего пара, кг/с;

F – поверхность теплопередачи, м^2 ;

G – расход раствора, кг/с ;

g – ускорение свободного падения, $\text{м}^2/\text{с}$;

H – высота, м ;

K – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

P – давление, атм. ;

Q – тепловая нагрузка, кВт ;

q – удельная тепловая нагрузка, $\text{Вт}/\text{м}^2$;

r – теплота парообразования, кДж/кг ;

T, t – температура, $\text{К}, \text{°С}$;

W – количество испаряемой воды, кг/с ;

x – концентрация, $\% \text{ мас.}$;

α – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

ρ – плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$;

μ – вязкость, $\text{Па} \cdot \text{с}$;

λ – теплопроводность, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

σ – поверхностное натяжение, $\text{Н}/\text{м}$;

Re – критерий Рейнольдса;

Nu – критерий Нуссельта;

P_r – критерий Прандтля.

Индексы: 1,2 – первый, второй корпус выпарной установки,

n, k – начальный, конечный параметр соответственно;

$г, вт$ – греющий, вторичный пар соответственно;

$в$ – вода;

$ст$ – стенка.

Составление материального баланса

Общее количество воды, удаляемой в процессе выпаривания на установке, рассчитывается из соотношения

$$W = G_H(1 - x_H/x_K);$$

$$W = 7 \cdot (1 - 5/23) = 5,5 \text{ кг/с.}$$

Расчет концентраций раствора по корпусам

Концентрация раствора по корпусам зависит от количества выпариваемой воды. Распределение выпаренной воды по корпусам про-

изводят на основании опытных данных. Для прямоточной выпарной установки справедливо следующее соотношение выпаренной воды [4, 166]

$$W_1:W_2=1:1,1;$$

тогда

$$W_1=1/(1,0+1,1)=W/2,1;$$

$$W_1 = 5,5/2,1 = 2,6 \text{ кг/с};$$

$$W_2=(1,1W)/2,1;$$

$$W_2=(1,1 \cdot 5,5)/2,1 = 2,9 \text{ кг/с}.$$

Концентрация по корпусам для прямоточной выпарной установки рассчитывается по следующим формулам

$$x_1=(G_H x_H)/(G_H - W_1);$$

$$x_1=(7 \cdot 5)/(7 - 2,6) = 7,95 \text{ \% мас.};$$

$$x_2=(G_H x_H)/(G_H - W_1 - W_2);$$

$$x_2=(7 \cdot 5)/(7 - 2,6 - 2,9) = 23 \text{ \% мас.}$$

Распределение давления по корпусам

Общий перепад давлений в установке

$$\Delta P_{\text{общ}} = P_{Г1} - P_{\text{бк}},$$

где $P_{Г1}$ - давление греющего пара, поступающего в 1 корпус установки, атм.; $P_{\text{бк}}$ - давление в барометрическом конденсаторе, атм.

$$P_{\text{бк}} = P_{\text{ат}} - B,$$

где $P_{\text{ат}}$ - атмосферное давление, атм.; B - вакуум в барометрическом

конденсаторе, атм.

$$P_{\text{бк}}=1-(76 \cdot 10^3/98000)=0,22 \text{ атм.}$$

Тогда общий перепад давлений в установке равен

$$\Delta P_{\text{общ}}=2,5-0,22=2,28 \text{ атм.}$$

В первом приближении общий перепад давлений распределяют между корпусами поровну

$$\Delta P=\Delta P_{\text{общ}}/2,$$

Тогда

$$\Delta P=2,28/2=1,14 \text{ атм.,}$$

давления греющих паров в корпусах равны

$$P_{\text{г2}}=P_{\text{г1}}-\Delta P;$$

$$P_{\text{бк}}=P_{\text{г2}}-\Delta P;$$

$$P_{\text{г2}}=2,5-1,14=1,36 \text{ атм.;}$$

$$P_{\text{бк}}=1,36-1,14=0,22 \text{ атм.}$$

По давлениям паров находим температуры и энтальпии греющего пара по корпусам (таблицы А20, А21)

P , атм.	t , °С	I , кДж/кг
$P_{\text{г1}}=2,50$	$t_{\text{г1}}=126,55$	$I_1=2720$
$P_{\text{г2}}=1,36$	$t_{\text{г2}}=106,90$	$I_2=2690$
$P_{\text{бк}}=0,20$	$t_{\text{бк}}=61,50$	$I_{\text{бк}}=2604.$

Определение температурного режима

Температуры кипения растворов определяем по формулам

$$\text{Корпус 1: } t_{\text{кип1}} = t_{r2} + \Delta_1' + \Delta_1'' + \Delta_1''';$$

$$\text{Корпус 2: } t_{\text{кип2}} = t_{\text{ок}} + \Delta_2' + \Delta_2'' + \Delta_2''';$$

где t_r – температура греющего пара; Δ' – температурная депрессия; Δ'' – температурная потеря от гидростатического эффекта; Δ''' – гидравлическая потеря.

Гидравлические потери вызваны изменением давления вторичного пара вследствие гидравлических сопротивлений между корпусами выпарной установки. Принимаем величину гидравлической депрессии равной 1°C . Далее определяем температуру вторичного пара по корпусам по формулам

$$\text{Корпус 1: } t_{\text{вт1}} = t_{r2} + \Delta_1''' = 106, + 1 = 107,9 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\text{Корпус 2: } t_{\text{вт2}} = t_{\text{ок}} + \Delta_2''' = 61,5 + 1 = 62,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

По найденным температурам определяем давление и удельные теплоты парообразования вторичных паров по корпусам (таблицы А20, А21).

Таблица 2.5

Температуры, давления, удельная теплота парообразования вторичного пара по корпусам

№ корпуса	Температура вторичного пара $t_{\text{вт}}, ^\circ\text{C}$	Давление вторичного пара $P_{\text{вт}}, \text{атм.}$	Удельная теплота парообразования $g, \text{кДж/кг}$
1	107,9	1,369	2239
2	62,5	0,229	2351,05

Гидростатическая депрессия Δ'' при расчете не учитывается, так как выбрали выпарной аппарат с вынесенной зоной кипения [4, 169].

Температурную депрессию определяем по методу Тищенко И.А.

$$\Delta' = \Delta'_{\text{атм}} f,$$

где $\Delta'_{\text{атм}}$ – температурная депрессия при атмосферном давлении; f – поправочный коэффициент, рассчитываемый по формуле

$$f=16,2(T_{\text{BT}}^2/r_{\text{BT}}),$$

где T_{BT} – температура вторичного пара, К; r_{BT} – теплота испарения растворителя или теплота парообразования вторичного пара, Дж/кг.

Определяем поправочный коэффициент

$$f_1=16,2 \cdot (380,92/2242 \cdot 10^3) = 1,05;$$

$$f_2=16,2 \cdot (335,5/2351,05 \cdot 10^3) = 0,78.$$

Температурная депрессия при атмосферном давлении в первом корпусе $\Delta'_{\text{атм1}}=1,4$ °С, $\Delta'_{\text{атм2}}=5,6$ °С [4, 187].

Определяем температурную депрессию

$$\Delta'_1=1,4 \cdot 1,05=1,47^\circ \text{C};$$

$$\Delta'_2=5,6 \cdot 0,78=4,37^\circ \text{C}.$$

Определяем температуру кипения раствора по корпусам

$$t_{\text{к1}}=106,9+1,47+1=109,37^\circ \text{C};$$

$$t_{\text{к2}}=61,5+4,37+1=66,87^\circ \text{C}.$$

Определение полезных разностей температур по корпусам

Определив температуры кипения по корпусам, рассчитываем полезные разности температур по корпусам

$$\Delta t_{\text{п}} = t_{\text{г}} - t_{\text{к}};$$

$$\Delta t_{\text{п1}} = 126,55 - 109,37 = 17,18^\circ \text{C};$$

$$\Delta t_{\text{п2}} = 106,9 - 66,87 = 40,03^\circ \text{C}.$$

Определяем сумму полезной разности температур по корпусам

$$\Sigma \Delta t_n = \Delta t_{n1} + \Delta t_{n2};$$

$$\Sigma \Delta t_n = 17,18 + 40,03 = 57,21 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Проверим сумму полезной разности температур по корпусам

$$\Sigma \Delta t_n = t_{r1} - t_{\text{ок}} - (\Delta_1' + \Delta_2' + \Delta_1''' + \Delta_2''');$$

$$\Sigma \Delta t_n = 126,55 - 61,5 - (1,47 + 4,37 + 1 + 1) = 57,21 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Таблица 2.6

Свойства греющего и вторичного паров по корпусам

№ корпуса	Греющий пар			Температура кипения, °С	Вторичный пар		
	Температура, °С	Давление, атм.	Теплота конденсации, кДж/кг		Температура, °С	Давление, атм.	Теплота парообразования, кДж/кг
1	126,55	2,50	2190	109,37	107,90	1,369	2239
2	106,90	1,36	2242	66,87	62,50	0,229	2351,05

Уточнение расходов выпаренной воды по корпусам

Для уточнения расходов выпаренной воды по корпусам составляют для каждого корпуса установки уравнения теплового баланса. В конечном виде эти уравнения имеют вид

$$Q_1 = D \cdot r_{r1} = 1,03 \cdot [G_n \cdot c_n (t_{\text{кип1}} - t_n) + W_1 \cdot r_{\text{вт1}}];$$

$$Q_2 = W_1 \cdot r_{r2} = 1,03 \cdot [(G_n - W_1) \cdot c_1 \cdot (t_{\text{кип2}} - t_{\text{кип1}}) + W_2 \cdot r_{\text{вт2}}];$$

$$W = W_1 + W_2,$$

где 1,03 – коэффициент, учитывающий 3 % потерь тепла в окружающую среду; c_1, c_n – теплоемкость начального раствора и в 1-м корпусе, кДж/(кг·К); r_{r1}, r_{r2} – теплота конденсации греющего пара по корпусам, Дж/кг; D, W_1, W_2 – расходы греющего пара по корпусам, кг/с.

Раствор поступает в первый корпус, нагретый в теплообменнике

до температуры кипения в корпусе. Поэтому уравнение теплового баланса для первого корпуса принимает вид

$$Q_1 = D \cdot r_{г1} = 1,03 \cdot W_1 \cdot r_{вт1};$$

$$Q_1 = D \cdot 2190 = 1,03 \cdot W_1 \cdot 2239;$$

$$Q_2 = W_1 \cdot 2242 = 1,03 \cdot [(7 - W_1) \cdot 3,86 \cdot (66,87 - 109,29) + W_2 \cdot 2351].$$

Теплоемкость раствора в первом корпусе рассчитывается по формуле

$$C_1 = 4190 \cdot (1 - x_1) = 4190 \cdot (1 - 0,0795) = 3857 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}.$$

Для решения данной системы уравнений запишем уравнение материального баланса по воде для всей установки

$$5,5 = W_1 + W_2,$$

откуда

$$W_2 = 5,5 - W_1.$$

Подставим последнее выражение в уравнение для определения Q_2

$$Q_2 = W_1 \cdot 2242 = 1,03 \cdot [(7 - W_1) \cdot 3,86 \cdot (66,87 - 109,29) + (5,5 - W_1) \cdot 2351].$$

Решая данное уравнение получаем:

$$W_1 = 2,7 \text{ кг/с};$$

$$W_2 = 5,5 - 2,7 = 2,8 \text{ кг/с}.$$

Расход пара в первом корпусе

$$D = (1,03 \cdot 2,7 \cdot 2239) / 2190 = 2,84 \text{ кг/с}.$$

Расхождение по испаряемой влаге, предварительно принятого и рассчитанного, не превышает 5 %, поэтому не пересчитываем концентрации и температуры кипения растворов. В дальнейших расчетах используем новые, полученные из решения балансовых уравнений, значения по испаряемой влаге. Тепловые нагрузки по корпусам равны

$$Q_1=2,84 \cdot 2190=6219,6 \text{ кВт};$$

$$Q_2=2,7 \cdot 2242=6053,4 \text{ кВт}.$$

Расчет коэффициентов теплопередачи по корпусам

Определив температуры кипения растворов по корпусам можно рассчитать коэффициенты теплопередачи.

Коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле

$$K=1/[(1/\alpha_1)+\Sigma(\delta/\lambda)+(1/\alpha_2)],$$

где $\Sigma(\delta/\lambda)$ – сумма термических сопротивлений стенки и ее загрязнений, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Примем суммарное термическое сопротивление стенки равное термическому сопротивлению стенки $\delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}}$ и накипи $\delta_{\text{н}}/\lambda_{\text{н}}$. Термическое сопротивление загрязнений со стороны пара не учитываем. Получим

$$\Sigma(\delta/\lambda)=0,002/25,1+0,0005/2=2,87 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

Определение коэффициента теплоотдачи α_1

Коэффициент теплоотдачи α_1 определяется по формуле

$$\alpha_1=2,04[(\lambda^3 \rho^2 r)/(\mu \Delta t_1 H)]^{1/4},$$

где λ – теплопроводность конденсата, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°К})$; ρ – плотность конденсата, $\text{кг}/\text{м}^3$ (таблице А22); r – удельная теплота парообразования, $\text{Дж}/\text{кг}$; μ – вязкость конденсата, $\text{Па} \cdot \text{с}$; Δt_1 – разность температур, °С , равная разности между греющим паром и стенкой со стороны пара, принимаем $\Delta t_1=2 \text{ °С}$; H – высота трубы, м.

