

1 ОПИСАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ УСТАНОВКИ

Схема ректификационной установки непрерывного действия приведена рисунке 1.1 [1].

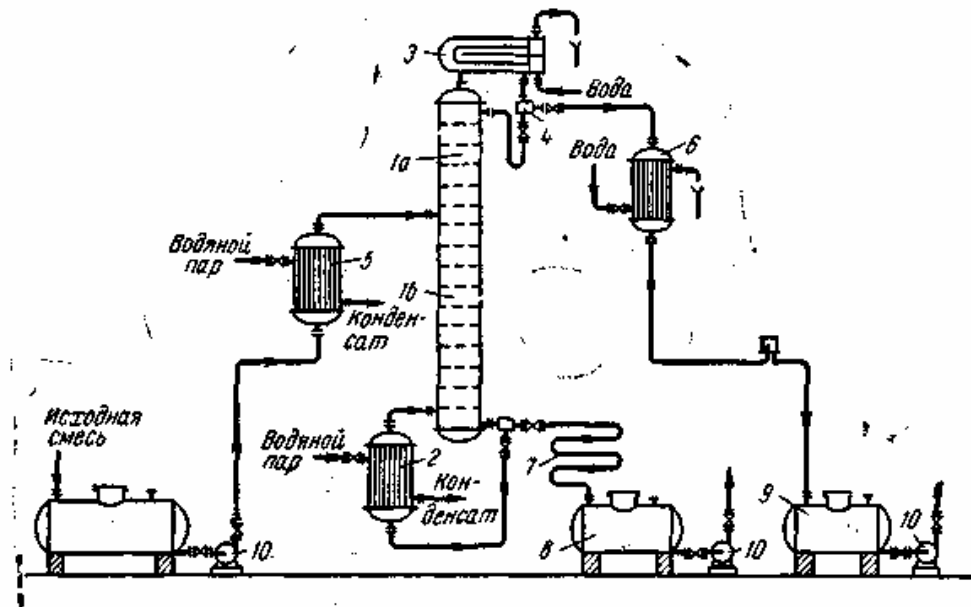


Рисунок 1.1 Схема непрерывно действующей ректификационной установки

1 – ректификационная колонна (а – концентрационная часть, б – отгонная часть); 2 – кипятильник; 3 – дефлегматор; 4 – делитель флегмы; 5 – подогреватель исходной смеси; 6 – холодильник дистиллята (или холодильник-конденсатор); 7 – холодильник остатка (или нижнего продукта); 8, 9 – сборники; 10 – насосы.

Ректификационная колонна 1 имеет цилиндрический корпус, внутри которого установлены контактные устройства в виде тарелок или насадки. Снизу вверх по колонне движутся пары, поступающие в нижнюю часть аппарата из кипятильника 2, который находится вне колонны, т. е. является выносным (как показано на рисунке), либо размещается непосредственно под колонной. С помощью кипятильника создается восходящий поток пара. Пары проходят через слой жидкости на нижней тарелке.

		N				

В нижней части (от питающей до нижней тарелки) необходимо в максимальной степени удалить из жидкости НК, то есть исчерпать жидкость для того, чтобы в кипятильник стекала жидкость, близкая по составу к чистому ВК. Соответственно эта часть колонны называется исчерпывающей или отгонной.

В дефлегматоре 3 (конденсатор-холодильник) могут быть сконденсированы либо все пары, поступающие из колонны, либо только часть их соответствующая количеству возвращаемой в колонну флегмы. В первом случае часть конденсата, остающаяся после отделения флегмы, представляет собой дистиллят (ректификат), или верхний продукт, который после охлаждения в холодильнике 6 направляется в сборник дистиллята 9. Во втором случае несконденсированные в дефлегматоре пары одновременно конденсируются и охлаждаются в холодильнике 6, который при таком варианте работы служит конденсатором-холодильником дистиллята.

Жидкость, выходящая из низа колонны (близкая по составу ВК) также делится на две части. Одна часть, как указывалось, направляется в кипятильник, а другая – остаток (нижний продукт) после охлаждения водой в холодильнике 7 направляется в сборник 8.

