



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ  
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный  
технический университет**

---



**Кафедра «Промышленная теплоэнергетика  
и теплотехника»**

**Э. М. КОСМАЧЕВА**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ  
ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

Методическое пособие  
по выполнению курсового проекта  
«Разработка теплотехнологической установки»

Часть 1

**Минск  
БНТУ  
2014**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Белорусский национальный технический университет

---

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и теплотехника»

Э. М. КОСМАЧЕВА

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ  
ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Методическое пособие  
по выполнению курсового проекта  
«Разработка теплотехнологической установки»  
для студентов специальности  
1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика»

В 2 частях

Часть 1

*Рекомендовано учебно-методическим объединением в сфере  
высшего образования Республики Беларусь по образованию  
в области энергетики и энергетического оборудования*

Минск  
БНТУ  
2014

УДК 621.1.016.4+66.041(075.8)

ББК 31.391я7

К71

Рецензенты :

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

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

**Космачева, Э. М.**

К71 Проектирование, монтаж и эксплуатация теплотехнологического оборудования : методическое пособие по выполнению курсового проекта «Разработка теплотехнологической установки» для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» : в 2 ч. / Э. М. Космачева. – Минск : БНТУ, 2014– . – Ч. 1. – 2014. – 44 с.  
ISBN 978-985-550-222-8 (Ч. 1).

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

УДК 621.1.016.4+66.041(075.8)

ББК 31.391я7

ISBN 978-985-550-222-8 (Ч. 1)

ISBN 978-985-550-223-5

© Космачева Э. М., 2014

© Белорусский национальный  
технический университет, 2014

## ***СОДЕРЖАНИЕ***

Введение .....	4
1. Методические указания по расчету схемы установки концентрирования водных растворов веществ .....	4
1.1 Расчет схемы двухкорпусной выпарной установки.....	4
1.2 Определение оптимального числа ступеней многокорпусной выпарной установки.....	14
2. Методические указания по расчету схемы установки для разделения бинарной смеси взаимно растворимых компонентов .....	25
2.1 Расчет схемы ректификационной установки.....	25
2.2 Выбор оптимального варианта ректификационной установки для перегонки бинарной смеси .....	35
Литература.....	43

## ***ВВЕДЕНИЕ***

Тематика курсовых проектов по дисциплине «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплотехнологического оборудования» для студентов специальности 1-43 01 05 "Промышленная теплоэнергетика" предполагает разработку теплотехнологических установок для концентрирования и перегонки бинарных растворов, сушки различных материалов, создания искусственного холода, а также трансформации низкопотенциальной энергии. Рассчитываются протекающие в них процессы, разрабатываются и проектируются энергоэффективные теплотехнологические схемы и конструктивные элементы оборудования. Рассматриваются варианты схем оптимального использования внутренних энергоресурсов.

Объем проекта: расчетно-пояснительная записка объемом 25-35 стр., графическая часть – 2 листа формата А2.

### ***1 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ СХЕМЫ УСТАНОВКИ КОНЦЕНТРИРОВАНИЯ ВОДНЫХ РАСТВОРОВ ВЕЩЕСТВ***

#### Задание

Рассчитать выпарную установку с одинаковыми поверхностями нагрева корпусов для упаривания водного раствора вещества при следующих исходных данных:

- вид раствора;
- производительность установки  $G_k$  (или  $G_0$ );
- начальная концентрация раствора  $b_0$ ;
- конечная концентрация раствора  $b_k$ ;
- давление греющего пара  $p$ ;
- давление в барометрическом конденсаторе  $p_k$ ;
- расход экстрапара из первого корпуса  $\varepsilon_1$ ;
- начальная температура раствора  $t_0$ .

#### ***1.1 Расчет схемы двухкорпусной выпарной установки***

Раствор перед выпаркой подогревается в двух подогревателях (рисунок 1.1): в первом – экстрапаром первого корпуса, во втором –

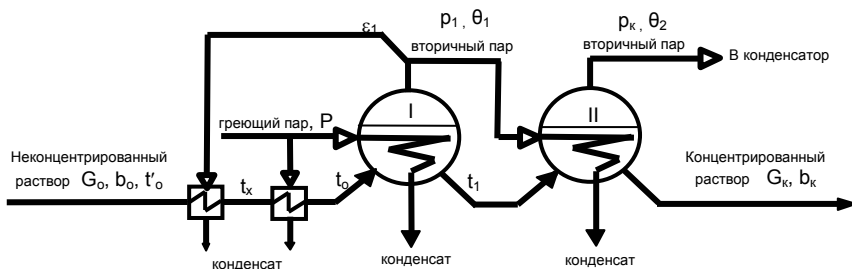


Рисунок 1.1 - Схема двухкорпусной прямоточной выпарной установки

острым паром до температуры кипения раствора в первом корпусе. Установка работает без перепуска и переохлаждения конденсата.

Количество раствора, поступающего на выпарку,

$$G_0 = G_K \frac{b_K}{b_0}. \quad (1.1)$$

Количество воды, выпаренной в установке,

$$W = G_0 - G_K. \quad (1.2)$$

То же на 1 кг раствора, поступающего на выпарку,

$$\omega = \frac{W}{G_0}. \quad (1.3)$$

Теплоемкость раствора, поступающего на выпарку,

$$c_0 = \frac{c_{\text{сух}} b_0 + c_{\text{воды}} (100 - b_0)}{100}, \quad (1.4)$$

где  $c_{\text{сух}}$  – теплоемкость сухого вещества;  $c_{\text{воды}}$  – теплоемкость воды;  $b_0$  – начальная концентрация раствора.

Количество теплоты, поступающее в подогреватель с экстрапаром,

$$q = \varepsilon_1 r, \quad (1.5)$$

где  $r$  – теплота парообразования экстрапара, определяемая из таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара [9] по давлению в корпусе.

Для определения давления в корпусах находится перепад давлений, приходящийся на один корпус, по формуле

$$\Delta p = \frac{p - p_k}{n}, \quad (1.6)$$

где  $p$  – давление греющего пара;  $p_k$  – давление в последнем корпусе;  $n$  – число корпусов.

Тогда давление в первом и во втором корпусах будет

$$p_1 = p - \Delta p; \quad (1.7)$$

$$p_2 = p_1 - \Delta p = p_k. \quad (1.8)$$

Температура раствора  $t_x$  после подогревателя экстрапаром определяется из уравнения теплового баланса подогревателя

$$c_o (t_x - t_o) = \varepsilon_1 r \eta, \quad (1.9)$$

где  $\eta$  – коэффициент сохранения тепла подогревателем ( $\eta = 0,95 \dots 0,98$ ); откуда

$$t_x = t_o + \frac{\varepsilon_1 r \eta}{c_o} \quad (1.10)$$

Количество воды, выпаренной во втором корпусе,

$$\omega_2 = \frac{\omega - \varepsilon_1}{2}. \quad (1.11)$$

Количество воды, выпаренной в первом корпусе,

$$\omega_1 = \omega - \omega_2. \quad (1.12)$$

Концентрация раствора в первом корпусе

$$b_1 = \frac{b_0}{1 - \omega_1} \quad (1.13)$$

То же во втором корпусе

$$b_2 = \frac{b_0}{1 - \omega}. \quad (1.14)$$

Теплоемкость раствора в первом корпусе

$$c_1 = \frac{c_{\text{сух}} b_1 + c_{\text{воды}} (100 - b_1)}{100}. \quad (1.15)$$

То же во втором корпусе

$$c_2 = \frac{c_{\text{сух}} b_2 + c_{\text{воды}} (100 - b_2)}{100}. \quad (1.16)$$

По справочным материалам [2, 7] и найденным концентрациям предварительно определяются температуры кипения раствора по корпусам и физические параметры раствора, которые можно свести в таблицу 1.1.