Для выбора значения N ориентировочно определяем поверхность теплопередачи выпарного аппарата. При кипении водных растворов принимают удельную тепловую нагрузку в аппаратах с принудительной циркуляцией $q=40000-80000 \text{ Вт/м}^2$. Принимаем $q=50000 \text{ Вт/м}^2$. Тогда поверхность теплопередачи первого корпуса ориентировочно равна

$$F_{\text{оп}}=Q/q=W_1 \cdot r_{\text{вт1}}/q=2,7 \cdot 2239000/50000=120 \text{ м}^2.$$

По таблице Бб трубчатые аппараты с принудительной циркуляцией и вынесенной греющей камерой (тип 1, исполнение 2), состоят из кипяtilьных труб высотой $H = 6 \text{ м}$, при диаметре $d_{\text{н}} = 38 \text{ мм}$ и толщине стенки $\delta = 2 \text{ мм}$.

Коэффициент теплоотдачи α_1 в первом корпусе равен

$$\alpha_1=2,04 \cdot [(0,686^3 \cdot 939^2 \cdot 2198 \cdot 10^3)/(222 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 6)]^{1/4}=7986 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплоотдачи α_1 во втором корпусе равен

$$\alpha_1=2,04 \cdot [(0,684^3 \cdot 952^2 \cdot 2242 \cdot 10^3)/(260 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 6)]^{1/4}=7751 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определение коэффициента теплоотдачи α_2

Для выпарных аппаратов с принудительной циркуляцией растворов коэффициент теплоотдачи α_2 определяется по формуле

$$\alpha_2=(Nu\lambda_{\text{р-ра}})/d,$$

где Nu – критерий Нуссельта рассчитывается по формуле

$$Nu=0,023Re^{0,8}Pr^{0,43}.$$

Критерий Рейнольдса равен

$$Re=(\omega d\rho_{\text{р-ра}})/\mu_{\text{р-ра}}.$$

Критерий Прандтля равен

$$Pr=(c_{\text{р-ра}}\mu_{\text{р-ра}})/\lambda_{\text{р-ра}}.$$

где $\rho_{p-ра}$ – плотность раствора, кг/м³; $\mu_{p-ра}$ – вязкость раствора, Па·с;
 $c_{p-ра}$ – теплоемкость раствора, Дж/(кг·К); d – внутренний диаметр труб, м; λ_p – теплопроводность раствора, Вт/(м·К); ω – скорость движения раствора, м/с.

Физические, теплофизические свойства пищевых растворов определяются при температуре кипения и концентрации в корпусе (таблицы А1 – А13). Свойства раствора NaCl определяются по [5]. Плотность раствора $\rho_{p1}=1046$ кг/м³; $\rho_{p2}=1180$ кг/м³ [5, 541]. Теплопроводность раствора $\lambda_{p1}=0,59$ Вт/м·К; $\lambda_{p2}=0,58$ Вт/м·К [5, 642]. Динамический коэффициент вязкости $\mu_{p1}=0,18 \cdot 10^{-3}$ Па·с; $\mu_{p2}=0,57 \cdot 10^{-3}$ Па·с [5, 715]. Теплоемкость $c_2=3246,8$ Дж/кг·К; $c_1=3857$ Дж/кг·К [3, 248].

Расчет коэффициента теплоотдачи α_2 в первом корпусе

Рассчитываем критерий Рейнольдса, приняв скорость циркуляции $\omega_1=1,5$ м/с [4, 175].

Критерий Рейнольдса

$$Re_1=(1,5 \cdot 0,034 \cdot 1046)/0,18 \cdot 10^{-3}=296367.$$

Критерий Прандтля

$$Pr_1=(3857 \cdot 0,18 \cdot 10^{-3})/0,59=1,17.$$

Критерий Нуссельта

$$Nu_1=0,023 \cdot 296367^{0,8} \cdot 1,17^{0,43}=581.$$

Коэффициент теплоотдачи α_2 равен

$$\alpha_2 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_{p1}}{d} = \frac{581 \cdot 0,59}{0,034} = 10185 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Расчет коэффициента теплоотдачи α_2 во втором корпусе

Принимаем скорость циркуляции раствора $\omega_2 = 1,5$ м/с.

Критерий Рейнольдса

$$Re_2 = (1,5 \cdot 0,034 \cdot 1180) / 0,57 \cdot 10^{-3} = 105578.$$

Критерий Прандтля

$$Pr_2 = (3246,8 \cdot 0,57 \cdot 10^{-3}) / 0,58 = 3,19.$$

Критерий Нуссельта

$$Nu_2 = 0,023 \cdot 105578^{0,8} \cdot 3,19^{0,43} = 356.$$

Коэффициент теплоотдачи α_2 равен

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_{pl}}{d} = \frac{356 \cdot 0,58}{0,034} = 6072 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Коэффициент теплопередачи в первом корпусе равен

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{7986} + 2,87 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{10185}} = 1960 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Во втором корпусе

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{7751} + 2,87 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{6072}} = 1724 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Распределение полезной разности температур

Распределение полезной разности температур по корпусам проводим из условия равенства поверхностей теплопередачи в аппаратах установки

$$\Delta t_{пj} = (Q_j / K_j) \Sigma \Delta t_{п} / \Sigma (Q_j / K_j),$$

где $\Delta t_{пj}$, Q_j , K_j – соответственно полезная разность температур, °С, тепловая нагрузка аппарата, Вт, коэффициент теплопередачи, Вт/(м²К) для j-го корпуса; $\Sigma \Delta t_{п}$ – суммарная полезная разность температур, °С.

$$\Delta t_{n1} = (6219600/1960)57,21 / (6219600/1960 + 6053400/1724) = 27,18^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{n2} = (6053400/1724)57,21 / (6219600/1960 + 6053400/1724) = 30,03^{\circ}\text{C}$$

Проверим общую полезную разность температур установки

$$\Sigma \Delta t_n = \Delta t_{n1} + \Delta t_{n2} = 27,18 + 30,03 = 57,21^{\circ}\text{C}.$$

Рассчитаем поверхность теплопередачи выпарных аппаратов

$$F_1 = 6219600/1960 \cdot 27,18 = 116 \text{ м}^2.$$

$$F_2 = 6053400/1724 \cdot 30,03 = 116 \text{ м}^2.$$

Найденные значения поверхностей мало отличаются от ориентировочно определенной ранее поверхности F_{op} . Поэтому в последующих приближениях нет необходимости вносить коррективы на изменение конструктивных размеров аппаратов (высоты, диаметра и числа труб).

Сравнения распределенных из условия равенства поверхностей теплопередачи и предварительно рассчитанных значений полезных разностей температур представлены ниже

	Корпус	
	1	2
Распределенные в 1-м приближении значения $\Delta t_n, ^{\circ}\text{C}$	27,18	30,03
Предварительно рассчитанные значения $\Delta t_n, ^{\circ}\text{C}$	17,18	40,03

Второе приближение

Как видно, полезные разности, рассчитанные из условия равного перепада давления в корпусах и найденные в первом приближении из условия равенства поверхностей нагрева в корпусах, существенно различаются. Поэтому необходимо заново перераспределить температуры между корпусами установки. В основу этого перераспределения температур должны быть положены полезные разности темпера-

тур, найденные из условия равенства поверхностей нагрева в корпусах.

Уточненный расчет поверхности теплопередачи

$$t_{\text{кип1}} = t_{\text{г1}} - \Delta t_{\text{п1}} = 126,6 - 27,18 = 99,42^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{вт1}} = t_{\text{кип1}} - \Delta_1' = 99,42 - 1,47 = 97,95^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{г1}} = t_{\text{вт1}} - \Delta_1''' = 97,95 - 1 = 96,95^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{кип2}} = t_{\text{г2}} - \Delta t_{\text{п2}} = 96,95 - 30,03 = 66,92^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{вт2}} = t_{\text{кип2}} - \Delta_2' = 66,92 - 4,37 = 62,55^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{бк}} = t_{\text{вт2}} - \Delta_2''' = 62,55 - 1 = 61,50^\circ\text{C}.$$

Расчет коэффициентов теплопередачи, выполненный описанным выше методом, приводит к следующим результатам

$$K_1 = 1912 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}; K_2 = 1712 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Рассчитываем тепловые нагрузки (кВт)

$$Q_1 = 2,84 \cdot 2190 = 6219,6 \text{ кВт}; Q_2 = 2,7 \cdot 2267,8 = 6123 \text{ кВт}.$$

Распределение полезной разницы температур

$$\Delta t_{\text{п1}} = (6219600/1912)57,21 / (6219600/1912 + 6123060/1712) = 27,25^\circ\text{C}$$

;

$$\Delta t_{\text{п2}} = (6123060/1712)57,21 / (6123060/1712 + 6219600/1912) = 29,96^\circ\text{C}$$

.

Сравнение полезных разностей температур $\Delta t_{\text{п}}$, полученных во 2-м и 1-м приближениях, приведено ниже

	Корпус	
	1	2
$\Delta t_{\text{п}}$ во 2-м приближении значения, °С	27,25	29,96
$\Delta t_{\text{п}}$ в 1-м приближении значения, °С	27,18	30,03

Различия между полезными разностями температур по корпусам во 2-м и 1-м приближениях не превышают 5%, следовательно, распределение полезных разностей температур закончено.

Поверхность теплопередачи выпарных аппаратов равна

$$F_1 = 6219600 / 1912 \cdot 27,25 = 119 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = 6123060 / 1712 \cdot 29,96 = 119 \text{ м}^2.$$

По таблице Бб выбираем выпарной аппарат со следующими характеристиками

Номинальная поверхность теплообмена $F_H = 125 \text{ м}^2$.

Высота труб $H_{\text{тр}} = 6000 \text{ мм}$.

Диаметр труб $d = 38 \times 2 \text{ мм}$.

Диаметр греющей камеры $D_{\text{гк}} = 800 \text{ мм}$.

Диаметр сепаратора $D_{\text{сеп}} = 2200 \text{ мм}$.

Диаметр циркуляционной трубы $D_{\text{ц}} = 500 \text{ мм}$.

Общая высота аппарата $H = 21500 \text{ мм}$.

Масса аппарата $M = 15500 \text{ кг}$.

Расчет барометрического конденсатора

Для создания вакуума в выпарных установках обычно применяют конденсаторы смешения с барометрической трубой. В качестве охлаждающего агента используют воду, которая подается в конденсатор при температуре окружающей среды. Смесь охлаждающей воды и конденсата стекает из конденсатора по барометрической трубе. Для поддержания постоянства вакуума в системе из конденсатора с помощью вакуум-насоса откачивают конденсирующиеся газы.

Расход охлаждающей воды G_B определяют из теплового баланса конденсатора

$$G_B = W_2(I_2 - c \cdot t_k) / [c_B(t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}})],$$

где W_2 – количество вторичного пара, поступающего в барометрический конденсатор из 2-го корпуса; I_2 – энтальпия паров в барометрическом конденсаторе, Дж/кг; c_v – теплоемкость воды, Дж/кг $^{\circ}$ С; $t_{нач}$ – начальная температура воды, поступающей в барометрический конденсатор, $^{\circ}$ С, принимаем $t_{нач}$ 18-20 $^{\circ}$ С; $t_{кон}$ – конечная температура смеси воды и конденсата, $^{\circ}$ С. Разность температур между паром и жидкостью на выходе из конденсатора должна быть 3-5 градусов. Поэтому конечную температуру воды примем на 3 градуса ниже температуры конденсации паров в барометрическом конденсаторе

$$t_{кон} = t_{ок} - 3,0 = 61,5 - 3 = 58,5^{\circ}\text{C};$$

$$G_B = 2,8(2606500 - 4,19 \cdot 10^3 \cdot 58,5) / [4,19 \cdot 10^3 (58,5 - 20)] = 14,6 \text{ кг/с.}$$

Диаметр барометрического конденсатора определяют по формуле

$$D_{ок} = (W_2 / 0,785 \omega_{п} \rho_{п})^{0,5},$$

где $\rho_{п}$ – плотность вторичного пара, кг/м 3 , (таблицы А20, А21); $\omega_{п}$ – скорость паров в барометрическом конденсаторе, принимаем равной $\omega_{п} = 20$ м/с [3, 17].

$$D_{ок} = (2,8 / 0,785 \cdot 20 \cdot 0,13)^{0,5} = 1,17 \text{ м.}$$

По таблице Б10 подбираем конденсатор диаметром $D_{ок} = 1200$ мм.

Определяем скорость воды в барометрической трубе

$$\omega = 4(G_B + W_2) / (\pi d^2 \rho).$$

В соответствии с нормами, внутренний диаметр барометрической трубы $d_{тр} = 300$ мм.

$$\Omega = 4(14,6 + 2,8) / (3,14 \cdot 0,3^2 \cdot 1000) = 0,25 \text{ м/с.}$$

Высоту барометрической трубы определяем из уравнения

$$H_{\text{бтр}} = B/\rho g + (1 + \Sigma \xi + \lambda \cdot H_{\text{ор}}/d) \omega^2 / 2g + 0,5,$$

где B – вакуум в барометрическом конденсаторе, Па; $\Sigma \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений; λ – коэффициент трения в трубе; $H_{\text{ор}}$ – ориентировочная высота и диаметр барометрической трубы, м; ρ – плотность воды, кг/м³; 0,5 – запас высоты на изменение барометрического давления.

$$\Sigma \xi = \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}},$$

где $\xi_{\text{вх}}$, $\xi_{\text{вых}}$ – коэффициенты на входе в трубу и на выходе из нее.

$$\Sigma \xi = 0,5 + 1,0 = 1,5.$$

Коэффициент трения λ зависит от режима течения жидкости. Определяем режим течения воды в барометрической трубе

$$Re = \frac{v \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{0,25 \cdot 0,5 \cdot 1000}{0,48 \cdot 10^{-3}} = 156000,$$

где ρ – плотность воды при $t_{\text{кон}} = 58,5^\circ\text{C}$, кг/м³; μ – вязкость воды при $t_{\text{кон}} = 58,5^\circ\text{C}$, Па·с. [3, 512, 514].