		N				

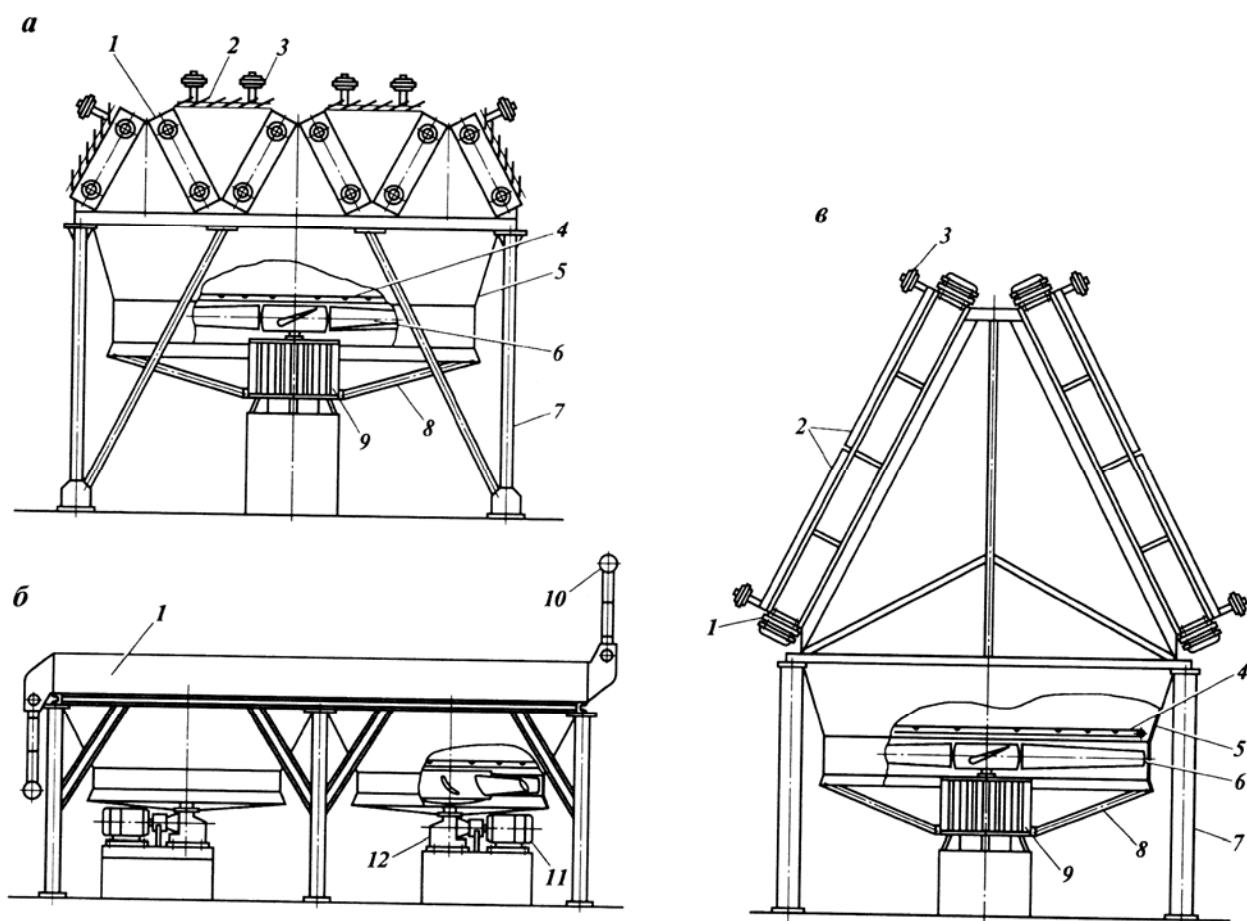


Рисунок 2.1 – Типы аппаратов воздушного охлаждения

- 1 – секция; 2 – сетка; 3 – клапан; 4, 8 – защитная решетка; 5 – раструб;
 6 – лопасть; 7 – стойка; 9 – опорный диск; 10 – штуцер;
 11 – электродвигатель; 12 – редуктор

Пройдя распределительную решетку 4, поток холодного воздуха движется по расширяющемуся конусному раструбу 5. В результате расширения сечения потока его скорость несколько уменьшается, и снижается давление, что влечет некоторое снижение температуры, компенсирующее ее возрастание при прохождении лопастей 6 вентилятора.

Непосредственная передача тепла от охлаждаемого компонента воздуху происходит в секциях 1, состоящих из расположенных в шахматном порядке гладких или оребренных трубок. Профилированная сетка 2 служит для создания определенного направления движения воздуха.

		N				

3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

3.1 Исходные данные к расчету

Исходные данные для проектирования сведены в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Исходные данные для проектирования аппарата

Наименование параметра	Обозначение	Величина
Расход дистиллята	D	5 т/ч
Флегмовое число	R _ф	10
Массовая доля бутилацетата в дистилляте	Y _м	0,92
Давление наверху колонны	P _D	0.15 МПа
Температура флегмы	t _ф	35 °С

3.2 Особенности расчета конденсатора-холодильника

В качестве конденсаторов-холодильников могут использоваться обычные кожухотрубчатые теплообменники, в межтрубном пространстве которых происходит конденсация паров [4].

Поверхность теплообмена кожухотрубчатого конденсатора-холодильника

$$F = \frac{Q}{K \Delta T_{\text{ср}}}$$

где Q – тепловая нагрузка теплообменника, Вт;

K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м² К);

ΔT_{ср} – средняя разность температур, К.

Тепловая нагрузка конденсатора-холодильника

$$Q = Q_{\text{охл1}} + Q_{\text{конд}} + Q_{\text{охл2}}$$

где Q_{охл1} – теплота, расходуемая на охлаждение паров до температуры конденсации, Вт;

Q_{конд} – теплота, расходуемая на конденсацию паров, Вт;

		N				

Расход флегмы связан с расходом дистиллята соотношением

$$g = D R_p$$

где D – расход дистиллята, т/ч;

R_p – флегмовое число, согласно заданию на проектирование $R_p = 10$.

$$g = 5,000 \times 10 = 50,000 \text{ т/ч}$$

Соответственно расход паров на конденсацию

$$G_{\Pi} = D + g = 5,000 + 50,000 = 55,000 \text{ т/ч}$$

Определим массовый расход каждого компонента

$$G_{\text{Э}} = G_{\Pi} \times Y_M = 55,000 \times 0.92 = 50,600 \text{ т/ч}$$

$$G_{\text{В}} = G_{\Pi} \times (1 - Y_M) = 55,000 \times (1 - 0.92) = 4,400 \text{ т/ч}$$

Мольная масса компонентов

$$M_{\text{Э}} = M(\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}) = 12 \times 2 + 5 + 16 + 1 = 46 \text{ кг/кмоль}$$

$$M_{\text{В}} = M(\text{H}_2\text{O}) = 2 + 16 = 18 \text{ кг/кмоль}$$

Мольный расход компонентов

$$D_{\text{Э}} = \frac{G_{\text{Э}}}{M_{\text{Э}}} = \frac{50,600}{46} = 1100,0 \text{ кмоль/ч}$$

$$D_{\text{В}} = \frac{G_{\text{В}}}{M_{\text{В}}} = \frac{4,400}{18} = 244,0 \text{ кмоль/ч}$$

Мольный расход смеси

$$D_{\Pi} = D_{\text{Э}} + D_{\text{В}} = 1100,0 + 244,4 = 1344,4 \text{ кмоль/ч}$$

Мольная доля бутилацетата

$$Y_{\text{Э}} = \frac{D_{\text{Э}}}{D_{\Pi}} = \frac{1100,0}{1344,4} = 0.818$$

3.4 Определение температуры паров дистиллята и конденсата

Температура паров дистиллята определяется из уравнения изотермы состояния жидкой фазы

$$\sum \frac{Y_{Li}}{k_i} = 1 \quad (1)$$

где Y_{Li} – мольная доля i -го компонента в паровом потоке;

		N				

где $T_0 = 273 \text{ K}$ – температура абсолютного нуля.