Таблица 1.1 – Основные теплофизические параметры воды и водного раствора по корпусам выпарной установки

Наименование параметра	I корпус		II корпус	
	вода	раствор	вода	раствор
Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>				
Удельная теплоемкость при постоянном давлении $c$ , кДж/(кг·К)				
Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с				
Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , Вт/(м·К)				

Находятся значения температурных депрессий:

- физико-химической  $\Delta_1$  в зависимости от концентрации и с учетом давления;
- гидростатической  $\Delta_2$ , определяемой условно на половине высоты  $h$  кипятильных труб выпарного аппарата, которая предварительно принимается. Для этого по давлению в аппарате  $p$  находится температура кипения раствора в сечении 1-1  $t_{\text{кип1}}$  (рисунок 1.2).

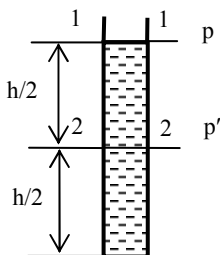


Рисунок 1.2 – К определению гидростатической температурной депрессии

Увеличение давления на половине высоты трубок с учетом паронаполнения  $\varepsilon = 0,4 \dots 0,6$  определяется по формуле  $\Delta p = \frac{1}{2} h g \rho (1 - \varepsilon)$  и давление в сечении 2-2  $p' = p + \Delta p$ .

По давлению  $p'$  находится температура кипения раствора в сечении 2-2  $t_{\text{кип2}}$ . Гидростатическая депрессия  $\Delta_2 = t_{\text{кип2}} - t_{\text{кип1}}$ ;

- гидравлическую депрессию  $\Delta_3$  можно принять  $0,5 \dots 1,0$  °С для каждого корпуса установки;
- суммарная температурная депрессия  $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3$ .  
Полная разность температур в установке

$$\Delta t_{\text{полн}} = t_{\text{п}} - \theta_2, \quad (1.17)$$

где  $t_{\text{п}}$  – температура греющего пара (в первом корпусе),  $\theta_2$  – температура вторичного пара второго корпуса.

Полезная разность температур в установке

$$\Delta t_{\text{полезн}} = \Delta t_{\text{полн}} - \sum_{i=1}^n \Delta t_i, \quad (1.18)$$

где  $n$  – число корпусов.

Для выполнения условия одинаковой поверхности нагрева корпусов должно соблюдаться равенство

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = \frac{\kappa_1}{\kappa_2} \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (1.19)$$

где  $\Delta t_1$  и  $\Delta t_2$  – полезная разность температур по корпусам;  $\kappa_1$  и  $\kappa_2$  – коэффициент теплопередачи в корпусах;  $Q_1$  и  $Q_2$  – тепловая нагрузка по корпусам.

Можно принять  $\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ , а отношение коэффициентов тепло-

передачи по опытным данным  $\frac{\kappa_1}{\kappa_2} = 2$ .

Таким образом,

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = 2 \frac{\omega_2}{\omega_1}, \quad (1.20)$$

$$\Delta t_{\text{полезн}} = \Delta t_1 + \Delta t_2. \quad (1.21)$$

Решая уравнения (1-20) и (1-21), находятся значения полезной разности температур по корпусам.

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к вертикальной стенке труб кипятильника выпарного аппарата

$$\alpha_1 = 1,15 \sqrt[4]{\frac{\rho^2 g \lambda^3}{\mu}} \sqrt[4]{\frac{r}{h(t_H - t_{CT})}}, \quad (1.22)$$

где  $\rho$ ,  $\lambda$ ,  $\mu$  - плотность, коэффициент теплопроводности и кинематическая вязкость конденсата;  $g$  - ускорение свободного падения;  $r$  - теплота парообразования (конденсации);  $h$  - высота труб;  $t_H$  - температура насыщения при давлении пара;  $t_{CT}$  - температура наружной поверхности труб кипятильника.

Разностью температур  $\Delta t = (t_H - t_{CT})$  необходимо предварительно задаться (с последующей проверкой).

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$  от внутренней поверхности труб к кипящему раствору при естественной циркуляции раствора можно определить по формуле

$$\alpha_2 = 780 q^{0,6} \frac{\lambda_p^{1,3} \rho_p^{0,5} \rho_{II}^{0,06}}{\sigma_p^{0,5} r_v^{0,6} \rho_o^{0,66} c_p^{0,3} \mu_p^{0,3}}, \quad (1.23)$$

где  $\lambda_p$ ,  $\rho_p$ ,  $\sigma_p$ ,  $c_p$ ,  $\mu_p$  - соответственно, коэффициент теплопроводности, плотность, поверхностное натяжение, теплоемкость и динамическая вязкость раствора при соответствующей концентрации;  $\rho_{II}$  - плотность вторичного пара при давлении в аппарате;  $\rho_o$  - плотность раствора на входе в аппарат;  $r_v$  - теплота парообразования вторичного пара при давлении в аппарате.

Расчет  $\alpha_2$  при вынужденном движении раствора (в аппарате с принудительной циркуляцией) приведен в [2].

Коэффициент теплопередачи от конденсирующегося пара к кипящему раствору с учетом термического сопротивления накипи

$$\kappa = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{\delta_H}{\lambda_H} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (1.24)$$

Проверяется принятая ранее разность температур  $\Delta t = (t_H - t_{CT})$ .

Из уравнения  $\alpha (t_H - t_{CT}) = \kappa \Delta t \rightarrow (t_H - t_{CT}) = \frac{\kappa \Delta t}{\alpha}$ , где  $\Delta t$  – полезная разность температур в соответствующем корпусе выпарной установки.

Удельный (на 1 кг неконцентрированного раствора, поступающего на выпарку) расход греющего пара на первый корпус установки

$$d_1 = \frac{\omega - c_0 y_2 + \varepsilon_1 z_2}{x_2}, \quad (1.25)$$

где  $x_2, y_2, z_2$  – коэффициенты, которые определяются по формулам, приведенным в таблицах 2-5 и 2-6 [2]:

$$x_2 = 2 - \beta_2 c_B + \sigma_2; \quad (1.26)$$

$$y_2 = 2\beta_1 + \beta_2; \quad (1.27)$$

$$z_2 = 1, \quad (1.28)$$

здесь

$$\beta_1 = \frac{t_0 - t_1}{i_1'' - c_B t_1}; \quad (1.29)$$

$$\beta_2 = \frac{t_1 - t_2}{i_2'' - c_B t_2}; \quad (1.30)$$

$$\sigma_2 = \frac{\tau_1 - \tau_2}{i_2'' - c_B t_2}. \quad (1.31)$$

Если раствор поступает в первый корпус предварительно подогретым до температуры кипения, то  $t_0 = t_1$  и  $\beta_1 = 0$ . Так как установка работает без перепуска конденсата, то  $\sigma_2 = 0$ .

В выражениях (1.26), (1.29) – (1.31)  $c_B$  – теплоемкость воды,  $i_1''$  и  $i_2''$  – энтальпия вторичного пара в первом и втором корпусе, соответственно,  $t_1$  и  $t_2$  – температура кипения раствора в соответствующем корпусе.

Полный расход пара

$$D = d_1 G_0. \quad (1.32)$$

Уточняется количество выпаренной воды. Количество воды, выпаренной в первом корпусе на 1 кг раствора,

$$\omega_1 = d_1 \alpha_1 + c_0 \beta_1. \quad (1.33)$$

Так как  $\alpha_1 = 1$ ;  $\beta_1 = 0$ , то  $\omega_1 = d_1$  и

$$W_1 = \omega_1 G_0 = d_1 G_0. \quad (1.34)$$

Количество воды, выпаренной во втором корпусе на 1 кг раствора, поступающего на выпарку

$$\omega_2 = \omega_1 - \varepsilon_1 + (c_0 - c_B \omega_1) \beta_2, \quad (1.35)$$

т.е.

$$W_2 = \omega_2 G_0 \quad (1.36)$$

Общее количество воды, выпаренной во всей установке,

$$W = W_1 + W_2. \quad (1.37)$$

Сравнить с ранее определенной величиной.