Среднее значение шероховатости стенок труб с незначительной коррозией $e = 0,2$ мм [3, 512]. Относительная шероховатость $d/e = 300/0,2 = 1500$. По [3, 22] определяем коэффициент трения $\lambda = 0,019$.

Тогда высота барометрической трубы

$$H_{\text{бтр}} = 7,6 \cdot 10^4 / 1000 \cdot 9,8 + (1 + 1,5 + 0,019 \cdot H_{\text{ор}}/0,3) 0,25^2 / 2 \cdot 9,8 + 0,5 = 8,3 \text{ м.}$$

Расчет вакуум-насоса

Производительность вакуум-насоса L определяют расходом несконденсированных газов, которые необходимо удалять из барометрического конденсатора

$$L = 0,025(W_2 + G_B) / 1000 + 0,01W_2;$$

$$L=0,025(14,6+2,8)/1000+0,01\cdot 2,8=32,35\cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

Определяем объемную производительность вакуум-насоса

$$V=R(273+t_b)L/(M_b P_b),$$

где R – универсальная газовая постоянная воздуха,
 $R=8310$ Дж/кмоль·К; M_b – молекулярная масса воздуха,
 $M_b = 29$ кг/кмоль; t_b – температура воздуха, °С; P_b – парциальное
 давление сухого воздуха в барометрическом конденсаторе, Па.

Температуру воздуха определяем по уравнению

$$t_b = t_n + 4 + 0,1(t_k - t_n);$$

$$t_b = 20 + 4 + 0,1(58,5 - 20) = 27,85^\circ\text{C}.$$

Давление воздуха равно

$$P_b = P_{\text{бк}} - P_{\text{п}},$$

где $P_{\text{п}}$ – давление сухого насыщенного пара при $t_b = 27,85^\circ\text{C}$, $P_{\text{п}} = 0,039$
 атм. (таблицы А20, АБ1).

$$P_b = 0,22 \cdot 98000 - 0,039 \cdot 98000 = 17738 \text{ Па.}$$

$$V = 8310(273 + 27,85) \cdot 32,35 \cdot 10^{-3} / (29 \cdot 17738) = 0,157 \text{ м}^3/\text{с} = 9,4 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Подбираем вакуум-насос типа ВВН-12, $N=20$ кВт, производи-
 тельностью $12 \text{ м}^3/\text{мин}$, остаточное давление 23 мм. рт. ст. (таблица Б11)

Расчет трубопроводов

Диаметры трубопроводов рассчитываем по уравнению массово-
 го расхода

$$M = \omega \rho f,$$

где M – массовый расход потока, кг/с; ω – средняя скорость потока,

м/с [3, 17]; f – площадь поперечного сечения потока, м^2 ; ρ – плотность потока, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Для трубопровода круглого сечения уравнение принимает вид

$$M=0,785d^2\omega\rho.$$

Тогда диаметр трубопровода определяем по уравнению

$$d=(M/0,785\omega\rho)^{0,5}$$

Диаметр штуцера для подачи греющего пара в 1-й корпус

$$d_{\text{гр1}}=(2,84/0,785\cdot 15\cdot 1,3)^{0,5}=0,43 \text{ м.}$$

Диаметр штуцера для выхода вторичного пара из 1-го корпуса

$$d_{\text{вт1}}=(2,7/0,785\cdot 18\cdot 0,52)^{0,5}=0,6 \text{ м.}$$

Диаметр штуцера для выхода конденсата

$$d_{\text{конденсат}}=(2,84/0,785\cdot 0,5\cdot 1000)^{0,5}=0,085 \text{ м.}$$

Диаметр штуцера для подачи раствора в 1-й корпус

$$d_{\text{р-ра1}}=(7,0/0,785\cdot 1,5\cdot 1037)^{0,5}=0,075 \text{ м.}$$

Диаметр штуцера для выхода раствора из 1-го корпуса

$$d_{\text{упр-ра1}}=(7,0-2,7)/0,785\cdot 0,5\cdot 1046)^{0,5}=0,102 \text{ м.}$$

По таблице Б16 подбираем стандартные диаметры штуцеров

$$d_{\text{гр1}}=426\times 11 \text{ мм}; \quad d_{\text{вт1}}=630\times 15 \text{ мм}; \quad d_{\text{конденсат}}=89\times 4,5 \text{ мм};$$

$$d_{\text{р-ра1}}=89\times 4,5 \text{ мм}; \quad d_{\text{упр-ра1}}=108\times 4 \text{ мм.}$$

Расчет подогревателя

Устанавливается для подогрева раствора от начальной температуры $t_n=20$ °С до температуры кипения $t_{кип1}=99,42$ °С. Обогрев проводится греющим паром с температурой $t_{г1}=126,55$ °С. Средняя разность температур в теплообменнике равна

$$\Delta t_{cp}=(\Delta t_{\delta}-\Delta t_m)/2,3 \cdot \lg(\Delta t_{\delta}/\Delta t_m),$$

где $\Delta t_{\delta} = t_{г1} - t_n = 126,55 - 20 = 106,55$ °С;

$$\Delta t_m = t_{г1} - t_{кип1} = 126,55 - 99,42 = 27,13$$
 °С;

$$\Delta t_{cp} = (106,55 - 27,13) / 2,3 \cdot \lg(106,55 / 27,13) = 57,97$$
 °С.

Количество тепла, необходимое для подогрева исходного раствора, рассчитываем по формуле

$$Q_{п} = G_n \cdot c_n \cdot (t_{кип1} - t_n),$$

где c_n – теплоемкость исходного раствора рассчитывается по формуле

$$c_n = 4190 \cdot (1 - 0,05) = 3980,5$$
 Дж/кг·К;

$$Q_{п} = 7,0 \cdot 3980,5 \cdot (99,42 - 20) = 2212919$$
 Вт.

Расход греющего пара в подогревателе равен

$$D_{п} = Q_{п} / r_{г1} = 2212919 / 2195000 = 1$$
 кг/с.

Задаемся значением коэффициента теплопередачи $K=800$ Вт/м²·К [3, 172].

Поверхность теплопередачи равна

$$F = Q_{п} / K \cdot \Delta t_{cp}.$$

$$F = 2212919 / 800 \cdot 57,97 = 47,7$$
 м².

Устанавливаем двухходовой теплообменник поверхностью 57 м² (таблица Б12).

Диаметр кожуха 600 мм; диаметр труб 25x2 мм; длина труб 3000 мм; число труб 240 мм.

Расчет технико-экономических показателей

Теоретическая экономичность выпарки

$$\mathcal{E}_T = \Sigma W_i / D,$$

где D – расход греющего пара в первом корпусе.

$$\mathcal{E}_T = 5,5 / 2,84 = 1,94 \text{ кг/кг.}$$

Действительная экономичность выпарки

$$\mathcal{E}_d = \Sigma W_i / D_1$$

где $D_1 = D + D_{\text{п}} = 2,84 + 1,0 = 3,84 \text{ кг/с.}$

$$\mathcal{E}_d = 5,5 / 3,84 = 1,43 \text{ кг/кг.}$$

Средняя производительность выпарки

$$n = \Sigma W_i / F.$$

$$n = 5,5 / 250 = 0,022 \text{ кг/(м}^2\text{с).}$$

Удельный расход пара

$$G_{\text{уд}} = D_1 / \Sigma W_i.$$

$$G_{\text{уд}} = 3,84 / 5,5 = 0,7 \text{ кг/кг.}$$

Удельный расход электроэнергии

$$\mathcal{E}_{\text{уд}} = \Sigma N_i / \Sigma W_i.$$

$$\mathcal{E}_{\text{уд}} = 20 / 5,5 = 3,6 \text{ кВт/кг.}$$

Заключение

В результате проведенного расчета подобран по каталогу выпарной аппарат с поверхностью $F=125\text{ м}^2$, барометрический конденсатор $D=1200\text{ мм}$, вакуум-насос типа ВВН-12, $N=20\text{ кВт}$, подогреватель поверхностью $F=57\text{ м}^2$. Рассчитаны и подобраны по каталогу диаметры штуцеров выпарного аппарата.

Удельный расход пара составил $G_{\text{уд}}=0,7\text{ кг пара/ кг воды}$.

РАЗДЕЛ 3. ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВЫХ ПРОЕКТОВ

Курсовой проект состоит из расчетно-пояснительной записки и двух листов графической части (схема установки и чертеж основного аппарата).

Расчетно-пояснительная записка

Расчетно-пояснительную записку оформляют на листах форматом 4А (210x297 мм). Объем – 40 - 50 страниц рукописного текста. Расстояние от края листа до границы текста должно быть слева – 35 мм, справа – 10 мм; сверху и снизу не менее 20 мм. Расстояние между заголовками и последующим текстом должно быть равным 10 мм; расстояние между последней строчкой текста и последующим заголовком – 15 мм.

Страницы, формулы, рисунки и таблицы нумеруют.

Общие требования к выполнению расчетно-пояснительной записки определены ГОСТ 2.105–95 ЕСКД.

Расчет производят с использованием размерностей физических величин системы СИ, допускается в отдельных случаях производить расчеты в технической системе единиц, но с переводом конечных результатов в единицы системы СИ.

Схема установки, графики и диаграммы, включенные в расчетно-пояснительную записку, могут быть выполнены на кальке, миллиметровой бумаге или непосредственно на листах записки в производственном масштабе, обеспечивающем четкое представление о рассчитываемом объекте. На схеме должны быть нанесены все технические параметры, необходимые для расчета.

Сокращение слов в тексте записки и подписях под рисунками не допускается. Используемые термины и обозначения величин должны быть едиными и соответствовать установленным стандартам, а при отсутствии стандартов – общепринятыми в научно - технической литературе.

Номер формулы ставят с правой стороны листа в круглых скобках на уровне формулы. Непосредственно под формулой приводят расшифровку буквенных обозначений и числовых коэффициентов, входящих в формулу, в той последовательности, в которой они даны в формуле. Значение каждого буквенного обозначения и коэффициентов следует указывать с новой строки. Первая строка расшифровки

должна начинаться со слова «где» без двоеточия после него. При ссылке на формулу в тексте следует писать, например, «В формуле (3)».

Все главы, параграфы, таблицы и приложения должны иметь тематические заголовки, а рисунки сопровождаться тематическими подписями. Порядковый номер таблицы указывается в левом углу перед тематическим заголовком.

Образец оформления титульного листа курсового проекта приведен в приложении Г1.

Графическая часть проекта

Графическую часть проекта, состоящую из технологической схемы и чертежа основного аппарата, выполняют на отдельных листах формата А1 (594х841 мм), ГОСТ 2.109-73 ЕСКД.

На технологической схеме должны быть показаны основные аппараты, входящие в установку, технологические связи между аппаратами, насосы и так далее.

Все оборудование на схеме вычерчивают сплошными тонкими линиями толщиной 0,3–0,5 мм, трубопроводы и арматуру сплошными основными линиями, т. е. в два - три раза толще, чем оборудование.

Условные обозначения трубопроводов, принятые на схеме, должны быть расшифрованы в таблице. Основные магистральные трубопроводы должны быть показаны горизонтальными линиями. На каждом трубопроводе от места его отвода или подключения нужно поставить стрелки, указывающие направление движения потока и условное обозначение вида среды.

Чертежи общего вида должны содержать следующие сведения
изображение сушильного аппарата, необходимые виды, разрезы, сечения, дающие полное представление об устройстве аппарата;
основные размеры: конструктивные, присоединительные, габаритные;

вид или схему с действительным расположением штуцеров;

таблицу назначения штуцеров, патрубков;

техническую характеристику;

технические требования.

В технической характеристике указывают назначение аппарата, объем аппарата, производительность, давление, температуру. В технических требованиях на чертеже указывают обозначение ГОСТа или

ТУ, согласно которым должен быть изготовлен и испытан аппарат; обозначение ГОСТа или ТУ на основные материалы, применяемые в аппарате; требования к испытанию на прочность и плотность сварных швов и соединений; сведения об изоляции и антикоррозионном покрытии.

Чертежи выполняют карандашом с соблюдением правил оформления машиностроительных чертежей. Угловую спецификацию выполняют на формате А4 (210x297 мм) по формам 1 и 1а, 2 и 2а, совмещают с чертежами общего вида, размещают над основной надписью на отдельном листе и заполняют после нанесения номеров позиций деталей на чертеже общего вида. Все другие таблицы размещают на свободном поле чертежа справа от изображения или ниже его.

Количество видов сечений, разрезов, составляющих содержание общего вида аппарата (машины), должно быть минимальным, но достаточным для понимания конструкции устройства, взаимодействия его основных частей и принципа работы. Аппарат и узлы вычерчивают в масштабе в соответствии с ГОСТ 2.302 - 68, согласно которому масштабы изображений на чертежах должны выбираться из следующего ряда: масштабы уменьшения 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; натуральная величина 1:1; масштабы

увеличения: 2:1; 2,5:1; 4:1; 5:1; 10:1.