В силу большой трудоемкости расчетов выполним их с использованием ЭВМ, в частности, программы MathCAD. На рисунке 3.2 приведена программа MathCAD, выполняющая интерполяцию линейным сплайном табличных данных.

■ Давление насыщенных паров компонентов

ДНП этанола	ДНП воды	Аргумент
$\left(\begin{array}{c} 185 \\ 292 \\ 442 \\ 647 \\ 921 \\ 1276 \\ 1728 \\ 2294 \\ 2991 \\ 3840 \\ 4859 \\ 6070 \\ 7496 \\ 9157 \end{array} \right)$	$\left(\begin{array}{c} 4.6 \\ 9.2 \\ 17.5 \\ 31.8 \\ 55.3 \\ 92.5 \\ 149 \\ 234 \\ 355 \\ 526 \\ 760 \\ 1075 \\ 1489 \\ 2026 \end{array} \right)$	$\left(\begin{array}{c} 0 \\ 10 \\ 20 \\ 30 \\ 40 \\ 50 \\ 60 \\ 70 \\ 80 \\ 90 \\ 100 \\ 110 \\ 120 \\ 130 \end{array} \right)$
$VP_{vЭ} := \cdot 133\text{Па}$	$VP_{vВ} := \cdot 133\text{Па}$	$VT := \text{К} + 273\text{К}$

Массив вторых производных для интерполяции

$$d2_{Э} := \text{lspline}(VT, VP_{vЭ})$$

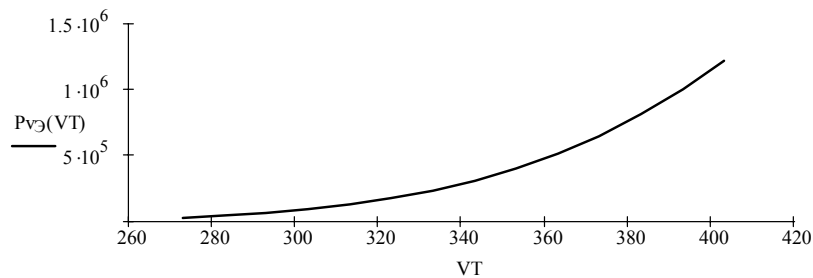
$$d2_{В} := \text{lspline}(VT, VP_{vВ})$$

Функциональная зависимость ДНП от температуры

$$P_{vЭ}(T) := \text{interp}(d2_{Э}, VT, VP_{vЭ}, T)$$

$$P_{vВ}(T) := \text{interp}(d2_{В}, VT, VP_{vВ}, T)$$

Давление насыщенных паров этанола в зависимости от температуры (К)



Давление насыщенных паров воды в зависимости от температуры (К)

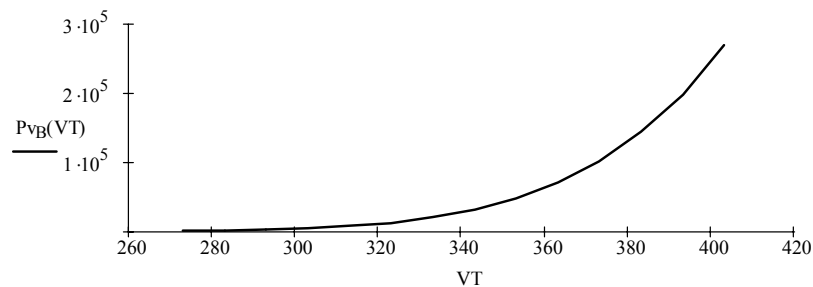


Рисунок 3.2 – Программа MathCAD для интерполяции значений ДНП

		N			

Температуру сконденсировавшихся паров $T_{\text{ж}}$ определяем как изотерму состояния жидкой фазы также с применением ЭВМ

- Ориентировочное значение температуры (для первой итерации)

$$T_{\text{ж}} := 350\text{K}$$

Блок численного решения уравнений

Given

$$Y_{\text{D}} \cdot \frac{P_{\text{vЭ}}(T_{\text{ж}})}{P_{\text{D}}} + (1 - Y_{\text{D}}) \cdot \frac{P_{\text{vВ}}(T_{\text{ж}})}{P_{\text{D}}} = 1$$

$$T_{\text{ж}} := \text{Find}(T_{\text{ж}})$$

Результат решения

$$T_{\text{ж}} = 324.947\text{K}$$

$$T_{\text{ж}} - T_0 = 51.947\text{grC}$$

Давление насыщенных паров

этанол

$$P_{\text{vЭ}}(T_{\text{ж}}) = 0.180\text{МПа}$$

воды

$$P_{\text{vВ}}(T_{\text{ж}}) = 0.180\text{МПа}$$

Константа фазового равновесия

этанол

$$\frac{P_{\text{vЭ}}(T_{\text{ж}})}{P_{\text{D}}} = 1.202$$

воды

$$\frac{P_{\text{vВ}}(T_{\text{ж}})}{P_{\text{D}}} = 0.090$$

Рисунок 3.4 – Фрагмент программы на MathCAD

для определения температуры сконденсировавшихся паров

В соответствии с результатами выполнения программ для MathCAD получим температуру паров дистиллята

$$T_{\text{п}} = 349,6\text{K} = 76,6\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Температура сконденсировавшихся паров

$$T_{\text{ж}} = 234,9\text{K} = 51,9\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Температура флегмы (из задания на проектирование)

$$t_{\text{ф}} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$$

		N				

Энтальпия жидкости считается по формуле

$$H(t) = c(t) t$$

где $c(t)$ – теплоемкость при температуре t .