Проверяется количество тепла, переданное в отдельных корпусах:

– в первом корпусе

$$q_1 = d_1 r_0, \quad (1.38)$$

где  $r_0$  – теплота парообразования греющего пара;

– во втором корпусе

$$q_2 = (\omega_1 - \varepsilon_1) r_1, \quad (1.39)$$

где  $r_1$  – теплота парообразования вторичного пара первого корпуса.

Определяется отношение полученных количеств теплоты  $\frac{q_2}{q_1}$  и

сравнивается с принятым ранее  $\frac{Q_2}{Q_1}$ .

Проверяются полученные концентрации раствора:

– в первом корпусе

$$b_1 = \frac{b_0}{1 - \omega_1}; \quad (1.40)$$

– во втором корпусе

$$b_2 = \frac{b_0}{1 - \omega} \quad (1.41)$$

с ранее принятыми.

Поверхность нагрева выпарных аппаратов:

– первого корпуса

$$F_1 = \frac{q_1 G_0}{\kappa_1 \Delta t_1}; \quad (1.42)$$

– второго корпуса

$$F_2 = \frac{q_2 G_0}{\kappa_2 \Delta t_2}. \quad (1.43)$$

Проверяется условие примерного равенства этих поверхностей.

По ГОСТ 11987-81 [5] выбирается стандартный выпарной аппарат на каждую ступень выпаривания.

Выбираются теплообменные аппараты, включенные в схему выпарной установки (рисунок 1.1), вспомогательное оборудование (насосы, конденсатоотводчики, барометрический конденсатор) [5].

Рассматриваются вопросы рационального использования теплоты конденсата, вторичного пара первого и второго корпусов.

## ***1.2 Определение оптимального числа ступеней многокорпусной выпарной установки***

Многоступенчатое выпаривание (рисунок 1.1) дает значительную экономию тепловой энергии. Ориентировочно расход греющего пара в выпарной установке с  $n$  корпусами:

$$D = \frac{W}{\eta n}, \quad (1.44)$$

где  $W$  – общее количество выпаренной воды во всех корпусах установки;  $\eta$  – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду, недоиспользование энергии конденсата, а также увеличение теплоты парообразования с понижением давления. Для 3-ех и 4-ех корпусных установок  $\eta \cong 0,85$ .

С увеличением числа корпусов снижается расход свежего греющего пара на установку (формула 1.44). Однако удельная экономия

теплоты уменьшается с увеличением числа корпусов. В то же время удлиняется схема, повышается стоимость установки, усложняется обслуживание ее.

Упрощенно представив экономические затраты на процесс выпаривания в виде трех составляющих: 1 - стоимость тепловой энергии (пара), 2 - затраты на обслуживание, 3 - амортизационные отчисления, можно суммарные затраты на выпаривание в установках с различным числом ступеней представить в виде графика 4 (рисунок 1.3).

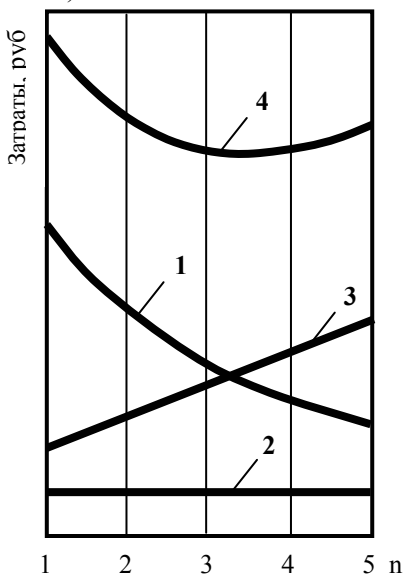


Рисунок 1.3 – Зависимость величины затрат от числа ступеней (корпусов)

Расход пара (линия 1) с ростом числа ступеней снижается, затраты на обслуживание (линия 2) практически не изменяются, амортизационные расходы (линия 3) возрастают пропорционально числу ступеней ( $\kappa_a \cdot K$ ), где  $K$  – величина единовременных капвложений, а  $\kappa_a$  – коэффициент отчислений на амортизацию. Суммарные затраты (линия 4) имеют минимум, который для реальных современных выпарных установок соответствует 3...4 ступеням выпаривания.

Экономически оптимальное число корпусов многокорпусной выпарной установки можно найти по минимуму приведенных затрат, которые определяют по формуле

$$\Pi = \frac{K}{T_n} + \Theta, \quad \frac{\text{руб}}{\text{год}}, \quad (1.45)$$

где  $K$  – капитальные затраты, руб.;  $\Theta$  – эксплуатационные затраты, руб./год;  $T_n$  – нормативный срок окупаемости, который можно принять равным 5 годам.



Капитальные затраты, зависящие от числа корпусов  $n$ , складываются из стоимости всех корпусов, подогревателя исходного раствора, вакуум-насоса, арматуры, трубопроводов, КИП и вспомогательного оборудования, а также затрат на доставку и монтаж оборудования, устройство площадки, фундамент здания и пр.

С увеличением  $n$  наиболее существенно возрастает стоимость самих корпусов вследствие роста температурных потерь во всей установке и непропорционального уменьшения полезной разности температур, приходящейся на один корпус. Растут также затраты на арматуру, трубопроводы, КИП и вспомогательное оборудование, а также затраты на доставку и монтаж оборудования. Эти затраты в совокупности составляют  $\sim 60\text{--}80\%$  от стоимости корпусов.

Другие слагаемые капитальных затрат изменяются с ростом числа корпусов менее значительно, и при минимизации приведенных затрат их можно не учитывать. В частности, стоимости подогревателя и насоса увеличиваются, так как с увеличением  $n$  растут температура и давление в первом корпусе. Стоимости же барометрического конденсатора и вакуум-насоса уменьшаются, так как уменьшается количество вторичного пара в последнем корпусе.

Эксплуатационные расходы  $\mathcal{E}$  включают годовые амортизационные отчисления и затраты на ремонт, определяемые в долях от капитальных затрат коэффициентами  $K_a$  и  $K_p$ , а также затраты на пар и электроэнергию. Для приближенных расчетов можно принять  $K_a = 0,1 \text{ год}^{-1}$  и  $K_p = 0,05 \text{ год}^{-1}$ .

Наибольшие затраты приходятся на греющий пар  $D$ , подаваемый в первый корпус установки и в подогреватель  $D_n$ , причем с увеличением  $n$  достигается существенная экономия лишь пара на выпаривание, а расход пара на подогрев исходного раствора до температуры кипения даже несколько возрастает за счет увеличения давления в первом корпусе.

Расходы на электроэнергию в прямоточных установках (рисунок 1.1) с естественной циркуляцией незначительны (только на подачу раствора в первый корпус и поддержание вакуума), мало зависят от числа корпусов и в расчетах приведенных затрат с целью оптимизации могут не учитываться.

Для анализа влияния числа ступеней на суммарную величину поверхности нагрева, а, следовательно, и на стоимость установки рассмотрим две выпарные установки равной тепловой производи-

тельности: одноступенчатую и многоступенчатую с равными поверхностями нагрева в каждой ступени. Пусть указанные установки работают в одинаковых условиях по параметрам греющего и вторичного пара, покидающего выпарную установку. Для простоты анализа предварительно примем, что коэффициенты теплопередачи в одноступенчатой установке и в каждом аппарате многоступенчатой установки одинаковы, Кроме того будем полагать, что температурные потери в установках отсутствуют.