При проектировании аппаратов необходимо использовать ГОСТ на остальные детали (штуцеры, фланцы и так далее) [4].

Последовательность оформления расчетно-пояснительной записки

Пояснительная записка к курсовому проекту, содержащая все исходные, расчетные и графические материалы, должна быть оформлена в определенной последовательности

1. Титульный лист.
2. Задание на курсовой проект.
3. Реферат.
4. Содержание с указанием номера начальной страницы каждого раздела.
5. Введение.
6. Основная часть
 - 6.1. Принципиальная технологическая схема и ее описание.
 - 6.2. Расчет и подбор основного оборудования.

6.3. Расчет и подбор вспомогательного оборудования.

7. Заключение.

Библиографический список.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гребенюк, С. М. Процессы и аппараты пищевых производств / С. М. Гребенюк, А. М. Михеева. – М.: Агропромиздат, 1987. – 305 с.
2. Борисова, Т.В. Процессы и аппараты пищевых производств. Теплофизические характеристики пищевых продуктов и полуфабрикатов / Т.В. Борисова, Б.Д. Левин, С.М. Воронин. – Красноярск, СибГТУ, 1998. – 92 с.
3. Павлов, К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков. – Л.: Химия, 1987. – 575 с.
4. Основные процессы и аппараты: Учеб. пособие / Под ред. Ю. И. Дытнерского. – М.: Химия, 1991. – 493 с.
5. Справочник химика. Т. 3. – М. – Л.: Химия, 1968. – 973 с.
6. Кутков, А. В. Процессы и аппараты пищевой технологии / А.В. Кутков. – М.: Колос, 2000. – 450 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ А.

Теплофизические свойства пищевых продуктов

Таблица А1

Зависимость плотности яблочного сока от концентрации при температуре 20 °С

Концентрация сока, %	ρ , кг/м ³	Концентрация сока, %	ρ , кг/м ³	Концентрация сока, %	ρ , кг/м ³
9,8	1030	30,0	1124	51,5	1225
12,8	1048	33,0	1144	54,7	1227
15,0	1063	34,0	1146	56,5	1272
18,0	1077	36,5	1179	57,5	1275
20,0	1080	46,5	1220	61,0	1301
22,4	1086	47,0	1223	62,4	1308
24,0	1086	48,5	1223	64,0	1312
26,4	1109	—	—	—	—

Таблица А2

Зависимость плотности виноградного сока от концентрации и температуры

t, °С	ρ , кг/м ³ , при концентрации, %						
	15	20	30	40	50	60	70
0	1065	1088	1138	1185	1242	1300	1373
10	1065	1085	1132	1180	1237	1295	1368
20	1056	1081	1127	1176	1232	1290	1361
30	1052	1078	1124	1173	1228	1283	1355
40	1050	1075	1121	1168	1225	1278	1350
50	1048	1071	1118	1162	1220	1275	1342
60	1045	1067	1112	1156	1215	1268	1334
70	1040	1062	1108	1150	1210	1262	1326

Таблица А3

Зависимость плотности натурального томатного сока от содержания сухих веществ и температуры

t, °C	ρ , кг/м ³ , при концентрации сока, %						
	4,29	8,07	12,40	16,40	20,22	25,22	30,04
20	1030	1046	1061	1078	1120	1121	1141
30	1023	1038	1055	1070	1097	1118	1137
40	1017	1033	1048	1065	1090	1109	1130
50	1011	1027	1043	1061	1084	1102	1124
60	1008	1025	1038	1055	1080	1098	1118
70	1000	1015	1030	1048	1072	1090	1113
80	997	1009	1022	1041	1062	1088	1105

Таблица А4

Динамический коэффициент вязкости яблочного сока в зависимости от температуры при различных концентрациях

t, °C	μ , мПа·с, при концентрации сока, %				
	15,0	29,5	35,4	40,0	50,0
10	1,89	—	—	—	—
20	1,54	3,28	5,12	9,25	19,27
30	1,51	2,75	3,87	5,84	12,35
40	0,86	2,04	2,94	3,80	8,86
50	0,74	1,75	2,15	2,97	6,22
60	0,65	1,68	1,87	2,04	4,32
70	0,52	1,12	1,24	1,95	3,28
80	0,52	1,07	1,22	1,80	2,90

Таблица А5

Динамический коэффициент вязкости виноградного сока в зависимости от температуры при различных концентрациях

t, °C	μ, мПа·с, при концентрации сока, %				
	15	20	30	40	50
0	—	4,00	6,50	15,0	48,0
5	—	3,80	5,40	11,7	37,0
10	2,20	3,25	4,30	9,2	28,0
20	1,75	2,40	3,80	6,2	15,0
30	1,40	1,15	2,76	—	—
40	1,10	1,35	2,20	—	—
50	0,90	1,05	1,80	—	—
60	0,75	0,85	1,40	—	—
70	0,60	0,74	1,15	—	—

Таблица А6

Динамический коэффициент вязкости томатного сока в зависимости от температуры при различных концентрациях

t, °C	μ, мПа·с, при концентрации сока, %							
	4,62	6,35	10,8	11,2	13,5	14,0	17,6	25,0
30	60	95	410	450	700	1000	2500	4300
40	50	75	320	360	520	750	1800	3200
50	25	50	240	265	405	700	1400	2100
60	15	45	175	200	290	500	1000	1700
70	10	30	140	170	205	400	650	1150
80	5	25	110	130	185	250	500	1050

Таблица А7

Коэффициент теплопроводности сока в зависимости от температуры при различном содержании сухих веществ

Концентрация сока, %	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К), при температуре, °С					
	25	35	45	55	65	75
Яблочный сок						
13	52,1	55,6	55,9	58,0	60,0	62,0
20	47,5	49,7	51,6	53,4	55,3	57,8
30	44,1	46,4	47,6	50,4	52,0	54,5
40	41,5	43,3	45,0	47,5	48,8	50,7
50	39,2	41,0	42,6	44,6	46,7	47,5
60	35,4	38,6	40,0	41,9	43,1	44,3
Виноградный сок						
20	49,1	52,0	53,7	56,5	57,8	59,0
30	45,6	47,3	50,0	52,5	53,8	55,8
40	42,8	45,4	46,8	49,2	50,4	52,2
50	39,8	41,9	43,9	44,7	47,4	49,3
60	37,1	37,1	40,0	41,5	44,0	46,3

Таблица А8

Теплоёмкость виноградного сока при различной концентрации в зависимости от температуры

t, °С	с, Дж/(кг·К), при концентрации сока, %					
	15	20	30	40	50	58
20	3690	3530	3330	3180	2950	2800
30	3730	3600	3410	3250	3030	2920
40	3750	3630	3450	3290	3070	2970
50	3780	3660	3470	3300	3120	3000
60	3780	3665	3475	3300	3125	3000
70	3780	3665	3475	3300	3125	3000
80	3780	3665	3475	3300	3125	3000

Таблица А9

Зависимость динамического коэффициента вязкости вина от температуры

t, °C	μ, мПа·с			
	Сухое	Креплёное	Фруктовое	Белый мускат
-10	—	8,581*	7,110	12,405
-5	3,628**	6,865	6,865	9,385
0	2,991	5,433	4,648	7,355
5	2,451	4,285	3,697	5,805
10	2,029	3,432	2,951	4,707
15	1,716	2,765	2,412	3,824
20	1,510	2,353	2,079	3,128
25	1,343	1,981	1,765	2,599
30	1,226	1,716	1,530	2,275
35	1,128	1,471	1,324	1,981
40	1,030	1,304	1,206	1,755
45	0,980	1,177	1,088	1,569
50	0,932	1,079	1,069	1,441
55	0,902	1,030	1,049	1,373
60	0,882	1,030	1,030	1,343

*При - 9 °C

**При - 4 °C

Таблица А10

Зависимость плотности и удельной теплоёмкости вина от температуры

Т, °С	Сухое		Креплёное		Фруктовое		Белый мускат	
	ρ , кг/м ³	c , Дж/(кг·К)						
-10	-	-	1036	3529*	1019*	-	1094	3467
-5	996**	-	1036	3626	1019	3669	1093	3563
0	996	3881	1034	3680	1018	4056	1092	3601
3	996	3827	1032	3714	1017	4091	1091	3609
10	995	3785	1030	3726	1015	4095	1089	3609
15	994	3760	1028	3726	1014	4095	1088	3609
20	993	3735	1025	3726	1012	4095	1086	3609
25	992	3718	1022	3726	1010	4095	1084	3609
30	991	3710	1020	3726	1008	4095	1082	3609
35	989	3710	1017	3726	1005	4095	1080	3609
40	986	3710	1014	3726	1003	4095	1077	3609
45	984	3726	1011	3726	1000	4095	1074	3609
50	981	3739	1008	3726	998	4095	1071	3609
55	981	3756	1005	3726	995	4095	1068	3609
60	975	3789	1002	3726	993	4095	1065	3609

*При - 9 °С

**При - 4 °С

Таблица А11

Зависимость коэффициента теплопроводности вина от температуры

t, °C	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)			
	Сухое	Креплёное	Фруктовое	Белый мускат
-10	-	33,0*	31,4*	33,7
-5	40,9**	35,0	32,6	34,5
0	42,4	36,7	33,7	35,5
5	44,3	38,1	34,9	36,4
10	46,1	39,3	36,0	37,3
15	47,9	40,1	37,2	38,3
20	49,4	40,8	38,4	39,2
25	50,8	41,4	39,5	40,1
30	52,1	41,6	40,1	41,6
35	53,1	41,7	41,9	42,1
40	53,9	41,9	43,0	43,0
45	54,6	42,0	44,2	43,9
50	55,1	42,1	45,3	44,8
55	55,6	42,2	46,5	45,9
60	55,8	42,3	47,7	47,4

*При - 9 °C

**При - 4 °C

Таблица А12

Температура затвердевания вина

Сухое		Креплёное		Фруктовое		Белый мускат	
t _{ЗАТ} , °C	ρ , кг/м ³	t _{ЗАТ} , °C	ρ , кг/м ³	t _{ЗАТ} , °C	ρ , кг/м ³	t _{ЗАТ} , °C	ρ , кг/м ³
-5,0	992,5	-10,2	1022,7	-11,0	1001,9	-12,4	1084,9
-5,8	994,0	-11,6	1023,0	-12,0	1014,2	-14,2	1071,7
-5,1	992,0	-9,8	1033,4	-13,6	1058,2	-13,2	1071,2
-6,6	996,4	-12,8	1026,2	-11,2	1016,0	-	-
-5,4	991,5	-12,0	1022,7	-11,2	1002,7	-	-

Таблица А13

Теплофизические характеристики продуктов пивоваренного производства

Продукты	t, °С	ρ , кг/м ³	μ , мПа·с	c, Дж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\delta \cdot 10^3$, Н/м
Пиво Ленинградское						
Заторная масса	40	1097	-	3569	41,0	-
	80	1097	-	3646	45,6	-
Сусло неохмелённое	50	1072		3671	56,0	
	80	1056		3726	58,3	
Сусло охмелённое	50	1072		3679	57,0	
	80	1056		3730	60,5	
Готовое пиво	50	1020		3860	55,0	
	80	1020		3873	57,9	
Пиво Жигулёвское						
Заторная масса	20	1081	-	3626	46,2	-
	80	1081	-	3718	54,1	-
Сусло неохмелённое	50	1077	1,382	3758	56,3	36,7
	80	1058	0,750	3810	60,5	36,0
Сусло охмелённое	50	1048	1,097	3915	58,6	30,0
	90	1015	0,698	3960	62,0	-
Готовое пиво	50	1008	0,780	4007	55,6	43,9
	90	1000	0,409	4028	59,7	42,8

Таблица А14

Свойства водно-спиртовых паров при давлении $9,81 \cdot 10^4$ Па

Содержание спирта в жидкости		Температура кипения смеси	Содержание спирта в парах	
% мас.	% мол.		%мас.	% мол.
1,00	0,39	98,75	10,75	4,51
5,00	2,01	94,95	37,0	18,68
10,00	4,16	91,30	52,2	29,92
15,00	6,46	89,0	60,0	36,98
20,00	8,92	87,0	65,0	42,09
25,00	11,53	85,7	68,6	46,08
30,00	14,35	84,7	71,3	49,30
35,00	17,41	83,75	73,2	51,67
40,00	20,68	83,1	74,6	53,46
45,00	24,25	82,45	79,9	55,22
50,00	28,12	81,9	77,0	56,71
55,00	32,34	81,4	78,2	58,39
60,00	36,98	81,0	79,5	60,29
65,00	42,09	80,6	80,8	62,22
70,00	47,72	80,2	82,1	64,21
75,00	54,00	79,75	83,8	66,93
80,00	61,02	79,5	85,8	70,29
85,00	68,92	78,95	88,3	74,69
90,00	77,88	78,5	91,3	80,42
95,00	88,15	78,15	95,05	88,25
96,57	89,41	78,15	95,57	89,41