Общая теплоемкость смеси считается по принципу аддитивности

$$C(t) = \Sigma (c(t)_i Y_{Mi})$$

Значение теплоемкости при $t_{Dн} = t_x = 64,3 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_{Dк} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ подсчитаем интерполированием, используя табличные значения теплоемкости при $20 \text{ }^\circ\text{C}$, $40 \text{ }^\circ\text{C}$, $80 \text{ }^\circ\text{C}$ и $100 \text{ }^\circ\text{C}$ [1, прил. III], как при определении теплоты испарения.

Опуская аналогичные расчеты, приведем результат в виде фрагмента программы на MathCAD (см. рисунок 3.5)

■ Теплоемкости компонентов при температурах 20, 40, 60 и 80 градусов Цельсия

$$c_{20} := \begin{pmatrix} 0.593 \\ 0.999 \end{pmatrix} \cdot 4.19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad c_{40} := \begin{pmatrix} 0.648 \\ 0.998 \end{pmatrix} \cdot 4.19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$c_{60} := \begin{pmatrix} 0.708 \\ 1.000 \end{pmatrix} \cdot 4.19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad c_{80} := \begin{pmatrix} 0.769 \\ 1.000 \end{pmatrix} \cdot 4.19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Теплоемкость компонентов при температуре t_n и t_k .

$$c_{Dн} := c_{60} + (t_{Dн} - 60 \cdot \text{grC}) \cdot \frac{c_{80} - c_{60}}{(80 - 60) \text{grC}} \quad c_{Dн} = \begin{pmatrix} 2.864 \\ 4.190 \end{pmatrix} \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$c_{Dк} := c_{20} + (t_{Dк} - 20 \cdot \text{grC}) \cdot \frac{c_{40} - c_{20}}{(40 - 20) \text{grC}} \quad c_{Dк} = \begin{pmatrix} 2.658 \\ 4.183 \end{pmatrix} \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Теплоемкость всей смеси при температуре t_n и t_k (определяется как аддитивная величина).

$$c_{Dн} := c_{Dн} \cdot \begin{pmatrix} Y_M \\ 1 - Y_M \end{pmatrix} \quad c_{Dн} = 2.970 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$c_{Dк} := c_{Dк} \cdot \begin{pmatrix} Y_M \\ 1 - Y_M \end{pmatrix} \quad c_{Dк} = 2.780 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Рисунок 3.5 – Программа для MathCAD для определения теплоемкости смеси

Тогда энтальпии жидкости в начале и в конце охлаждения

$$H_{Dн} = t_{Dн} c_{Dн} = 64,3 \times 2.970 = 154,3 \text{ кДж/кг}$$

$$H_{Dк} = t_{Dк} c_{Dк} = 35 \times 2.780 = 97,3 \text{ кДж/кг}$$

		N				

$$V_B = \frac{5.44 \times 10^5}{943} = 577 \text{ м}^3/\text{ч} = 160 \text{ л/с}$$

3.7 Определение средней разности температур

Средняя разность температур для противотока считается по формуле

$$\Delta T_{\text{cp}} := \frac{\Delta T_{\text{max}} - \Delta T_{\text{min}}}{2.3 \cdot \log \left(\frac{\Delta T_{\text{max}}}{\Delta T_{\text{min}}} \right)}$$

где ΔT_{max} и ΔT_{min} – большая и меньшая разность температур соответственно:

$$\Delta T_{\text{max}} = t_x - t_{B1} = 64.3 - 5 = 59.3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{min}} = t_{Dk} - t_{B2} = 35 - 30 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Тогда средняя разность температур

$$\Delta T_{\text{cp}} = \frac{59.3 - 5}{2.3 \log (59.3/5)} = 22.0 \text{ }^\circ\text{C}$$

3.8 Ориентировочный выбор теплообменника

Требуемая поверхность теплообмена определяется по формуле

$$F := \frac{Q}{K \cdot \Delta T_{\text{cp}}}$$

где K – коэффициент теплопередачи. Для предварительных расчетов принимаем для конденсаторов [2]

$$K = 1.0 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \text{ К}}$$

Тогда ориентировочная поверхность теплообмена

$$F = \frac{16007}{1.0 \times 22.0} = 628 \text{ м}^2$$

Решение вопроса о том, какой из теплоносителей направить в трубное пространство, а какой в межтрубное, определяется давлением теплоносителей, их коррозионной активностью, способностью загрязнять поверхность теплообмена и рядом других признаков [2].

		N				

$$K := \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Gamma}} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{CT}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{B}}}}$$

где α_{D} – коэффициент теплоотдачи со стороны конденсата;

λ_{CT} – теплопроводность материала трубок, принимаем трубки из нержавеющей стали $\lambda = 25 \text{ Вт / (м} \times \text{К)}$ [2];

α_{B} – коэффициент теплоотдачи со стороны воды.

Значение коэффициент теплоотдачи определяют по формуле [2]

$$\text{Nu} = \frac{\alpha d_3}{\lambda}$$

где Nu – критерий Нуссельта;

d_3 – эквивалентный диаметр поверхности, для цилиндрической поверхности эквивалентный диаметр равен диаметру цилиндра;

λ – теплопроводность среды.