Тепловая нагрузка одноступенчатой установки выразится уравнением

$$Q_1 = k_1 F_1 \Delta t_1, \quad (1.46)$$

а многоступенчатой установки

$$Q_\Sigma = \sum_{i=1}^n k_i F_i \Delta t_i, \quad (1.47)$$

где  $k_1$  и  $k_i$  - коэффициенты теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F_1$  и  $F_i$  - поверхности нагрева, м<sup>2</sup>;  $\Delta t_1$  и  $\Delta t_i$  - полезные разности температур, °С. Индекс  $1$  относится к одноступенчатой выпарной установке, а индекс  $i$  - к аппаратам многоступенчатой установки.

По условию  $k_i = k_1$ ;  $F_i = idem$ , поэтому уравнение (1.47) можно записать в виде

$$Q_\Sigma = k_i F_i \sum_{i=1}^n \Delta t_i, \quad (1.48)$$

Так как параметры греющего и вторичного пара, покидающего выпарную установку, одинаковы, а температурные потери отсутствуют, то общие полезные перепады температур в указанных уста-

новках равны между собой, т.е.  $\sum_{i=1}^n \Delta t_i = \Delta t_1$ . Кроме того, по условию  $Q_1 = Q_\Sigma$ , сравнивая уравнения (1.46) и (1.47), с учетом вышесказанного получим

$$F_i = F_1 \quad (1.49)$$

т.е. при принятых условиях поверхность нагрева каждой ступени многоступенчатой выпарной установки равна поверхности нагрева одноступенчатой установки одинаковой тепловой производительности. Суммарная поверхность всех ступеней многоступенчатой установки при равной поверхности нагрева каждой ступени составит

$$\sum_{i=1}^n F_i = n F_1, \quad (1.50)$$

где  $n$  - число ступеней многоступенчатой выпарной установки.

При выводе формулы (1.50) было принято, что коэффициенты теплопередачи в каждой ступени многоступенчатой установки одинаковы.

Однако такие условия могут быть только при выпарке однокомпонентных жидкостей, физические параметры которых не изменяются в процессе испарения. При выпарке растворов коэффициенты теплопередачи сильно зависят не только от физической природы растворителя и растворенного вещества, но и от концентрации выпариваемого раствора.

В каждой ступени многоступенчатой установки устанавливается определенное значение коэффициента теплопередачи, соответствующее концентрации раствора в данной ступени. Если число ступеней уменьшить, то соответственно в оставшихся ступенях повышается концентрация раствора и понижается коэффициент теплопередачи. Следовательно, для поддержания заданной

производительности при данной полезной разности температур уменьшение числа ступеней должно компенсироваться некоторым увеличением поверхности нагрева оставшихся ступеней. Но, с другой стороны, уменьшение числа ступеней приводит к снижению температурных потерь в установке, т.е. ведет к некоторому увеличению полезной разности температур при заданной располагаемой разности. Таким образом, связь между поверхностью нагрева одноступенчатой установки и суммарной поверхностью нагрева многоступенчатой установки равной производительности может быть выражена уравнением

$$\sum_{i=1}^n F_i = \chi n F_1, \quad (1.51)$$

где  $\chi$  - поправочный коэффициент. В общем виде невозможно дать методику определения поправочного коэффициента  $\chi$ . При предварительных расчетах принимается  $\chi = 1$ .

Введем следующие обозначения для одноступенчатой выпарной установки, схема которой представлена на рисунке 1.4:

$G_0$  и  $G_1$  – расход раствора, поступающего в аппарат и выходящего из него, кг/ч;  $W$  – расход вторичного пара, кг/ч;  $b_0, b_1$  – концентрация раствора, %;  $t_0, t_1$  – температура раствора, °С;  $c_0, c_1$  – теплоемкость раствора, соответствующей концентрации, кДж/(кг·К);  $i''_{гр}, t_{гр}$  – энтальпия и температура греющего пара, кДж/кг и °С;  $i'_{гр}$  – энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг;  $i''_1, \theta_1$  – энтальпия и температура вторичного пара, кДж/кг и °С.

Система уравнений материального баланса

$$\begin{cases} W = G_0 - G_1 \\ G_0 b_0 = G_1 b_1 \end{cases} \quad (1.52)$$

позволяет найти недостающие расходы.

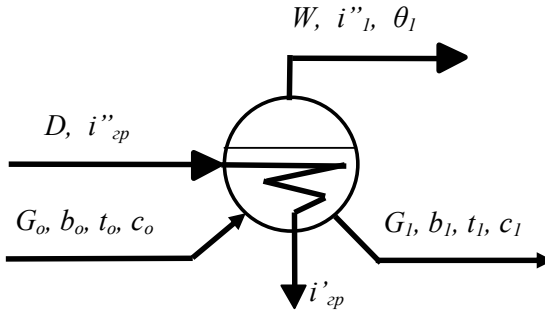


Рисунок 1.4 – Принципиальная схема одноступенчатой выпарной установки с характерными параметрами

Принимаем, что в выпарной аппарат поступает раствор, доведенный до температуры кипения  $t_o$ , зависящей от концентрации раствора  $b_o$ .

Уравнение теплового баланса выпарного аппарата без учета тепловых потерь

$$Q + G_o c_o t_o = W i''_1 + G_1 c_1 t_1, \quad (1.53)$$

где  $Q$  – расход теплоты с греющим паром.

Откуда

$$Q = W \left( (i''_1 - c_1 t_1) - \frac{G_o}{W} (c_o t_o - c_1 t_1) \right) \quad (1.54)$$

Необходимая поверхность нагрева аппарата

$$F = \frac{Q}{k_1 (t_{zp} - t_1)}, \quad (1.55)$$

где  $k_1$  - коэффициент теплопередачи от греющего пара к кипящему раствору, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

С учетом выражения (1.54)

$$F = \frac{W \left( (i_1'' - c_1 t_1) - \frac{G_o}{W} (c_o t_o - c_1 t_1) \right)}{k_1 (t_{zp} - t_1)}. \quad (1.56)$$

Суммарная поверхность нагрева многоступенчатой выпарной установки в соответствии с формулой (1.51)

$$\sum_{i=1}^n F_i = \chi n \frac{W \left( (i_1'' - c_1 t_1) - \frac{G_o}{W} (c_o t_o - c_1 t_1) \right)}{k_1 (t_{zp} - t_1)} \quad (1.57)$$

Индекс  $l$  указывает на то, что данный параметр относится к одноступенчатой установке, которая по производительности эквивалентна рассматриваемой многоступенчатой выпарной установке.

Параметры вторичного пара и раствора в последней ступени многоступенчатой установки будут такими же, как и в сравниваемом одноступенчатом аппарате. Следовательно,

$$\sum_{i=1}^n F_i = \chi n \frac{W \left( (i_n'' - c_n t_n) - \frac{G_o}{W} (c_o t_o - c_n t_n) \right)}{k_n (t_{zp} - t_n)}, \quad (1.58)$$

где  $c_n$  и  $t_n$  - теплоемкость раствора и его температура кипения в последней ступени выпаривания, кДж/(кг·К) и °С;  $i_n''$  - энтальпия вторичного пара последней ступени, кДж/(кг·К);  $k_n$  - коэффициент теплопередачи в последней ступени, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Теплоемкость раствора исходного и в последней ступени выпаривания в зависимости от концентрации  $b_o$  и  $b_n$ , %, определяется по формулам

$$c_o = c_{\text{сух}} \frac{b_o}{100} + c_{\text{воды}} \frac{100 - b_o}{100}, \quad (1.59)$$

$$c_n = c_{\text{сух}} \frac{b_n}{100} + c_{\text{воды}} \frac{100 - b_n}{100}, \quad (1.60)$$

где  $c_{\text{сух}}$  и  $c_{\text{воды}}$  - теплоемкость растворенного сухого вещества и воды, соответственно, кДж/(кг·К).