Таблица А15

Свойства водно - спиртовых паров при давлении 10^5 Па

Концентрация, % мас.	t, °C	ι' , кДж/кг	r, кДж/кг	ι'' , кДж/кг	ρ_p , кг/м ³
0	100,0	418,70	2256,7	2675,0	0,589
5	99,4	424,56	2185,6	2610,0	0,620
10	98,8	426,24	2114,4	2540,0	0,643
15	98,2	423,30	2043,0	2466,5	0,667
20	97,6	420,79	1972,1	2392,9	0,694
25	97,0	420,37	1902,9	2383,4	0,722
30	96,0	417,86	1833,9	2250,5	0,750
35	95,3	406,97	1762,7	2169,7	0,785
40	94,0	397,34	1691,5	2087,2	0,817
45	93,2	382,27	1624,5	2006,8	0,854
50	91,9	369,29	1553,4	1922,6	0,887
55	90,6	356,73	1484,3	1841,0	0,933
60	89,0	342,91	1415,2	1758,1	0,976
65	87,0	322,81	1346,0	1668,9	1,025
70	85,1	306,48	1277,0	1585,2	1,085
75	82,8	284,29	1210,0	1494,3	1,145
80	80,8	260,1	1143,0	1403,0	1,214
85	79,6	249,96	1071,8	1321,8	1,295
90	78,7	237,40	996,5	1233,9	1,380
95	78,2	222,74	925,3	1148,0	1,480
100	78,3	209,76	854,1	1063,9	1,598

Таблица А16

Плотность водно - спиртовых растворов при различной температуре

t, °C	$\rho, \text{кг/м}^3$, при концентрации, % мас.										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
-20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	823
0	1000	-	977	-	947	-	904	-	857	-	806
20	998	982	969	954	935	914	891	868	844	818	789
30	996	979	964	948	928	906	883	859	836	809	781
40	994	975	959	941	920	898	874	850	826	800	772
50	988	971	953	935	912	889	865	841	817	791	763
60	983	964	947	927	903	880	856	831	807	781	754
70	978	957	939	919	894	871	846	822	797	772	744
80	972	954	932	910	885	862	837	812	787	762	735
100	958	-	922	-	885	-	835	-	783	-	716
120	943	-	910	-	872	-	820	-	768	-	683

Таблица А17

Динамический коэффициент вязкости водно - спиртовых растворов при различной температуре

t, °C	$\mu, \text{мПа}\cdot\text{с}$, при концентрации, % мас.										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
10	-	2,162	3,235	4,095	4,355	4,774	3,787	3,268	2,663	2,048	1,480
20	0,988	1,548	2,168	2,670	2,867	2,832	2,642	2,369	1,998	1,601	1,221
30	0,801	1,153	1,539	1,849	1,941	2,001	1,906	1,744	1,519	1,270	0,997
40	0,653	0,896	1,144	1,353	1,455	1,475	1,426	1,328	1,181	1,022	0,824
50	0,549	0,725	0,896	1,038	1,116	1,136	1,109	1,044	0,950	0,835	0,695
60	0,470	0,602	0,728	0,826	0,887	0,904	0,887	0,841	0,778	0,695	0,590
70	0,405	0,509	0,606	0,677	0,724	0,739	0,727	0,696	0,648	0,589	0,506
75	-	0,481	0,578	0,625	0,665	0,600	0,700	0,650	0,605	-	-

Таблица А18

Коэффициент теплопроводности водно - спиртовых растворов при различной температуре

t, °C	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К), при концентрации, % мас.										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
20	0,61	0,55	0,50	0,45	0,41	0,35	0,30	0,27	0,24	0,23	0,19
30	0,62	0,57	0,52	0,48	0,42	0,37	0,33	0,28	0,26	0,24	0,19
40	0,64	0,58	0,54	0,49	0,44	0,38	0,34	0,30	0,27	0,26	0,18
50	0,65	0,61	0,55	0,50	0,45	0,39	0,36	0,31	0,28	0,27	0,18
60	0,66	0,62	0,56	0,51	0,46	0,41	0,37	0,33	0,29	0,28	0,18
70	0,66	0,62	0,57	0,52	0,48	0,42	0,38	0,34	0,30	0,28	0,18
80	0,6	0,63	0,58	0,54	0,49	0,43	0,38	0,35	0,31	0,29	0,18

Таблица А19

Теплоёмкость водно - спиртовых растворов при различной температуре

t, °C	с, Дж/(кг·К), при концентрации, % мас.										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
20	4183	4262	4304	4212	3961	3789	3550	3266	2998	2730	2403
30	4199	4270	4310	4270	4100	3850	3600	3350	3100	2810	2510
40	4183	4283	4312	4245	4091	3873	3663	3429	3140	2906	2600
50	4199	4270	4310	4400	4190	4020	3850	3680	3220	2930	2720
60	4187	4283	4342	4275	4132	3948	3776	3584	3341	3140	2948
70	4212	4310	4310	4480	4350	4230	4100	3940	3640	3350	2970
80	4216	4310	4310	4520	4400	4310	4230	4100	3850	3560	3100
90	-	4310	4310	4560	4440	4400	4350	4270	4060	3770	3260
100	-	4350	4310	4600	4480	4480	4480	4430	4270	3980	3430
110	-	4310	4310	4650	4520	4560	4600	4600	4480	4190	3600

Свойства насыщенного водяного пара в зависимости от температуры

Температура, °С	Давление (абсолютное), кгс/см ²	Удельный объем, м ³ /кг	Плотность, кг/м ³	Удельная энтальпия жидкости i' , кДж/кг	Удельная энтальпия пара i'' , кДж/кг	Удельная теплота парообразования r , кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7
0	0,0062	206,5	0,00484	0	2493,1	2493,1
5	0,0089	147,1	0,00680	20,95	2502,7	2481,7
10	0,0125	106,4	0,00940	41,90	2512,3	2470,4
15	0,0174	77,9	0,01283	62,85	2522,4	2459,5
20	0,0238	57,8	0,01729	83,80	2532,0	2448,2
25	0,0323	43,40	0,02304	104,75	2541,7	2436,9
30	0,0433	32,93	0,03036	125,70	2551,3	2425,6
35	0,0573	25,25	0,03960	146,65	2561,0	2414,3
40	0,0752	19,55	0,05114	167,60	2570,6	2403,0
45	0,0977	15,28	0,06543	188,55	2579,8	2391,3
50	0,1258	12,054	0,0830	209,50	2589,5	2380,0
55	0,1605	9,589	0,1043	230,45	2598,7	2368,2
60	0,2031	7,687	0,1301	251,40	2608,3	2356,9
65	0,2550	6,209	0,1611	272,35	2617,5	2345,2
70	0,3177	5,052	0,1979	293,30	2626,3	2333,0
75	0,393	4,139	0,2416	314,3	2636	2321
80	0,483	3,414	0,2929	335,2	2644	2310
85	0,590	2,832	0,3531	356,2	2653	2297
90	0,715	2,365	0,4229	377,1	2662	2285
95	0,862	1,985	0,5039	398,1	2671	2273
100	1,033	1,675	0,5970	419,0	2679	2260
105	1,232	1,421	0,7036	440,4	2687	2248
110	1,461	1,212	0,8254	461,3	2696	2234
115	1,724	1,038	0,9635	482,7	2704	2221
120	2,025	0,893	1,1199	504,1	2711	2207
125	2,367	0,7715	1,296	525,4	2718	2194
130	2,755	0,6693	1,494	546,8	2726	2179
135	3,192	0,5831	1,715	568,2	2733	2165
140	3,685	0,5096	1,962	589,5	2740	2150
145	4,238	0,4469	2,238	611,3	2747	2125

Окончание таблицы А20

1	2	3	4	5	6	7
150	4,855	0,3933	2,543	632,7	2753	2120
160	6,303	0,3075	3,252	654,1	2765	2089
170	8,080	0,2431	4,113	719,8	2776	2056
180	10,23	0,1944	5,145	763,8	2785	2021
190	12,80	0,1568	6,378	808,3	2792	1984
200	15,85	0,1276	7,840	852,7	2798	1945
210	19,55	0,1045	9,567	897,9	2801	1904
220	23,66	0,0862	11,600	943,2	2803	1860
230	28,53	0,07155	13,98	989,3	2802	1813
240	34,13	0,05967	16,76	1035	2799	1763
250	40,55	0,04998	20,01	1082	2792	1710
260	47,85	0,04199	23,82	1130	2783	1653
270	56,11	0,03538	28,27	1178	2770	1593
280	65,42	0,02988	33,47	1226	2754	1528
290	75,88	0,02525	39,60	1275	2734	1459
300	87,6	0,02131	46,93	1327	2710	1384
310	100,7	0,01799	55,59	1380	2682	1302
320	115,2	0,01516	65,95	1437	2650	1213
330	131,3	0,01273	78,53	1498	2613	1117
340	149,0	0,01064	93,98	1564	2571	1009
350	168,6	0,00884	113,2	1638	2519	881,2
360	190,3	0,00716	139,6	1730	2444	713,6
370	214,5	0,00585	171,0	1890	2304	411,5
374	225	0,00310	322,6	2100	2100	0

Пересчет в СИ: $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,881 \cdot 10^4 \text{ Па}$.

Свойства насыщенного водяного пара в зависимости от давления

Давление (абсолютное), кгс/см ²	Темпе- ратура, °С	Удельный объем, м ³ /кг	Плот- ность, кг/м ³	Удельная энтальпия жидкости i', кДж/кг	Удельная энтальпия пара i'', кДж/кг	Удельная теплота парооб- разования r, кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7
0,01	6,6	131,60	0,00760	27,7	2506	2478
0,015	12,7	89,64	0,01116	53,2	2518	2465
0,02	17,1	68,27	0,01465	71,6	2526	2455
0,025	20,7	55,28	0,01809	86,7	2533	2447
0,03	23,7	46,53	0,02149	99,3	2539	2440
0,04	28,6	35,46	0,02820	119,8	2548	2429
0,05	32,5	28,73	0,03481	136,2	2556	2420
0,06	35,8	24,19	0,04133	150,0	2562	2413
0,08	41,1	18,45	0,05420	172,2	2573	2400
0,10	45,4	14,96	0,06686	190,2	2581	2390
0,12	49,0	12,60	0,07937	205,3	2588	2382
0,15	53,6	10,22	0,09789	224,6	2596	2372
0,20	59,7	7,977	0,1283	250,1	2607	2358
0,30	68,7	5,331	0,1876	287,9	2620	2336
0,40	75,4	4,072	0,2456	315,9	2632	2320
0,50	80,9	3,304	0,3027	339,0	2642	2307
0,60	85,5	2,785	0,3590	358,2	2650	2296
0,70	89,3	2,411	0,4147	375,0	2657	2286
0,80	93,0	2,128	0,4699	389,7	2663	2278
0,90	96,2	1,906	0,5246	403,1	2668	2270
1,0	99,1	1,727	0,5790	415,2	2677	2264
1,2	104,2	1,457	0,6865	437,0	2686	2249
1,4	104,2	1,261	0,7931	456,3	2693	2237
1,6	112,7	1,113	0,898	473,1	2703	2227
1,8	116,3	0,997	1,003	483,6	2709	2217
2,0	119,6	0,903	1,107	502,4	2710	2208
3,0	132,9	0,6180	1,618	558,9	2730	2171
4,0	142,9	0,4718	2,120	601,1	2744	2141
5,0	151,1	0,3825	2,614	637,7	2754	2117

Окончание таблицы А21

1	2	3	4	5	6	7
6,0	158,1	0,3222	3,104	667,9	2768	2095
7,0	164,2	0,2785	3,591	694,3	2769	2075
8,0	169,6	0,2454	4,075	718,4	2776	2057
9,0	174,5	0,2195	4,536	740,0	2780	2040
10	179,0	0,1985	5,037	759,6	2784	2024
11	183,2	0,1813	5,516	778,1	2787	2009
12	187,1	0,1668	5,996	795,3	2790	1995
13	190,7	0,1545	6,474	811,2	2793	1984
14	194,1	0,1438	6,952	826,7	2795	1968
15	197,4	0,1346	7,431	840,9	2796	1956
16	200,4	0,1264	7,909	854,8	2798	1943
17	203,4	0,1192	8,389	867,7	2799	1931
18	206,2	0,1128	8,868	880,3	2800	1920
19	208,8	0,1070	9,349	892,5	2801	1909
20	211,4	0,1017	9,83	904,2	2802	1898
30	232,8	0,06802	14,70	1002	2801	1800
40	249,2	0,05069	19,73	1079	2793	1715
50	262,7	0,04007	24,96	1143	2780	1637
60	274,3	0,03289	30,41	1199	2763	1565
70	284,5	0,02769	36,12	1249	2746	1497
80	293,6	0,02374	42,13	1294	2726	1432
90	301,9	0,02064	48,45	1337	2705	1369
100	309,5	0,01815	55,11	1377	2684	1306
120	323,1	0,01437	69,60	1455	2638	1183
140	335,0	0,01164	85,91	1531	2592	1061
160	345,7	0,00956	104,6	1606	2540	934
180	355,4	0,00782	128,0	1684	2483	799
200	364,2	0,00614	162,9	1783	2400	617
225	374,0	0,00310	322,6	2100	2100	0

Пересчет в СИ: $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,881 \cdot 10^4 \text{ Па}$.