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды. Критерий Нуссельта для воды может быть определен по формуле

$$\text{Nu}_{\text{B}} := 0.023 \cdot \text{Re}_{\text{B}}^{0.8} \cdot \text{Pr}_{\text{B}}^{0.4}$$

где Re_{B} – критерий Рейнольдса для воды

$$\text{Re}_{\text{B}} = \frac{4G_{\text{B}}}{\pi d_{\text{BH}} (n/z) \mu_{\text{B}}} = \frac{4 \times 160}{3,14 \times 0,016 \times (1658/2) \times 1.16 \times 10^{-3}} = 12551$$

Pr_{B} – критерий Прандтля для воды

$$\text{Pr}_{\text{B}} = \frac{c_{\text{B}} \mu_{\text{B}}}{\lambda_{\text{B}}}$$

где λ_{B} – теплопроводность воды при средней температуре $t_{\text{вср}} = 17,5 \text{ }^\circ\text{C}$;

c_{B} – теплоемкость воды при средней температуре $t_{\text{вср}} = 17,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Теплопроводность воды определим интерполированием табличных данных при $10 \text{ }^\circ\text{C}$ и $20 \text{ }^\circ\text{C}$ [4, табл. XXXIX]:

$$\lambda_{\text{B}} = \frac{0,575 + 0,592}{2} = 0,587 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \times \text{К}}$$

		N				

μ_D – вязкость конденсата при средней температуре $t_{срмтр} = 64,3 \text{ }^\circ\text{C}$, $\text{H}/(\text{с} \times \text{м}^2)$.

Вязкость конденсата при температуре $t_{срмтр} = 64,6 \text{ }^\circ\text{C}$ определяется интерполированием значений вязкости конденсата при $60 \text{ }^\circ\text{C}$ и при $80 \text{ }^\circ\text{C}$, , как для теплоемкости (см. выше). Вязкость конденсата при $t_{срмтр} = 64,6 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\mu_D = 0.970 \times 10^{-3} \frac{\text{H}}{\text{с} \times \text{м}^2}$$

Секундный расход паров дистиллята

$$G_M = 55000 / 3600 = 15,28 \text{ кг/с}$$

Соответственно критерий Рейнольдса

$$Re_D = \frac{15,28 \times 0,016}{0,165 \times 0.970 \times 10^{-3}} = 19091$$

Критерий Прандтля для газа

$$Pr_D = \frac{c_D \mu_D}{\lambda_D}$$

где λ_D – теплопроводность конденсата при средней температуре $64,3 \text{ }^\circ\text{C}$;

c_D – теплоемкость конденсата при средней температуре $t_{ср} = 64,3 \text{ }^\circ\text{C}$.

Значение теплопроводности и теплоемкости вычисляется аналогично тому, как было вычислено значение вязкости при $64,3 \text{ }^\circ\text{C}$. Поэтому процесс расчета опустим. Рассчитанные значения теплопроводности и вязкости при средней температуре для газа:

$$\lambda_D = 0,254 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \times \text{К}}, c_D = 3017 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \times \text{К}}$$

Соответственно, критерий Прандтля

$$Pr_r = \frac{3017 \times 0.970 \times 10^{-3}}{0,254} = 11.519$$

Критерий конденсации

$$K_n = \frac{990}{2.875 \times 4.9} = 69,4$$

Критерий Нуссельта

$$Nu_D = 0,023 \times 19091^{0,8} \times 11.519^{0,4} \times 69,4^{0,25} = 174$$

Тогда коэффициент теплоотдачи для конденсата

		N				

$$F = \frac{16007 \times 10^3}{997 \times 22,1} = 588 \text{ м}^2$$

Запас поверхности теплообмена

$$\frac{F_0 - F}{F} = \frac{625 - 588}{625} = 0,059 = 5,9 \%$$

3.10 Определение гидравлического сопротивления холодильника

Гидравлическое сопротивление трубного пространства определяется по формуле [2, стр. 33]

$$\Delta P_{\text{тр}} = \left(\frac{\lambda_{\text{тр}} L z}{d_{\text{вн}}} + \sum \xi_i \right) \frac{\rho_{\text{тр}} \omega_{\text{тр}}^2}{2}$$

где $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент трения для трубного пространства;

$\sum \xi_i$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений: для входной и выходной камеры $\xi = 1,5$; вход в трубки и выход из них $\xi = 1$ [2, стр. 33].

Итого $\sum \xi_i = 2 \times 1,5 + 1 \times 2 = 5$;

$\rho_{\text{тр}}$ – плотность среды в трубках при средней температуре $t_{\text{сртр}} = 17,5 \text{ }^\circ\text{C}$,
 $\rho_{\text{тр}} = \rho_{\text{в15}} = (1000 + 998)/2 = 999 \text{ кг/м}^3$;

$\omega_{\text{тр}}$ – скорость среды в трубном пространстве

$$\omega_{\text{тр}} := \frac{4 \cdot G_{\text{тр}} \cdot z}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot n \cdot \rho_{\text{тр}}} = \frac{4 \times 160 \times 2}{3,14 \times 0,0162 \times 1658 \times 999} = 0,450 \text{ м/с}$$

Коэффициент трения рассчитываем по формуле

$$\lambda_{\text{тр}} := \frac{0,25}{\log \left[\frac{e}{3,7} + \left(\frac{6,81}{\text{Re}_{\text{тр}}} \right)^{0,9} \right]^2}$$

где $e = \Delta/d_{\text{вн}}$ – относительная шероховатость труб;

Δ – высота выступов шероховатостей, $\Delta = 0,2 \times 10^{-3} \text{ м}$ [2, стр. 33].