Если последняя ступень работает под вакуумом, то расход охлаждающей воды на барометрический конденсатор, определяется из уравнения теплового баланса

$$W_n i_n'' + G c_{\text{в}} t'_{\text{в}} = (G + W_n) c_{\text{в}} t''_{\text{в}}, \quad (1.61)$$

откуда

$$G = \frac{W_n (i_n'' - c_{\text{в}} t''_{\text{в}})}{c_{\text{в}} (t''_{\text{в}} - t'_{\text{в}})} = \frac{W (i_n'' - c_{\text{в}} t''_{\text{в}})}{n c_{\text{в}} (t''_{\text{в}} - t'_{\text{в}})}, \quad (1.62)$$

где  $c_{\text{в}}$  - теплоемкость воды, можно принять

$c_{\theta} = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;  $t'_{\theta}$  и  $t''_{\theta}$  - температура охлаждающей воды на входе и выходе из конденсатора, °С.

В результате величину приведенных затрат с учетом слагаемых, существенно зависящих от числа ступеней выпаривания, можно представить следующим выражением:

$$\Pi = \Pi_n D \tau + \Pi_a \sum_{i=1}^n F_i + \Pi_{\theta} G \tau, \quad \text{руб/год}, \quad (1.63)$$

где  $\Pi_n$  и  $\Pi_{\theta}$  - цена на греющий пар и охлаждающую воду, руб/кг;  $\Pi_a$  - отчисления на амортизацию, ремонт, обслуживание установки в расчете на  $1 \text{ м}^2$  поверхности нагрева, руб/( $\text{м}^2 \cdot \text{год}$ );  $D$  - расход пара на многокорпусную установку, кг/ч;  $\tau$  - число часов использования установки, ч/год.

Подставляя значения  $D$ ,  $\sum_{i=1}^n F_i$  и  $G$  из уравнений (1.44), (1.58) и (1.62) в уравнение (1.63), получим, руб/год:

$$\begin{aligned} \Pi = & \Pi_n \frac{W}{0,85 n} \tau + \\ & + \Pi_a \chi n \frac{W \left( \left( i''_n - c_n t_n \right) - \frac{G_o}{W} \left( c_o t_o - c_n t_n \right) \right)}{k_n \left( t_{2p} - t_n \right)} + \\ & + \Pi_{\theta} \frac{W \left( i''_n - c_{\theta} t''_{\theta} \right)}{n c_{\theta} \left( t''_{\theta} - t'_{\theta} \right)} \tau \end{aligned} \quad (1.64)$$



Для определения оптимального числа ступеней, которое обеспечивает минимальную стоимость выпарки, необходимо уравнение (1.64) про дифференцировать по  $n$  и приравнять первую производную нулю

$$\begin{aligned} \frac{d\Pi}{dn} = & -\Pi_n \frac{W}{0,85 n^2} \tau + \\ & + \Pi_a \chi \frac{W \left( i_n'' - c_n t_n \right) - \frac{G_o}{W} \left( c_o t_o - c_n t_n \right)}{k_n \left( t_{zp} - t_n \right)} - , \quad (1.65) \\ & - \Pi_b \frac{W \left( i_n'' - c_b t_b'' \right)}{n^2 c_b \left( t_b'' - t_b' \right)} \tau = 0 \end{aligned}$$

откуда оптимальное число ступеней

$$n_{opt} = \sqrt[3]{\frac{k_n \left( t_{zp} - t_n \right) \tau}{\Pi_a \chi \left( \left( i_n'' - c_n t_n \right) - \frac{G_o}{W} \left( c_o t_o - c_n t_n \right) \right)}} \times \left( \frac{\Pi_n}{0,85} + \Pi_b \frac{\left( i_n'' - c_b t_b'' \right)}{c_b \left( t_b'' - t_b' \right)} \right) . \quad (1.66)$$

*Примечание:* С учетом размерности величин, описанных выше, в подкоренное выражение формулы (1.66) необходимо добавить множителем величину 3,6.

Анализ оптимального числа корпусов многоступенчатой выпарной установки целесообразно осуществить с помощью ПЭВМ.

## **2 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ СХЕМЫ УСТАНОВКИ ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ БИНАРНОЙ СМЕСИ ВЗАИМНО РАСТВОРИМЫХ КОМПОНЕНТОВ**

### Задание

Рассчитать ректификационную установку непрерывного действия для разделения бинарной смеси при следующих данных:

- вид раствора;
- производительность установки по исходной смеси  $G_f$  ;
- массовое содержание летучего компонента в исходной смеси  $a_f$  ;
- то же в дистилляте  $a_d$  ;
- то же в кубовом остатке  $a_w$  ;
- давление греющего пара  $p$  ;
- температура готового продукта  $t'_d$  ;
- температура охлаждающей воды на входе в установку  $t_1$  ;
- то же на выходе  $t_2$  .

### **2.1 Расчет схемы ректификационной установки**

Принципиальная схема установки представлена на рисунке 2.1.

Смесь поступает в колонну, предварительно подогретой до температуры кипения на данной тарелке.

Составляется материальный баланс установки, и определяются недостающие величины

$$\left. \begin{aligned} G_f &= G_d + G_w \\ G_f a_f &= G_d a_d + G_w a_w \end{aligned} \right\}, \quad (2.1)$$

где  $G_f$  ,  $G_d$  ,  $G_w$  – расход, соответственно, исходной смеси, готового продукта и кубового остатка;  $a_f$  ,  $a_d$  ,  $a_w$  - содержание летучего компонента в исходной смеси, готовом продукте, кубовом остатке, %.

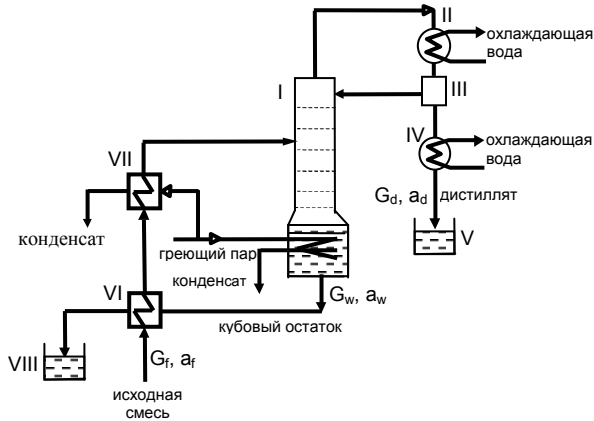


Рисунок 2.1 – Принципиальная схема ректификационной установки

I – ректификационная колонна, II – дефлегматор, III – сепаратор, IV – конденсатор - холодильник, V – сборный бак готового продукта (дистиллята), VI – подогреватель исходной смеси кубовым остатком, VII – подогреватель исходной смеси паром, VIII – сборный бак кубового остатка

Находятся молярные доли летучего компонента в исходной смеси, дистилляте и кубовом остатке по формулам:

$$x_f = \frac{\frac{a_f}{\mu_a}}{\frac{a_f}{\mu_a} + \frac{100 - a_f}{\mu_b}}; \quad (2.2)$$

$$x_d = \frac{\frac{a_d}{\mu_a}}{\frac{a_d}{\mu_a} + \frac{100 - a_d}{\mu_b}}; \quad (2.3)$$

$$x_w = \frac{\frac{a_w}{\mu_a}}{\frac{a_w}{\mu_a} + \frac{100 - a_w}{\mu_b}} \quad (2.4)$$

где  $\mu_a$  и  $\mu_b$  – молярная масса летучего и нелетучего компонентов смеси.

Определение числа тарелок  $n$  в ректификационной колонне осуществляется графоаналитическим методом с помощью фазовой диаграммы заданной бинарной смеси. Для этого в квадрате  $Y, X$ -координат (рисунок 2.2) проводится диагональ. Из литературы (табл. XLIII [7]) выписываются равновесные составы жидкости и пара для бинарной смеси заданных веществ и их температура насыщения. Перечисленные характеристики оформляются в виде таблицы 2.1.