Физические свойства воды (на линии насыщения)

p , кгс/ см ²	t , °C	ρ , кг/м ³	i , кДж/кг·К	c , кДж/кг·К	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/м·К	$\alpha \cdot 10^7$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, К ⁻¹	$\sigma \cdot 10^4$, кг/с ²	Pr
1	0	1000	0	4,23	55,1	1,31	1790	1,79	-0,63	756	13,7
1	10	1000	41,9	4,19	57,5	1,37	1310	1,31	+0,70	762	9,52
1	20	998	83,8	4,19	59,9	1,43	1000	1,01	1,82	727	7,02
1	30	996	126	4,18	61,8	1,49	804	0,81	3,21	712	5,42
1	40	992	168	4,18	63,4	1,53	657	0,66	3,87	697	4,31
1	50	988	210	4,18	64,8	1,57	549	0,556	4,49	677	3,54
1	60	983	251	4,18	65,9	1,61	470	0,478	5,11	662	2,98
1	70	978	293	4,19	66,8	1,63	406	0,415	5,70	643	2,55
1	80	972	335	4,19	67,5	1,66	355	0,365	6,32	626	2,21
1	90	965	377	4,19	68,0	1,68	315	0,326	6,95	607	1,95
1,03	100	958	419	4,23	68,3	1,69	282	0,295	7,5	589	1,75
10,46	110	951	461	4,23	68,5	1,69	256	0,268	8,0	569	1,58
2,02	120	943	503	4,23	68,6	1,72	231	0,244	8,6	549	1,43
2,75	130	935	545	4,27	68,6	1,72	212	0,226	9,2	529	1,32
3,68	140	926	587	4,27	68,5	1,72	196	0,212	9,7	507	1,23
4,85	150	917	629	4,32	68,4	1,72	185	0,202	10,3	487	1,17
6,30	160	907	671	4,36	68,3	1,72	174	0,191	10,8	466	1,10
8,08	170	897	713	4,40	67,9	1,72	163	0,181	11,5	444	1,05
10,23	180	887	755	4,44	67,5	1,72	153	0,173	12,2	424	1,01

Таблица А23

Температурная депрессия сахарных растворов

Концентрация раствора, %	Δ , °C, при температуре в надсоковом пространстве аппарата °C															
	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	
10	0,1	0,1	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	
15	0,15	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	
20	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	
25	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,6	0,6	0,6	
30	0,5	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,8	0,8	0,8	0,8	
35	0,7	0,7	0,7	0,8	0,8	0,8	0,8	0,9	0,9	0,9	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	
40	0,9	1,0	1,0	1,0	1,0	1,1	1,1	1,2	1,2	1,2	1,3	1,3	1,3	1,4	—	
45	1,3	1,3	1,3	1,4	1,4	1,5	1,5	1,6	1,6	1,7	1,7	1,7	1,9	—	—	
50	1,6	1,6	1,7	1,7	1,8	1,9	1,9	2,0	2,0	2,1	2,2	2,2	2,3	—	—	
55	2,0	2,1	2,2	2,2	2,3	2,4	2,5	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	—	—	—	
60	2,6	2,7	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4	3,6	3,7	—	—	—	
65	3,3	3,4	3,5	3,6	3,8	3,9	4,0	4,1	4,3	4,4	4,6	—	—	—	—	
70	4,2	4,3	4,4	4,8	4,8	4,9	5,1	5,3	5,4	5,6	5,8	—	—	—	—	

ПРИЛОЖЕНИЯ Б.

**Технические характеристики выпарных аппаратов
и теплообменников**

Таблица Б1

Обозначение выпарных аппаратов и их элементов (ГОСТ 2.788 – 74)

Наименование	Обозначение
<p>Обечайки:</p> <p>а) под атмосферным давлением</p> <p>б) под внутренним давлением выше атмосферного</p> <p>в) под внутренним давлением ниже атмосферного</p> <p>Днища:</p> <p>а) под атмосферным давлением</p> <p>б) под внутренним давлением выше атмосферного</p> <p>в) под внутренним давлением ниже атмосферного</p> <p>Корпуса аппаратов:</p> <p>а) под атмосферным давлением</p> <p>б) под внутренним давлением выше атмосферного</p> <p>в) под внутренним давлением ниже атмосферного</p> <p>Аппараты выпарные с естественной циркуляцией:</p> <p>а) с соосной греющей камерой</p> <p>б) с выносной греющей камерой</p>	

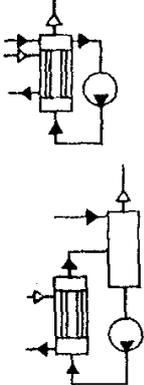
<p>Аппараты выпарные с принудительной циркуляцией:</p> <p>а) с соосной греющей камерой</p> <p>б) с выносной греющей камерой</p>	
--	---

Таблица Б2

Типы выпарных трубчатых аппаратов (ГОСТ 11987—81)

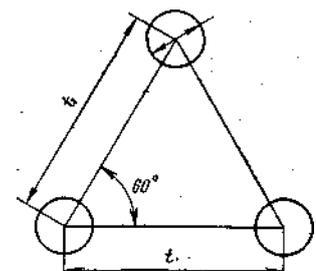
Тип	Наименование	Исполнение	Назначение
1	2	3	4
1	Выпарные трубчатые аппараты с естественной циркуляцией	<p>1 — с соосной двухходовой греющей камерой</p> <p>2 — с вынесенной греющей камерой</p> <p>3 — с соосной греющей камерой и солеотделением</p>	<p>Упаривание растворов, не образующих осадка на греющих трубках, а также при незначительных накипь образованиях на трубках, удаляемых промывкой.</p> <p>Упаривание растворов, выделяющих незначительный док, удаляемый механическим способом.</p> <p>Упаривание растворов, выделяющих кристаллы и образующих осадок, удаляемый промывкой.</p>

1	2	3	4
2	Выпарные трубчатые аппараты с принудительной циркуляцией	1 — с вынесенной греющей камерой 2 — с соосной греющей камерой	Упаривание вязких растворов или выделяющих осадок на греющих трубках, удаляемый механическим способом. Упаривание вязких чистых растворов, не выделяющих осадок, а также при незначительных накипь образованиях на трубках, удаляемых промывкой.
3	Выпарные трубчатые аппараты пленочные	1 — с восходящей пленкой 2 — со стекающей пленкой	Упаривание пенящихся растворов. Упаривание вязких и термонестойких растворов.

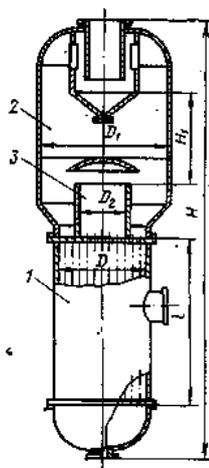
Шаг и размещение трубок в греющих камерах должны соответствовать размерам, указанным ниже:

Диаметр трубки d , мм
38; 57

Шаг разбивки t , мм
48; 70



Выпарной аппарат с естественной циркуляцией и соосной двухходо-
вой греющей камерой (тип 1, исполнение 1)



- 1 — греющая камера;
2 — сепаратор;
3 — распределительная камера.

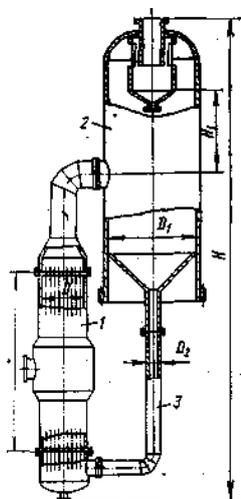
Техническая характеристика (размеры в мм)

Поверхность теплообмена (номинальная), м ² , при диаметре трубы 38x2 и длине	Диаметр греющей камеры D, не менее		Диаметр сепаратора D ₁ , не более	Диаметр циркуляционной трубы D ₂ , не более	Высота аппарата Н, не более	Масса аппарата, кг, не более
	L=3000	L=4000				
10	—	400	600	250	10500	1000
16	—	600	800	300	10500	1200
25	—	600	1000	400	11000	2200
40	—	800	1200	500	11000	3000
63	—	1000	1400	600	11500	4800
100	—	1000	1800	700	11500	6000
—	160	1200	2400	1200	12500	8600
—	250	1400	3000	1400	12500	13000
—	400	1800	3800	1800	12500	21000

Примечания: 1. Высота парового пространства Н₁ — не более 2000 мм.

2. Условное давление в греющей камере — от 0,014 до 1,6 МПа; в сепараторе — от 0,0054 до 1,0 МПа.

Выпарной аппарат с естественной циркуляцией и вынесенной греющей камерой (тип 1, исполнение 2)



- 1 — греющая камера;
2 — сепаратор;
3 — циркуляционная труба.

Техническая характеристика (размеры в мм)

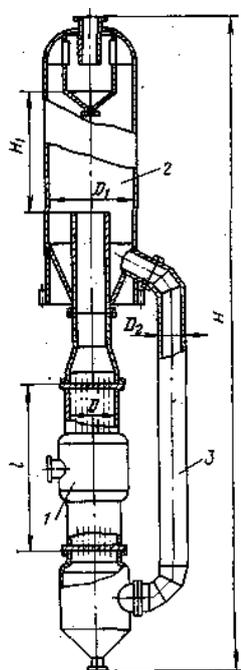
Поверхность теплообмена (номинальная), м ² , при диаметре трубы 38x2 и длине		Диаметр греющей камеры D, не менее	Диаметр сепаратора D ₁ , не более	Диаметр циркуляционной трубы D ₂ , не более	Высота аппарата H, не более	Масса аппарата кг, не более
L=4000	L=5000					
10	—	400	600	200	12000	1700
16	—	400	800	250	12000	2500
25	—	600	1000	300	12500	3000
40	—	600	1200	400	12500	4700
63	—	800	1600	500	13000	7500
100	12	1000	1800	600	13000	8500
125	140	1000	2200	700	13500	11500
160	180	1200	2400	700	13500	12000
200	224	1200	2800	800	14500	14800
250	280	1400	3200	900	14500	15000
315	355	1600	3600	1000	15000	21000
—	400	1600	3800	1000	15000	26500
—	450	1600	4000	1000	15000	31800
—	500	1600	4500	1200	16500	33000
—	560	1800	4500	1200	17000	38300
—	630	1800	5000	1200	17000	40000
—	710	2000	5000	1400	18000	50000
—	800	2000	5600	1400	18000	55000

Примечания. 1. Высота парового пространства H₁ – не более 2500 мм.

2. Условное давление в греющей камере – от 0,014 до 1,0 МПа; в сепараторе – от 0,0054 до 1,0 МПа.

Таблица Б5

Выпарной аппарат с естественной циркуляцией, соосной греющей камерой и солеотделением (тип 1, исполнение 3)



- 1 — греющая камера;
2 — сепаратор;
3 — циркуляционная труба.

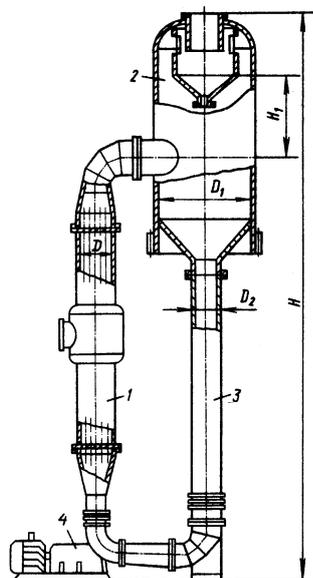
Техническая характеристика (размеры в мм)

Поверхность теплообмена (номинальная), м ² , при диаметре трубы 38x2 и длине		Диаметр греющей камеры D, не менее	Диаметр сепаратора D ₁ , не более	Диаметр циркуляционной трубы D ₂ , не более	Высота аппарата H, не более	Масса аппарата, кг, не более
L=4000	L=6000					
10	—	400	600	200	14500	1 900
16	—	400	800	250	14500	2500
25	—	600	1000	300	14500	2700
40	50	600	1200	400	15500	3000
63	80	800	1600	500	15500	3500
100	112	1000	1800	600	15500	5200
125	140	1000	2200	700	16000	10000
160	180	1200	2400	700	16000	12500
200	224	1200	2800	800	16000	15000
250	280	1400	3200	900	16500	20000
315	355	1600	3600	1000	17500	23000
—	400	1600	3800	1000	17500	30000
—	450	1600	4000	1000	18000	31500
—	500	1600	4500	1200	18000	33000
—	560	1600	4500	1200	18000	40000
—	630	1800	5000	1200	19000	43500
—	710	1800	5600	1400	19000	48500
—	800	2000	5600	1400	19000	50000

Примечания. 1. Высота парового пространства H₁ — не более 2500 мм.

2. Условное давление в греющей камере — от 0,014 до 1,0 МПа, в сепараторе — от 0,0054 до 1,0 МПа, 1,6 МПа; в сепараторе — от 0,0054 до 1,6 МПа.

Выпарной аппарат с принудительной циркуляцией и вынесенной греющей камерой (тип 2, исполнение 1)



1 — греющая камера; 2 — сепаратор; 3 — циркуляционная труба.