Подставляя, получим

$$e = 0,2 \times 10^{-3} / 16 \times 10^{-3} = 0,0125$$

Соответственно коэффициент трения

		N				

3.11 Расчет диаметров основных штуцеров конденсатора-холодильника

К основным штуцерам аппарата относят штуцера ввода паров дистиллята, вывода конденсата, ввода и вывода воды.

Диаметр штуцера определяется по формуле

$$D_{\text{шп}} = \sqrt{\frac{4V}{\pi \omega}} \quad (3.1)$$

где V – объемный расход среды, $\text{м}^3/\text{с}$;

ω – рекомендуемая скорость среды в штуцере, $\text{м}/\text{с}$.

Объемный расход конденсата (принимаяем 80% бутилацетат)

$$V_{\text{к}} = \frac{G_{\text{pp}}}{\Gamma_{\text{pp}}} = 55000 / 843 = 65.24 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,018 \text{ м}^3/\text{с}$$

Диаметр штуцера вывода конденсата

$$D_{\text{конд}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,018}{3,14 \times 1}} = 0,17 \text{ м}$$

Принимаем стандартное значение

$$D_{\text{Гвх}} = 200 \text{ мм}$$

Диаметр штуцера вывода воды

$$D_{\text{вых}} = \sqrt{\frac{4 \times (160/3600)}{3,14 \times 1}} = 0,237 \text{ м}$$

Принимаем стандартное значение

$$D_{\text{п}} = 250 \text{ мм}$$

Диаметр штуцера ввода воды

$$D_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \times (160/3600)}{3,14 \times 1,5}} = 0,194 \text{ м}$$

Принимаем стандартное значение

$$D_{\text{п}} = 200 \text{ мм}$$

		N				

$$s = \frac{\pi (d - 2s)^2}{4} = \frac{3.14 (0.250 - 2 \times 0.002)^2}{4} = 0,0367 \text{ м}^2$$

Соответственно

$$\omega = \frac{0.160}{0.0367} = 1,6 \text{ м/с}$$

Определим критерий Рейнольдса для среды в трубопроводе

$$Re = \frac{\omega d}{\nu}$$

где $\nu = 0,001 \text{ с}^{-1}$ – динамический коэффициент вязкости для воды [4, табл. V].

Соответственно

$$Re = \frac{1.6 \times (0.250 - 2 \times 0,002)}{0,001} = 394 < 2300$$

Режим движения ламинарный. Коэффициент трения трубы

$$\lambda = \frac{A}{Re}$$

где $A = 64$ – коэффициент для круглого сечения потока [4, табл. XIII]. Тогда

$$\lambda = \frac{64}{394} = 0,162$$

Скоростной напор насоса [5]

$$h_{ск} = \frac{\omega^2}{2g} = 1,6^2 / (2 \times 9,81) = 0,13 \text{ м}$$

Потеря напора на трение и местные сопротивления

$$h_{тр+мс} = \frac{\lambda (L + L_{эКВ})}{d - 2s} h_{ск}$$

где $L_{эКВ}$ – суммарная эквивалентная длина местных сопротивлений. Для проектируемого трубопровода на пути следования жидкости от насоса до точки ввода в аппарат встречаются два местных сопротивления: поворот трубопровода на 90° .

Эквивалентная длина такого сопротивления для трубопровода круглого сечения [2]

$$L_{пов}^{90} = 1.65 d_{вн}$$

где $d_{вн} = d - 2s = 0,150 - 2 \times 0,002 = 0,146 \text{ м}$ – внутренний диаметр трубопровода. Соответственно

$$L_{пов}^{90} = 1,65 \times 0,146 = 0,241 \text{ м.}$$

		N				

5 РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ АППАРАТА НА ПРОЧНОСТЬ

5.1 Выбор материала для изготовления аппарата

Для изготовления деталей аппарата, были выбраны рекомендуемые материалы отраслевым стандартом ОСТ 26-271—71, с учетом воздействия на них коррозионной среды и возникающих нагрузок в процессе эксплуатации. Так узлы и детали соприкасающиеся во время работы аппарата с бутилацетатом, изготавливаются из стали 08X18H10T, все остальные из стали СтЗсп ГОСТ380-71. Сталь 08X18H10T применяется для агрессивных сред при следующих рабочих условиях: температура стенки от -40 до $+560^{\circ}\text{C}$; давление среды (в МПа) неограничено.

Все выбранные материалы соответствуют условиям безопасной и безотказной работы проектируемого аппарата в течение 15 лет.

5.2 Расчет толщины стенки корпуса

Определим толщину стенки цилиндрической обечайки. Исходные данные: длина обечайки $l_r=4843$ мм, внутренний диаметр $D_r=1200$ мм, рабочее давление $p_{r.п}=0,6$ МПа

Нормативное допускаемое напряжение для стали 08X18H10T при $t_r = 158,1$ $^{\circ}\text{C}$ равно $\sigma^* = 119,19$ МПа. Тогда допускаемое напряжение при статических однократных нагрузках для рабочего состояния, определяется по формуле

$$[\sigma] = 119,19 \cdot 1 = 119,19 \text{ МПа.}$$

Пробное давление при гидравлическом испытании определим по формуле:

$$p_{II} = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,25 \cdot p_p \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} \\ p_p + 0,3 \end{array} \right\}, \text{МПа}$$
$$p_{II} = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,25 \cdot 0,6 \cdot \frac{140}{119,19} = 0,88 \\ 0,6 + 0,3 = 0,90 \end{array} \right\} = 0,9 \text{ МПа.}$$

		N				

5.3 Расчет фланцевого соединения

В качестве примера проведем расчет фланцевого соединения, которое соединяет обечайку камеры питания и греющей камеры. Исходные данные: температура среды $t = 158,1$ °С; исполнительная толщина стенки обечайки $s = 5$ мм; внутренний диаметр обечайки $D = 400$ мм; рабочее давление $p_p = 0,6$ МПа.