Таблица 2.1 Равновесный состав смеси

X, %	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Y, %												
t, °C												

Строится диаграмма равновесия для заданной бинарной смеси (рисунок 2.2).

Откладываются на оси  $OX$  точки, соответствующие составам кубового остатка  $x_w$ , исходной смеси  $x_f$  и дистиллята  $x_d$ . Проводятся через эти точки вертикали. Находится молярная доля летучего в парах, равновесных жидкости питания  $y_f^*$ . Обозначаются точки  $M$  и  $W$ . Определяется минимальное флегмовое число по формуле

$$R_{\text{мин}} = \frac{x_d - y_f^*}{y_f^* - x_f}, \quad (2.5)$$

где  $x_d$  – молярная доля летучего компонента в дистилляте (готовом продукте);  $x_f$  – то же в исходной жидкости (питании) колонны;  $y_f^*$  – то же в паре, равновесном с жидкостью питания.

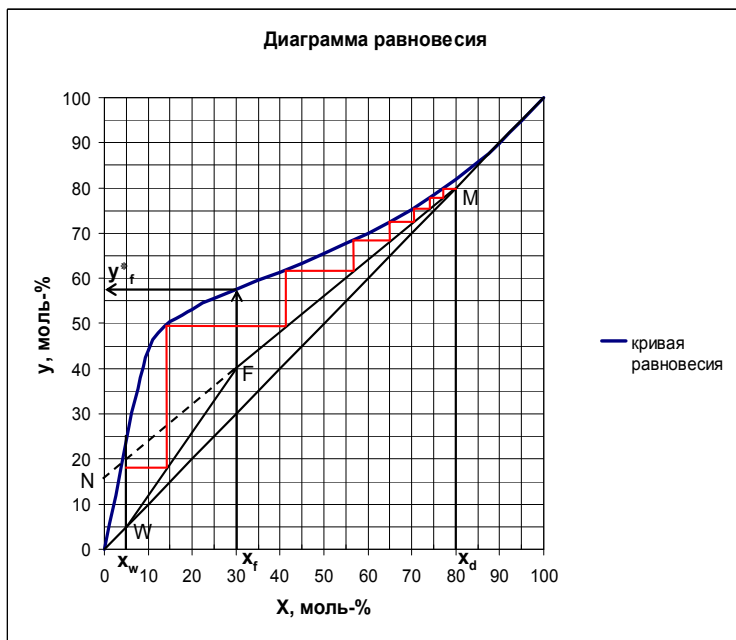


Рисунок 2.2 - Графическое определение числа теоретических тарелок

Рабочее флегмовое число

$$R = 1,3 R_{\text{мин}} + 0,3 \quad (2.6)$$

Проводится рабочая линия концентраций, для чего на оси ординат откладывается отрезок  $ON$ , величина которого определяется по формуле

$$ON = \frac{x_d}{R + 1}. \quad (2.7)$$

Соединяются точки N и M, а также точки W и F отрезками (точка F получается при пересечении двух рабочих линий и соответствует составу исходной смеси). Отрезки FM и WF – рабочие линии, соответственно, верхней (укрепляющей) и нижней (исчерпывающей) частей колонны.

Проводятся последовательно из точки M горизонтальные до линии равновесия и вертикальные до рабочей линии отрезки между кривой равновесия и рабочими линиями MF и FW. Последнюю горизонталь провести так, чтобы она пересекла вертикальную прямую  $x = x_W$ . Число полученных при построении ступеней соответствует числу теоретически необходимых тарелок ректификационной колонны  $n_T$ .

Действительное число тарелок определяется по формуле

$$n_d = \frac{n_T}{\eta_T}, \quad (2.8)$$

где  $\eta_T$  – КПД тарелки, определяемый по графику (рисунок 3-7) [2] по вязкости разгоняемой жидкости  $\mu_{ж}$  и относительной летучести  $\alpha$  или по уравнению (2.9), описывающему этот график.

$$\eta_T = 0,49 (\mu_{ж} \alpha)^{-0,245}, \quad (2.9)$$

$$\mu_{ж} = \mu_a \frac{a_{ср}}{100} + \mu_b \frac{100 - a_{ср}}{100}, \quad (2.10)$$

$$\lg \alpha = 9 \frac{T_b - T_a}{T_b + T_a}, \quad (2.11)$$

где  $\mu_a$  и  $\mu_b$  – вязкость летучего и нелетучего компонентов при температуре кипения исходной смеси;  $T_a$  и  $T_b$  – абсолютная температура кипения чистых компонентов;  $a_{ср}$  – среднее массовое содержание летучего компонента в колонне

$$a_{\text{ср}} = \frac{a_d + a_w}{2} \quad (2.12)$$

Тепловой баланс колонны позволяет определить расход греющего пара на процесс ректификации.

Приходные статьи теплового баланса:

– с исходной смесью

$$Q_1 = G_f c_f t_f; \quad (2.13)$$

где  $c_f$  - теплоемкость исходной смеси (жидкости питания),  $t_f$  – температура поступающей в колонну смеси, находится как температура насыщения по  $a_f$ ;

$$c_f = c_a \frac{a_f}{100} + c_b \frac{100 - a_f}{100}, \quad (2.14)$$

здесь  $c_a$  и  $c_b$  – соответственно теплоемкость летучего и нелетучего компонента;

– с греющим паром

$$Q_2 = D (i_n - i_k), \quad (2.15)$$

где  $i_n$  и  $i_k$  – энтальпия греющего пара и конденсата, определяются из таблиц [9] по давлению пара;

– с флегмой

$$Q_3 = G_d R c_d t_d; \quad (2.16)$$

где  $t_d$  – температура дистиллята, находится как температура насыщения по  $a_d$ .

$$c_d = c_a \frac{a_d}{100} + c_b \frac{100 - a_d}{100} \quad (2.17)$$

Расходные статьи теплового баланса:

- с парами, выходящими из колонны

$$Q_4 = G_d (R + I) (r_d + c_d t_d); \quad (2.18)$$

$$r_d = r_a \frac{a_d}{100} + r_b \frac{100 - a_d}{100}, \quad (2.19)$$

где  $r_a$  и  $r_b$  – соответственно теплота парообразования летучего и нелетучего компонента [7];

- с кубовым остатком

$$Q_5 = G_w c_w t_w; \quad (2.20)$$

где  $t_w$  – температура кубового остатка, находится как температура насыщения по  $a_w$ ;

$$c_w = c_a \frac{a_w}{100} + c_b \frac{100 - a_w}{100}, \quad (2.21)$$

- потери теплоты в окружающую среду принимаются 5 % от общего количества тепла.

Из уравнения теплового баланса определяется расход греющего пара на процесс ректификации



$$D = \frac{1,05 (Q_4 + Q_5 - Q_1 - Q_3)}{(i_n - i_k)}. \quad (2.22)$$

Расход воды, поступающей в дефлегматор,

$$G_{\text{Д}} = \frac{G_d R r_d}{c_{\text{В}} (t_2 - t_1)}. \quad (2.23)$$

Расход воды, поступающей в конденсатор-холодильник,

$$G_{\text{К-Х}} = \frac{G_d (r_d + c_d (t_d - t'_d))}{c_{\text{В}} (t_2 - t_1)} \quad (2.24)$$

Общий расход охлаждающей воды в установке

$$G = G_{\text{Д}} + G_{\text{К-Х}} \quad (2.25)$$

Диаметр ректификационной колонны

$$D = \sqrt{\frac{4V}{\pi \omega_p}}, \quad (2.26)$$

где  $V$  – секундный расход паров, движущихся по колонне;  $\omega_p$  – рабочая скорость паров.