Техническая характеристика (размеры в мм)

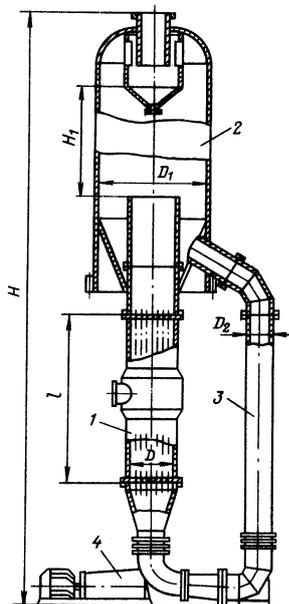
Поверхность теплообмена (номинальная), м ²	Диаметр греющей камеры D, не менее	Диаметр сепаратора D ₁ , не более	Диаметр циркуляционной трубы D ₂ , не более	Высота аппарата H, не более	Масса аппарата, кг, не более
25	400	1200	200	19000	6000
40	600	1400	250	19000	6600
63	600	1900	400	19000	8300
100	800	2200	500	21000	11300
125	800	2600	500	21000	13000
160	1000	2800	600	21000	15500
200	1000	3000	600	23500	19000
250	1200	3400	700	23500	26500
315	1200	3800	800	23500	29800
400	1400	4000	900	25000	32000
500	1600	4500	1000	25000	42000
630	1800	5000	1000	25000	55000
800	2000	5600	1200	25500	62000
1000	2200	6300	1400	25500	65000

Примечания: 1. Высота парового пространства H₁ — не более 3000 мм.

2. Условное давление в греющей камере — от 0,014 до 1,6 МПа, в сепараторе — от 0,0054 до 1,0 МПа;

3. Диаметр трубы d=38x2, длина l=6000 мм.

Выпарной аппарат с принудительной циркуляцией и соосной греющей камерой (тип 2, исполнение 2)



Техническая характеристика (размеры в мм)

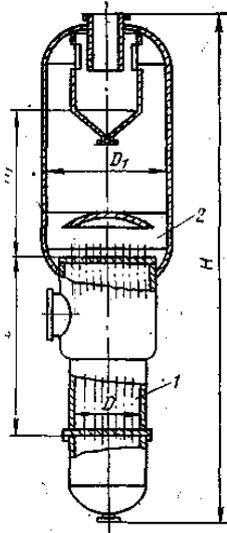
Поверхность теплообмена (номинальная), м ²	Диаметр греющей камеры D, не менее	Диаметр сепаратора D ₁ , не более	Диаметр циркуляционной трубы D ₂ , не более	Высота аппарата H, не более	Масса аппарата, кг, не более
25	400	1000	200	19500	6200
40	600	1200	250	19500	7000
63	600	1600	400	19500	9500
100	800	1800	500	21500	14500
125	800	2200	500	21500	15500
160	1000	2400	600	21500	20000
200	1000	2800	600	24500	22500
250	1200	3200	700	24500	28000
315	1200	3600	800	24500	36000
400	1400	3800	900	26000	44500
500	1600	4000	1000	26000	55500
630	1800	4500	1000	26000	69500
800	2000	5000	1200	26500	87500
1000	2200	5600	1400	26500	112000

Примечания: 1. Высота парового пространства H₁ — не более 3000 мм.

2. Условное давление в греющей камере — от 0,014 до 1,6 МПа, в сепараторе — от 0,0054 до 1,0 МПа.

3. Диаметр трубы d=38x2, длина l=6000 мм.

Выпарной аппарат с восходящей пленкой (тип 3, исполнение 1)



1 – греющая камера;
2 – сепаратор.

Техническая характеристика (размеры, мм)

Поверхность теплообмена (номинальная), м ²		При диаметре трубы 57x2,5 и длине L=7000	Диаметр греющей камеры D, не менее	Диаметр сепаратора D ₁ , не бо- лее	Высота аппара- та H, не более	Масса аппара- та, кг, не бо- лее
При диаметре трубы 38x2 и длине						
L=5000	L=7000					
1	2	3	4	5	6	7
10	—	10	400	600	11000	2200
16	—	16	400	800	11000	3000
25	—	25	600	1000	11000	3600
40	—	40	600	1200	11000	4400
63	—	63	800	1400	12000	5000
100	—	100	800	1800	12000	7000
125	—	125	1000	2200	12000	9000
160	—	160	1000	2400	12000	10000
200	—	200	1200	2800	12500	11500
224	—	224	1200	2800	12500	12000
250	—	250	1200	3000	12500	13000

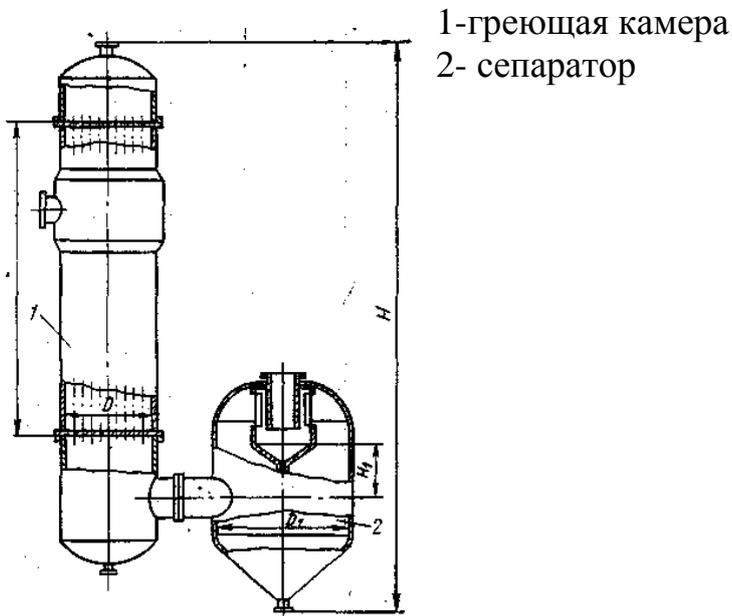
1	2	3	4	5	6	7
280	—	280	1400	3200	12500	14000
315	—	315	1400	3400	13000	15000
355	—	355	1400	3600	13000	18500
400	—	400	1600	3800	13000	20000
450	—	450	1600	4000	13500	22500
500	—	500	1800	4500	13500	24000
560	—	560	1800	4500	13500	26000
630	—	630	1800	5000	14000	29000
710	—	710	2000	5000	14000	31000
800	—	800	2200	5600	14500	37800
—	—	900	2200	5600	14500	40500
—	1000	—	2000	6300	14500	42600
—	—	1120	2400	6300	15000	45400
—	1250	—	2200	6300	15000	51900
—	—	1400	2800	7000	16000	60300
—	1000	—	2400	7500	16000	70200
—	—	1800	3000	8000	16500	75000
—	2000	—	2800	8500	16500	83000
—	—	2240	3200	9000	17000	90000
—	2500	—	3000	9500	17000	103000
—	2800	—	3200	10000	18000	120000
—	3150	—	3400	10000	18000	130000

Примечания. 1. Высота парового пространства H_1 – не более 2500 мм.

2. Условное давление в греющей камере – от 0,014 до 1,6 мПа, в сепараторе 0,0054 до 1,6 мПа.

Таблица Б9

Выпарной аппарат со стекающей пленкой (тип 3, исполнение 2)

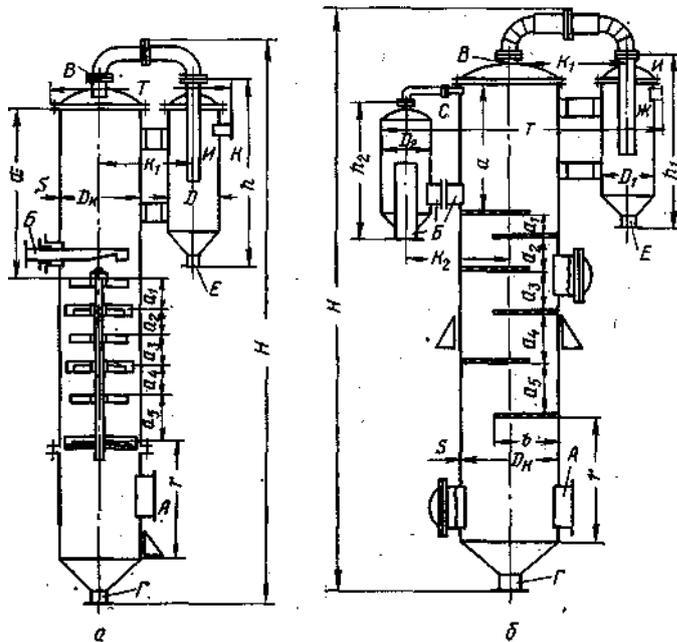


Техническая характеристика (размеры в мм)

Поверхность теплообмена (номинальная), м ² . при диаметре трубы 38x2 и длине		Диаметр греющей камеры D, не менее	Диаметр сепаратора D ₁ , не более	Высота аппарата H, не более	Высота парового пространства H ₁ , не более	Масса аппарата, кг, не более
L=4000	L=6000					
10	12,5	400	600	9000	1500	1500
16	20	400	800	9000	1500	2000
25	31,5	600	1000	9500	1500	2900
40	50	600	1200	9500	1500	3600
63	80	800	1600	10500	1500	5800
100	112	1000	1800	12000	2000	8800
125	140	1000	2200	12000	2000	10000
160	180	1200	2400	12500	2000	13000
200	224	1200	2800	12500	2000	15000
250	280	1400	3200	13500	2000	20000
315	355	1600	3600	15000	2000	23500
—	400	1600	3800	15000	2000	30500
—	450	1600	4000	16000	2000	32500
—	500	1600	4500	16000	2000	35500
—	560	1600	4500	16000	2000	40000
—	630	1800	5000	17000	2000	45500
—	710	1800	5000	17000	2000	51000
—	800	2000	5600	18000	2000	58500

Примечание. Условное давление в греющей камере от 0,014 до 1,6 МПа; в сепараторе — от 0,0054 до 1,0 МПа.

Основные размеры барометрических конденсаторов



Техническая характеристика (размеры, мм)

Размеры	Внутренний диаметр конденсатора d, мм						
	500	600	800	1000	1200	1600	2000
1	2	3	4	5	6	7	8
Толщина стенки аппарата, S	5	5	5	6	6	6	10
Расстояние от верхней полки до крышки аппарата, α	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300
Расстояние от нижней полки до днища аппарата, γ	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200
Ширина полки, b	—	—	500	650	750	1000	1250
Расстояние между осями конденсатора и ловушки							
K ₁	675	725	950	1100	1200	1450	1650
K ₂	—	—	835	935	1095	1355	1660
Высота установки, H	4300	4550	5080	5680	6220	7530	8500
Ширина установки, T	1300	1400	2350	2600	2975	3200	3450
Диаметр ловушки, D	400	400	500	500	600	800	800
Высота ловушки, h	1440	1440	1700	1900	2100	2300	2300
Диаметр ловушки, D ₁	—	—	400	500	500	600	800

Окончание таблицы Б10

1	2	3	4	5	6	7	8
Высота ловушки, h_1	—	—	1350	1350	1400	1450	1550
Расстояние между полками:							
α_1	220	260	200	250	300	400	500
α_2	260	300	260	320	400	500	650
α_3	320	360	320	400	480	640	800
α_4	360	400	380	475	575	750	950
α_5	390	430	440	550	660	880	1070
Условные проходы штуцеров:							
для входа пара (А)	300	350	350	400	450	600	800
для входа воды (Б)	100	125	200	200	250	300	400
для выхода парогазовой смеси (В)	80	100	125	150	200	200	250
для барометрической трубы (Г)	125	150	200	200	250	300	400
Воздушник (С):	—	—	25	25	25	25	25
для входа парогазовой смеси (И)	80	100	180	150	260	200	250
для выхода парогазовой смеси (Ж)	50	70	80	100	150	200	250
для барометрической трубы (Е)	50	50	70	70	80	80	100

Таблица Б11

Техническая характеристика вакуум-насосов типа ВВН

Типо-размер	Остаточное давление, мм рт. ст.	Производительность, м ³ /сек	Мощность на валу, кВт	Типо-размер	Остаточное давление, мм рт. ст.	Производительность, м ³ /сек	Мощность на валу, кВт
ВВН-0,75	110	0,75	1,3	ВВН- 12	23	12	20
ВВН-1,5	110	1,5	2,1	ВВН- 25	15	25	48
ВВН-3	75	3	6,5	ВВН- 50	15	50	94
ВВН-6	38	6	12,5				

Таблица Б12

Основные характеристики теплообменников ТН и ТК и холодильников ХН и ХК с трубами 25x2 мм (ГОСТ 15118-79, ГОСТ 15120-79, 15122-79)

n_p – число рядов труб по вертикали для горизонтальных аппаратов – по ГОСТ 15118-79; h – расстояние между перегородками.