Конструкция фланцев в значительной мере определяется давлением рабочей среды и требованиями минимальных затрат времени на сборку или разборку соединения. В связи с этим для соединения выбираем фланцы плоские приварные.

Расчетная температура элементов фланцевого соединения- приварного встык, определяется по формулам:

$$t_{\phi} = t;$$

$$t_B = 0,97 \cdot t,$$

где t_{ϕ}, t_B – расчетная температура соответственно фланцев и болтов, °С.

При $t = 158,1$ °С по формулам (3.42) и (3.43), получим:

$$t_{\phi} = 158,1 \text{ °С},$$

$$t_B = 0,97 \cdot 158,1 = 153,357 \text{ °С}.$$

Допустимое напряжение для материала болтов Сталь 35 при $t_B = 153,357$ °С, равно $[\sigma]_B = 123$ МПа.

Толщина s_0 втулки фланца в зависимости от его конфигурации принимается для сварного встык

$$s < s_0 < 1,3 \cdot s, \text{ но во всех случаях } s_0 - s < 5 \text{ мм.}$$

Примем $s_0 = 6$ мм, тогда проверим условие (3.44), и получим

$$5 < 6 < 6,5 \text{ и } 6 - 5 = 1 < 5.$$

Толщина s_1 у основания втулки приварного встык фланца, определяется по формуле

$$s_1 = \beta_1 \cdot s_0, \text{ мм}$$

где β_1 – коэффициент, зависящий от отношения D/s_0 и рабочего давления.

При $p_p = 0,6$ МПа и $D/s_0 = 800/6 = 133,3$ примем $\beta_1 = 2,5$.

		N				

$$h_{\phi} > \lambda_{\phi} \cdot \sqrt{D \cdot s_{\text{ЭК}}}, \text{ мм}$$

где λ_{ϕ} – принимается в зависимости от рабочего давления и типа фланца (для фланцев встык при $p_p = 0,6$ МПа $\lambda_{\phi} = 0,42$);

$s_{\text{ЭК}}$ – эквивалентная толщина втулки, мм;

$$s_{\text{ЭК}} = s_0 \cdot \left[1 + \frac{h_B \cdot (\beta_1 - 1)}{h_B + 0,25 \cdot (\beta_1 + 1) \cdot \sqrt{D \cdot s_0}} \right].$$

Расстояние между опорными поверхностями гаек для фланцевого соединения с уплотнительной поверхностью типа «выступ-впадина» (ориентировочно)

$$l_{\text{БО}} = 2 \cdot h_{\phi} + h_{\text{П}}, \text{ мм}$$

где $h_{\text{П}}$ – высота (толщина) стандартной прокладки, $h_{\text{П}} = 2$ мм

Расчетную длину болта l_B , м определим по формуле

$$l_B = l_{\text{БО}} + 0,28 \cdot d, \text{ мм. })$$

Нагрузки, действующие на фланец. Равнодействующая внутреннего давления F_D , МН и реакция прокладки $R_{\text{П}}$, МН по формулам:

$$F_D = p_p \cdot \pi \cdot D^2 / 4,$$

$$R_{\text{П}} = \pi \cdot D_{\text{СП}} \cdot b_0 \cdot k_{\text{ПР}} \cdot p_p,$$

где $k_{\text{ПР}}$ – коэффициент, зависящий от материала прокладки, для паронита

$$k_{\text{ПР}} = 2,5;$$

b_0 – эффективная ширина прокладки, $b_0 = b$,

$$F_D = 0,6 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot (861 \cdot 10^{-3})^2 / 4 = 0,349 \text{ МН,}$$

$$R_{\text{П}} = 3,14 \cdot 861 \cdot 10^{-3} \cdot 14 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5 \cdot 0,6 \cdot 10^6 = 0,057 \text{ МН.}$$

Усилие, возникающее от температурных деформаций F_t , МН:

$$F_t = \frac{y_B \cdot n_B \cdot f_B \cdot E_B (\alpha_{\phi} \cdot t_{\phi} - \alpha_B \cdot t_B)}{y_{\text{П}} + y_B + 0,5 \cdot y_{\phi} (D_B + D_{\text{С.П}})^2},$$

где α_{ϕ}, α_B – соответственно коэффициенты линейного расширения материала

		N				

$$F_{B2} = F_{B1} + (1 - k_{ж}) \cdot F_D + F_t.$$

Приведенный изгибающий момент M_0 , МН·м:

$$M_0 = \max \left\{ \begin{array}{l} 0,5 \cdot (D_B - D_{СП}) \cdot F_{B1} \\ 0,5 \cdot ((D_B - D_{СП}) \cdot F_{B2} + (D_{СП} - D - s_{ЭК}) \cdot F_D) \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} \end{array} \right\},$$

где $[\sigma]_{20} = 140$ МПа; $[\sigma] = 131,11$ МПа – соответственно для материала.