Объем паров находится из уравнений объединенного закона газового состояния

$$\frac{pV}{T} = \frac{p_{\text{Н}} V_{\text{Н}}}{T_{\text{Н}}},$$

откуда

$$V = \frac{p_{\text{н}} V_{\text{н}} T}{p T_{\text{н}}}, \quad (2.27)$$

где  $p$ ,  $V$ ,  $T$  - давление, объем, абсолютная температура пара при заданных условиях;  $p_{\text{н}}$ ,  $V_{\text{н}}$ ,  $T_{\text{н}}$  - то же при нормальных условиях;  $V_{\text{н}} = 22,4 Z$ , здесь  $Z$  – молярный расход паров по колонне,

$$Z = \frac{G_d (R + 1)}{\mu_{\text{см}}}, \quad (2.28)$$

$$\mu_{\text{см}} = \mu_a \frac{a_{\text{ср}}}{100} + \mu_b \frac{100 - a_{\text{ср}}}{100}, \quad (2.29)$$

$$T = t_{\text{ср}} + 273, \quad (2.30)$$

здесь  $\mu_a$  и  $\mu_b$  – соответственно молярная масса летучего и нелетучего компонентов.

Средняя температура и массовое содержание летучего верхней, нижней частей колонны и в целом по колонне

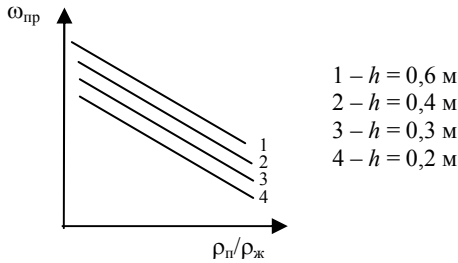
$$t_{\text{ср в}} = \frac{t_d + t_f}{2}; \quad t_{\text{ср н}} = \frac{t_f + t_w}{2};$$

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{ср в}} + t_{\text{ср н}}}{2}; \quad (2.31)$$

$$a_{\text{ср в}} = \frac{a_d + a_f}{2}; \quad a_{\text{ср н}} = \frac{a_f + a_w}{2};$$

$$a_{\text{ср}} = \frac{a_{\text{ср в}} + a_{\text{ср н}}}{2}. \quad (2.32)$$

Предельная скорость паров в колонне определяется по графику (рисунок 3-9 [2]) для принятого расстояния между тарелками  $h$ .



На графике  $\rho_{\text{п}}$  и  $\rho_{\text{ж}}$  - плотность паров и жидкости. Плотность паров летучего компонента

$$\rho_{\text{п} a} = \frac{\mu_a T_{\text{н}}}{22,4 T_d}, \quad (2.33)$$

здесь  $T_d = t_d + 273$ ,  $\mu_a$  - мольная масса летучего компонента;  $T_{\text{н}}$  - температура при нормальных условиях.

То же для нелетучего компонента

$$\rho_{\text{п} b} = \frac{\mu_b T_{\text{н}}}{22,4 T_w}, \quad (2.34)$$

здесь  $T_w = t_w + 273$ ;  $\mu_b$  - мольная масса нелетучего компонента.

Плотность жидкости

$$\rho_{\text{ж}} = \frac{\rho_a + \rho_b}{2}. \quad (2.35)$$

Рабочая скорость паров

$$\omega_p = (0,8...0,9) \omega_{пр} \quad (2.36)$$

## 2.2 Выбор оптимального варианта ректификационной установки для перегонки бинарной смеси

Рабочее (действительное) флегмовое число  $R > R_{\min}$  (формула 2.6). От значения  $R$  зависят капитальные затраты и эксплуатационные расходы на ректификацию

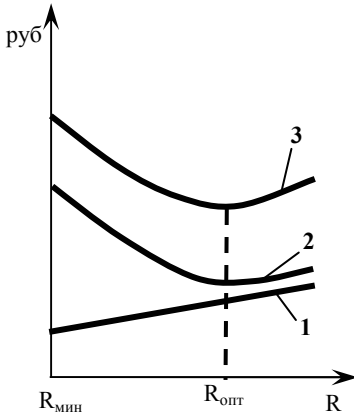


Рисунок 2.3 - Определение оптимального флегмового числа по минимуму приведенных затрат

расходы на ректификацию (рисунок 2.3). Эксплуатационные расходы (линия 1) прямо пропорциональны  $R$  и определяются расходом теплоносителя (греющего пара) на испарение жидкости в кубе-испарителе. Капитальные затраты (кривая 2) в зависимости от  $R$  имеют минимум, соответствующий минимальному рабочему объему колонны. Суммарные (приведенные) затраты в зависимости от значения флегмового числа (кривая 3) также будут иметь минимум, который в общем случае не совпадает с минимумом капитальных затрат.

В качестве критерия оптимизации рационально принять минимум приведенных затрат, которые рассчитывают по формуле

$$\Pi = EK + \text{Э}, \text{ руб/год}, \quad (2.37)$$

где  $E$  - нормативный коэффициент эффективности капиталовложений, который можно принять равным  $0,15 \text{ год}^{-1}$ ;  $K$  - капитальные затраты, руб;  $\text{Э}$  - эксплуатационные затраты, руб/год.

Для исследования влияния флегмового числа на геометрические размеры ректификационной колонны необходимо по методике описанной выше определить действительное число тарелок при различных значениях флегмового числа  $R$ . Для принятых значений флегмового числа определить площадь сечения колонны по формуле

$$S = \frac{G_d (R + 1)}{\rho_{\Pi} w_{\Pi}}, \quad (2.38)$$

где  $w_{\Pi}$  – скорость паров, отнесенная к полному поперечному сечению колонны;  $\rho_{\Pi}$  – плотность паров.

Скорость паров в колонне вычисляется по уравнению

$$w_{\Pi} = C \sqrt{\frac{\rho_{ж}}{\rho_{\Pi}}}, \quad (2.39)$$

где  $C$  – коэффициент, зависящий от конструкции тарелок (колпачковые, ситчатые) и расстояния между ними  $h$  (принять  $h = 0,2 \dots 0,6$  м и оставлять постоянным при изменении  $R$ ); определяется по графику, представленному на рисунке 2.3;  $\rho_{ж}$  и  $\rho_{\Pi}$  – плотность жидкости и паров; определить при средней концентрации жидкости питания  $a_f$  по формуле:

$$\rho_{ж} = \rho_f = \rho_a \frac{a_f}{100} + \rho_b \frac{100 - a_f}{100}, \quad (2.40)$$

здесь  $\rho_a$  и  $\rho_b$  – плотность жидких летучего и нелетучего компонентов смеси при температуре  $t_f$  (табл. III [7]);  $t_f$  – температура кипения смеси при концентрации  $x_f$  (таблица 2.1);

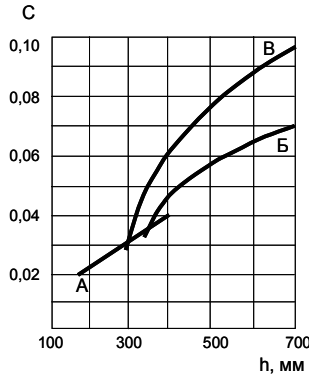


Рисунок 2.3 – Значение коэффициента  $C$  в формуле (2.39)  
 А, Б – колпачковые тарелки,  
 В - ситчатые тарелки

$$\rho_{\Pi} = \frac{\mu_{\text{cp}} 273}{22,4 (273 + t_f)}, \quad (2.41)$$

здесь  $\mu_{\text{cp}}$  – средняя молярная масса при концентрации в парах летучего  $y_f^*$

$$\mu_{\text{cp}} = \mu_a y_f^* + \mu_b (1 - y_f^*), \quad (2.42)$$

где  $\mu_a$  и  $\mu_b$  – молярная масса летучего и нелетучего компонентов (табл. XL [7]).

Для полученных сечений колонны объем ее активной части

$$V = S \cdot H = S h (n - 1), \quad (2.43)$$

где  $H$  – высота активной части колонны;  $h$  – расстояние между тарелками.