Диаметр кожуха (внутренний) D , мм	Число труб, n	Длина труб l , м							Проходное сечение, m^2			n_p	h , мм
		1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	$S_T \cdot 10^2$	$S_M \cdot 10^2$	$S_B \cdot 10^2$		
		Поверхность теплообмена F , m^2											
Одноходовые													
159*	13	1,0	1,5	2	3	–	–	–	0,5	0,8	0,4	5	100
273*	37	3,0	4,5	6	9	–	–	–	1,3	1,1	0,9	7	130
325*	62	–	7,5	10	14,5	19,5	–	–	2,1	2,9	1,3	9	180
400	111	–	–	17	26	35	52	–	3,8	3,1	2,0	11	250
600	257	–	–	40	61	81	121	–	8,9	5,3	4,0	17	300
800	465	–	–	73	109	146	219	329	16,1	7,9	6,9	23	350
1000	747	–	–	–	176	235	352	528	25,9	14,3	10,6	29	520
1200	1083	–	–	–	–	340	510	765	37,5	17,9	16,4	35	550
Двухходовые													
325*	56	–	6,5	9	13	17,5	–	–	1,0	1,5	1,3	8	180
400	100	–	–	16	24	31	47	–	1,7	2,5	2,0	10	250
600	240	–	–	38	57	75	113	–	4,2	4,5	4,0	16	300
800	442	–	–	69	104	139	208	312	7,7	7,0	6,5	22	350
1000	718	–	–	–	169	226	338	507	12,4	13,0	10,6	28	520
1200	1048	–	–	–	–	329	494	740	17,9	16,5	16,4	34	550
Четырехходовые													
600	206	–	–	32	49	65	97	–	1,8	4,7	4,0	14	300
800	404	–	–	63	95	127	190	285	3,0	7,0	6,5	20	350
1000	666	–	–	–	157	209	314	471	5,5	13,0	10,6	26	520
1200	986	–	–	–	–	310	464	697	8,4	16,5	16,4	32	550
Шестиходовые													
600	196	–	–	31	46	61	91	–	1,1	4,5	3,7	14	300
800	384	–	–	60	90	121	181	271	2,2	7,0	7,0	20	350
1000	642	–	–	–	151	202	302	454	3,6	13,0	10,2	26	520
1200	958	–	–	–	–	301	451	677	5,2	16,5	14,2	32	550

* Наружный диаметр кожуха

Таблица Б13

Поверхности теплообмена (по $d_{нар}$) испарителей ИН и ИК и конденсаторов КН и КК с трубами 25x2 мм по ГОСТ 15119-79

Диаметр кожуха (внутренний), мм	Число труб		Длина труб, м				Типы аппаратов
	Общее	На один ход	2	3	4	6	
			Площадь поверхности теплообмена, м ² (по $d_{нар}$)				
Одноходовые							
600	261	261	40	61	81	-	Испарители ИН, ИК
800	473	473	74	112	150	-	
1000	783	783	121	182	244	-	
1200	1125	1125	-	260	348	-	
1400	1549	1549	-	358	480	-	
Двухходовые							
1	2	3	4	5	6	7	
600	244	122	-	57	76	114	
800	450	225	-	106	142	212	
1000	754	377	-	175	234	353	
1200	1090	545	-	-	318	509	
1400	1508	754	-	-	-	706	
Четырехходовые							
600	210	52,5	-	49	65	98	Конденсаторы КН, КК
800	408	102	-	96	128	193	
1000	702	175,5	-	163	218	329	
1200	1028	257	-	-	318	479	
1400	1434	358,5	-	-	-	672	
Шестиходовые							
600	198	33	-	46	62	93	
800	392	65,3	-	93	123	185	
1000	678	113	-	160	213	319	
1200	1000	166,6	-	-	314	471	
1400	1400	233,3	-	-	-	659	

Таблица Б14

Количество ходов по трубам K , общее число труб n , площади проходных сечений одного хода по трубам S_T и в вырезе перегородки $S_{с.ж}$, расстояния по диагонали до хорды сегмента h_1 и допускаемая разность температур кожуха (t_k) и труб (t_r) при $P_y \leq 1,0$ МПа и $t_r \leq 250$ °С для труб 25x2 мм с шагом 32 мм для стали 10 и 20 (исполнение М1)

Диаметр кожуха (внутренний), мм	K	n	$S_T * 10^2, \text{ м}^2$	$S_{с.ж} * 10^2, \text{ м}^2$	$h_1, \text{ мм}$	$(t_r - t_k)_{\text{макс}}, \text{ К}$ (для ТН, ХН, КН, ИН)
150	1	13	0,4	0,5	25	Для ХН 20 Для ТН 30
259	1	37	1,4	1,3	40	
325	1	61	2,1	1,4	55	
	2	52	0,9			
400	1	111	3,8	2,2	68	30
	2	100	1,7			
600	1	261(279)	9,0	4,9	111	40
	2	244(262)	4,2			
	4	210(228)	1,8			
	6	198(216)	1,14		166	
800	1	473(507)	16,7	7,7	166	
	2	450(484)	7,8			
	4	408(442)	3,1			
	6	392(426)	2,2		194	
1000	1	783(813)	27,0	12,1	194	50 Для ТН 60
	2	754(784)	13,1			
	4	702(732)	6,0			
	6	678(708)	3,8		250	
1200	1	1125(1175)	39,0	16,8	222	60
	2	1090(1140)	18,9			
	4	1028(1078)	8,5			
	6	1000(1050)	5,7		305	

Примечания: 1. В скобках указано общее количество труб для случая, когда нет отбойников и трубы добавлены с двух сторон, см. ГОСТ 14115 – 79 .

2. Значения h_1 приведены для теплообменников и холодильников.

Таблица Б15

Среднее значение тепловой проводимости загрязнений стенок

Теплоносители	Тепловая проводимость загрязнений стенок $1/r_{\text{загр}}$, Вт/м ² *К
Вода загрязненная	1400-1850*
Вода среднего качества	1860-2900*
Вода хорошего качества	2900-5800*
Вода очищенная	2900-5800*
Вода дистиллированная	11600
Нефтепродукты чистые, масла, пары хладагентов	2900
Нефтепродукты сырые	1160
Органические жидкости, рассолы, жидкие хладагенты	5800
Водяной пар (с содержанием масла)	5800
Органические пары	11600
Воздух	2800

* для воды меньшие значения тепловой проводимости загрязнений соответствуют более высоким температурам

Характеристики стальных труб применяемых в промышленности

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Материал	Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Материал
14	2	У, Н	89	4	У
14	2,5	Н	89	4,5	Н
14	3	У	89	6	У
16	2	У	95	4	У, Н
18	2	У, Н	95	5	У
18	3	У, Н	108	4	У
20	2	Н	108	5	У
20	2,5	У	108	6	Н
22	2	У, Н	133	4	У
22	3	У	133	6	Н
25	2	У, Н	133	7	У
25	3	У	159	4,5	У
32	3	Н	159	5	У
32	3,5	У	159	6	Н
38	2	У, Н	159	7	У
38	3	Н	194	6	У
38	4	У	194	10	У
45	3,5	Н	210	6	У
45	4	У	210	8	У
48	3	Н	245	7	У
48	4	У	245	10	У
56	3,5	Н	273	10	У
57	2,5	У	325	10	У
57	3,5	У	325	12	У
57	4	У	377	10	У
70	3	Н	426	11	У
70	3,5	У	530	15	У
76	4	У	630	15	У
90	4	У, Н	720	10	У
90	5	У, Н	820	10	У

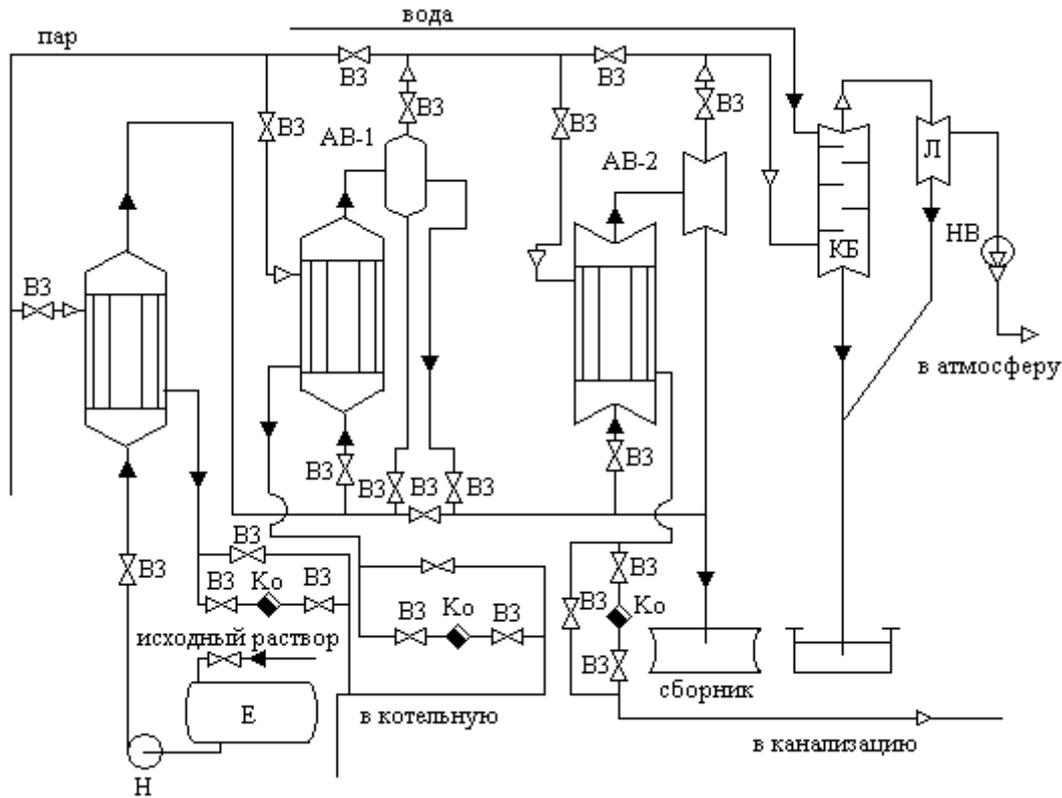
Примечание. «У» – углеродистая сталь; «Н» – нержавеющая сталь

ПРИЛОЖЕНИЯ В

Схемы выпарных установок

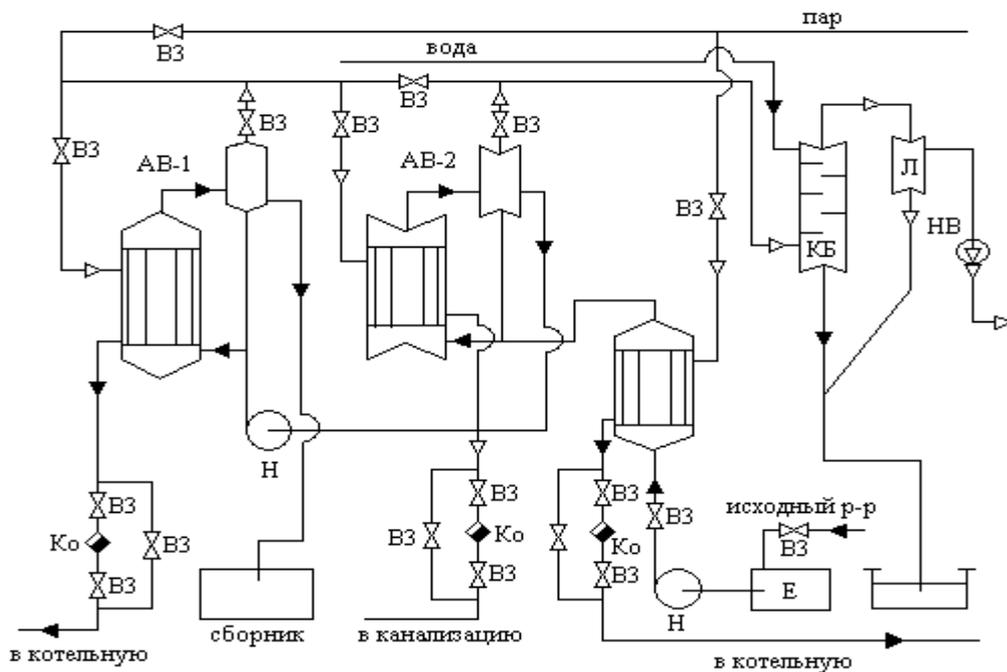
Приложение В1

Двухкорпусная проточная выпарная установка



Приложение В2

Двухкорпусная противоточная выпарная установка



ПРИЛОЖЕНИЕ Г**Оформление титульного листа курсового проекта**

Министерство сельского хозяйства РФ
КРАСНОЯРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ
Факультет пищевой и перерабатывающей промышленности
Кафедра технологии пищевых производств

ПРОЕКТ ВЫПАРНОЙ УСТАНОВКИ
Пояснительная записка
(ТК и ОПП.00.00.00.032 ПЗ)

Руководитель:

_____ М.К. Шайхутдинова

подпись

“ _____ ” _____ 200__ г

Разработал:

студент группы 43

_____ К.М. Венглинский

подпись

“ _____ ” _____ 200__ г

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	4
Раздел 1. Расчет теплообменников.....	5
1.1. Методика расчета теплообменников.....	5
1.2. Примеры расчета теплообменников.....	12
1.2.1. Расчет кипятильника.....	12
1.2.2. Расчет конденсатора.....	15
1.2.3. Расчет горизонтального кожухотрубчатого подогре- вателя.....	20
1.2.4. Расчет теплообменного аппарата.....	24
Раздел 2. Расчет выпарной станции.....	28
2.1. Порядок расчета многокорпусной выпарной станции.....	28
2.2. Пример расчета двухкорпусной выпарной установки.....	50
Раздел 3. Оформление курсовых проектов.....	71
Библиографический список.....	74
Приложения А. Теплофизические свойства пищевых продук- тов.....	75
Приложения Б. Технические характеристики выпарных аппа- ратов и теплообменников.....	92
Приложение В. Схемы выпарных установок.....	110
Приложение Г. Оформление титульного листа курсового про- екта.....	111

**Процессы и аппараты пищевых производств.
Тепловые процессы**

Учебное пособие

Составители: Ченцова Л.И.
Шайхутдинова М.К.
Борисова Т.В.

Редактор Т.М. Мاستрич

Санитарно-эпидемиологическое заключение № 24.49.04.953.П. 000381.09.03 от 25.09.2003 г.
Подписано в печать 12. 07. 2004. Формат 60x84/16. Бумага тип. № 1.
Офсетная печать. Объем п.л. Тираж 110 экз. Заказ №

Издательство Красноярского государственного аграрного университета
660017, Красноярск, ул. Ленина, 117