Условия прочности болтов:

$$F_{B1} / (n_B \cdot f_B) < [\sigma]_{20B} \text{ и } F_{B2} / (n_B \cdot f_B) < [\sigma]_B,$$

$$0,734 / (40 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4}) = 78,08 \text{ МПа} < 130 \text{ МПа};$$

$$0,516 / (40 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4}) = 54,89 \text{ МПа} < 123 \text{ МПа}.$$

Условие прочности неметаллической прокладки:

$$F_{\max B} / (\pi \cdot D_{СП} \cdot b) < [p_{ПП}]$$

где $F_{\max B} = \{F_{B1}; F_{B2}\}$;

$[p_{ПП}] = 130$ МПа - допускаемое давление на прокладку

$$F_{\max B} = 0,734 \text{ МН}, \text{ тогда } 0,734 / (3,14 \cdot 0,861 \cdot 0,014) = 19,39 \text{ МПа} < 130 \text{ МПа}.$$

Максимальное напряжение в сечении фланца, ограниченном размером s_0 :

$$\sigma_0 = T_\phi \cdot M_0 \cdot \nu \cdot f_\phi / [D^* \cdot (s_1 - c)^2],$$

где $f_\phi = 2,5$ – коэффициент, определяемый в зависимости от β_1 и отношения

$$x = \frac{h_B}{\sqrt{D \cdot s_0}};$$

$$D^* = D = 800 \text{ мм при } D > 20 \cdot s_1,$$

$$T_\phi = \frac{D_H^2 \cdot (1 + 8,55 \cdot \lg(D_H / D)) - D^2}{(1,05 \cdot D^2 + 1,945 \cdot D_H^2) \cdot (D_H / D - 1)},$$

$$T_\phi = \frac{0,945^2 (1 + 8,55 \lg(0,945 / 0,8)) - 0,8^2}{(1,05 \cdot 0,8^2 + 1,945 \cdot 0,945^2) (0,945 / 0,8 - 1)} = 1,845,$$

$$\sigma_0 = 1,845 \cdot 0,0323 \cdot 0,504 \cdot 2,5 / [0,8 \cdot ((15 - 0,75) \cdot 10^{-3})^2] = 462,2 \text{ МПа}.$$

Тангенциальное напряжение во втулке от внутреннего давления σ_t , МПа

$$\sigma_t = p_p \cdot D / (2 \cdot (s_0 - c)) = 0,6 \cdot 0,8 / (2 \cdot (0,006 - 0,00075)) = 45,7 \text{ МПа},$$

		N				

Исходные данные: фактическая длина внешней и внутренней частей штуцера $l_1 = 160$ мм и $l_2 = 50$ мм; диаметр штуцера $d = 400$ мм; диаметр аппарата $D=1200$ мм.

Условие укрепления отверстия накладным кольцом имеет вид

$$\left[(l_{1p} + s_{yp} + s - s_p - c) \cdot (s_{ш} - s_{шp} - c_{ш}) + l_{2p} \cdot (s_{ш} - 2c_{ш}) \right] \cdot \chi_1 + \sqrt{D_p \cdot (s_{yp} + s - c)} \times \\ \times (\chi_2 \cdot s_{yp} + s - s_p - c) \geq 0,5 \cdot (d_p - d_{0p}) \cdot s_p,$$

где l_{1p} – расчетная длина внешней части штуцера, мм;

s_{yp} – расчетная толщина накладного кольца, определяемое методом последовательного приближения из условия укрепления отверстия, $s_{yp} = 10$ мм;

l_{2p} – расчетная длина внутренней части штуцера;

$s_{ш}$ – исполнительная толщина стенки штуцера, принимаем $s_{ш} = 10$ мм;

$s_{шp}$ – расчетная толщина стенки штуцера, принимаем $s_{шp} = 8,219$ мм;

$c_{ш}$ – прибавка к расчетной толщине стенки штуцера, $c_{ш} = 0,75$ мм;

χ_1, χ_2 – отношения допускаемого напряжения материала штуцера и накладного кольца к допускаемому напряжению оболочки, $\chi_1 = \chi_2 = 1$;

D_p – расчетный диаметр аппарата, $D_p = D$ для корпуса;

d_p – расчетный диаметр отверстия, мм;

d_0 – наибольший диаметр отверстия, не требующий укрепления, мм.

Расчетный диаметр круглого отверстия штуцеров в цилиндрических обечайках равен

$$d_p = d + 2 \cdot c_{ш}, \text{ мм},$$

$$d_p = 400 + 2 \cdot 0,75 = 401,5 \text{ мм}.$$

Расчетная длина внешней и внутренней частей штуцера, участвующих в укреплении отверстия:

$$l_{1p} = \min \left\{ l_1; 1,25 \cdot \sqrt{(d + 2 \cdot c_{ш}) \cdot (s_{ш} - c_{ш})} \right\}, \text{ мм}$$

$$l_{2p} = \min \left\{ l_2; 0,5 \cdot \sqrt{(d + 2 \cdot c_{ш}) \cdot (s_{ш} - 2 \cdot c_{ш})} \right\}, \text{ мм}$$

		N				

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данном курсовом проекте был изучен процесс конденсации и последующего охлаждения паров дистиллята конденсаторе-холодильнике. Был осуществлен обзор конструкций оборудования и осуществлен выбор кожухотрубчатого горизонтального теплообменника.

В разделе, посвященном описанию технологической схемы, рассмотрена физическая сущность процесса ректификации и описана технологическая схема ректификационной установки непрерывного действия.

В разделе описания физико-химических свойств компонентов подробно рассмотрены свойства воды, уксусной кислоты и водяного пара.

Технологический раздел содержит необходимые расчеты для осуществления процесса на практике. Определена тепловая нагрузка конденсатора-холодильника $W = 16007$ кВт, выбран холодный теплоноситель – захлажденная вода $t_{в1} = 5$ °С, рассчитан расход воды на конденсацию и охлаждение $G_{в} = 160$ л/с.

Также определены геометрические размеры аппарата: $D = 1200$ мм, длина теплообменных труб 6000 мм, размеры труб $d \times s = 20 \times 2$, поверхность теплообмена 625 м².

В качестве вспомогательного оборудования рассчитан насос для подачи воды в теплообменник.

Рассчитанный дефлегматор удовлетворяет техническому заданию и может быть использован на производстве в составе ректификационной установки непрерывного действия.

		N				