Геометрические размеры определяют металлоемкость колонны, а значит ее стоимость. Капитальные затраты складываются из стоимости колонны  $\Pi_K$ , стоимости трубопроводов, арматуры, КИП, фундаментов, затрат на доставку и монтаж установки, которую можно оценить в 60...80 % от стоимости колонны, и стоимости вспомогательного оборудования (испарителя  $\Pi_I$ , дефлегматора  $\Pi_D$ , подогревателя исходной смеси  $\Pi_{ПИ}$ , холодильников дистиллята и кубового остатка  $\Pi_{ХД}$  и  $\Pi_{ХК}$ , насосов  $\Pi_{Н1}$ ,  $\Pi_{Н2}$ )

$$K = 1,7 \Pi_K + \sum \Pi_{\text{всп.об}} \quad (2.44)$$

В стоимость вспомогательного оборудования,  $\sum \Pi_{\text{всп.об}}$ , достаточно включить только стоимость испарителя и дефлегматора, т.к. при изменении флегмового числа или конструкции колонны другое оборудование остается практически неизменным. В этом случае

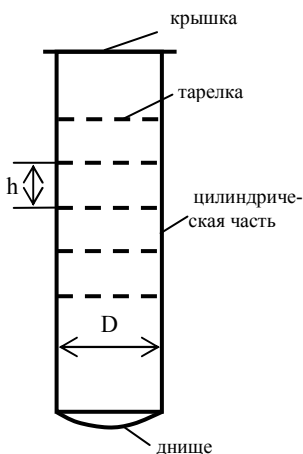
$$K = 1,7 \Pi_K + \Pi_I + \Pi_D \quad (2.45)$$

Стоимость колонны  $\Pi_K$  определяется как произведение массы колонны  $M_K$  на цену за единицу массы  $\pi_K$ , т.е.

$$\Pi_K = \pi_K M_K \quad (2.46)$$

Масса колонны равна сумме массы корпуса и всех тарелок

$$M_k = M_{\text{корп}} + n M_{\text{тар}} \quad (2.47)$$



Масса корпуса складывается из масс цилиндрической части, крышки, днища

$$M_{\text{корп}} = M_{\text{цил}} + M_{\text{кр}} + M_{\text{дн}} \quad (2.48)$$

Масса цилиндрической части колонны определяется ее высотой, зависящей от числа тарелок  $n$  и межтарельчатым расстоянием  $h$ , а также диаметром колонны  $D$  и толщиной стенки обечайки  $\delta$

$$M_{\text{цил}} = \pi D \left( (n-1)h + H_{\text{сеп}} + H_{\text{куб}} \right) \delta \rho, \quad (2.49)$$

где  $\rho$  - плотность материала колонны, для стали можно принять  $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$ ;  $H_{\text{сеп}}$  - высота сепарационного пространства (расстояние от верхней тарелки до крышки), принять  $H_{\text{сеп}} = D$ , м;  $H_{\text{куб}}$  - высота куба-испарителя (расстояние от нижней тарелки до днища), принять  $H_{\text{куб}} = 2D$ , м;  $\delta$  - толщина стенки, принять  $\delta = 0,008 \dots 0,012$  м;  $D = \sqrt{\frac{4S}{\pi}}$ .

Массу крышки и днища можно приближенно рассчитать по формуле



$$M_{\text{кр}} + M_{\text{дн}} \approx 2 D \delta \rho \quad (2.50)$$

Масса тарелки  $M_{\text{тар}}$  зависит от ее конструкции и диаметра и может быть определена из [5].

Стоимость испарителя  $\Pi_{\text{и}}$  и дефлегматора  $\Pi_{\text{д}}$  зависит от поверхности их теплообмена  $F_{\text{и}}$  и  $F_{\text{д}}$ , соответственно, и цены за 1 м<sup>2</sup> кожухотрубного теплообменного аппарата  $\Pi_{\text{т.а}}$

$$\Pi_{\text{и}} = \Pi_{\text{т.а}} F_{\text{и}}; \quad \Pi_{\text{д}} = \Pi_{\text{т.а}} F_{\text{д}} \quad (2.51)-(2.52)$$

Эксплуатационные затраты при оптимизационных расчетах можно представить только суммой затрат на греющий пар и воду, охлаждающую дефлегматор, т.к. они наиболее зависят от величины флегмового числа,

$$\mathcal{E} = (\Pi_{\text{п}} D + \Pi_{\text{в}} G) \tau, \quad \text{руб/год} \quad (2.53)$$

где  $D$  и  $G$  - расход греющего пара в испаритель и охлаждающей воды в дефлегматор (находятся из уравнений теплового баланса соответствующего теплообменного аппарата), кг/ч;  $\Pi_{\text{п}}$  и  $\Pi_{\text{в}}$  - цена пара и охлаждающей воды, руб/кг, (постоянно корректируются);  $\tau$  - число часов использования установки, ч/год.

Тепловая нагрузка на испаритель, Вт

$$Q_{\text{и}} = \frac{D}{3,6} r_{\text{гр}}, \quad (2.54)$$

где  $r_{\text{Гр}}$  - теплота конденсации греющего пара.

Поверхность теплообмена испарителя

$$F_{\text{И}} = \frac{Q_{\text{И}}}{k_{\text{И}} \Delta t_{\text{И}}}, \quad (2.55)$$

где  $k_{\text{И}}$  - коэффициент теплопередачи от конденсирующегося греющего пара к кипящему раствору, Вт/(м<sup>2</sup>·К), [5];  $\Delta t_{\text{И}}$  - температурный напор в испарителе, оС,

$$\Delta t_{\text{И}} = t_{\text{Гр}} - t_{\text{В}}, \quad (2.56)$$

здесь  $t_{\text{Гр}}$  - температура греющего пара, °С, определяется по давлению пара [9].

Тепловая нагрузка на дефлегматор, Вт

$$Q_{\text{Д}} = \frac{G_{\text{д}}}{3,6} R r_{\text{д}}, \quad (2.57)$$

Расход охлаждающей дефлегматор воды, кг/ч

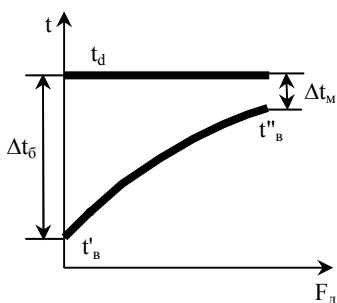
$$G = \frac{3,6 Q_{\text{Д}}}{c_{\text{В}} (t_{\text{В}}'' - t_{\text{В}}')} \quad (2.58)$$

где  $c_B$  - теплоемкость воды,  $c_B = 4,19$  кДж/(кг·К);  $t'_B$  и  $t''_B$  - температура охлаждающей воды на входе и выходе из дефлегматора, °С.

Поверхность теплообмена дефлегматора

$$F_D = \frac{Q_D}{k_D \Delta t_D}, \quad (2.59)$$

где  $k_D$  - коэффициент теплопередачи от конденсирующихся паров к охлаждающей воде, Вт/(м<sup>2</sup>·К), [5];



$\Delta t_D$  - температурный напор в дефлегматоре, °С,

$$\Delta t_D = \frac{\Delta t_\sigma - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_\sigma}{\Delta t_M}} \quad (2.60)$$

Анализ оптимального флегмового числа с точки зрения технико-экономических показателей целесообразно осуществлять по приведенной выше методике с помощью ПЭВМ.

## *ЛИТЕРАТУРА*

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

Учебное издание

**КОСМАЧЕВА** Элеонора Михайловна

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ  
ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

Методическое пособие  
по выполнению курсового проекта  
«Разработка теплотехнологической установки»  
для студентов специальности  
1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика»

В 2 частях

Часть 1

Технический редактор *О. В. Песенько*

Подписано в печать 24.12.2013. Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 2,56. Уч.-изд. л. 2,00. Тираж 100. Заказ 434.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет. ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.