

1 ОПИСАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ УСТАНОВКИ

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

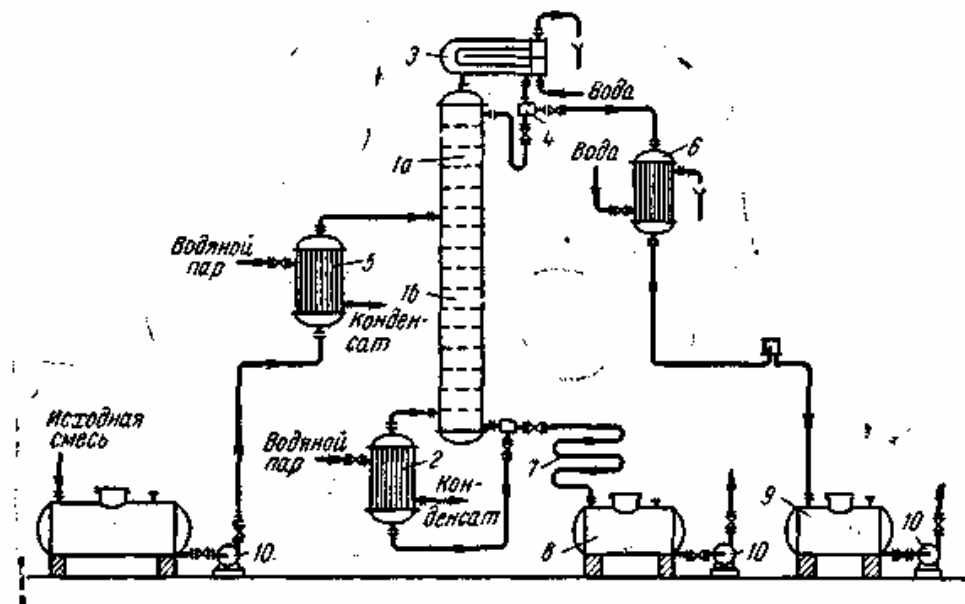


Рисунок 1.1 Схема непрерывно действующей ректификационной установки

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.

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				10

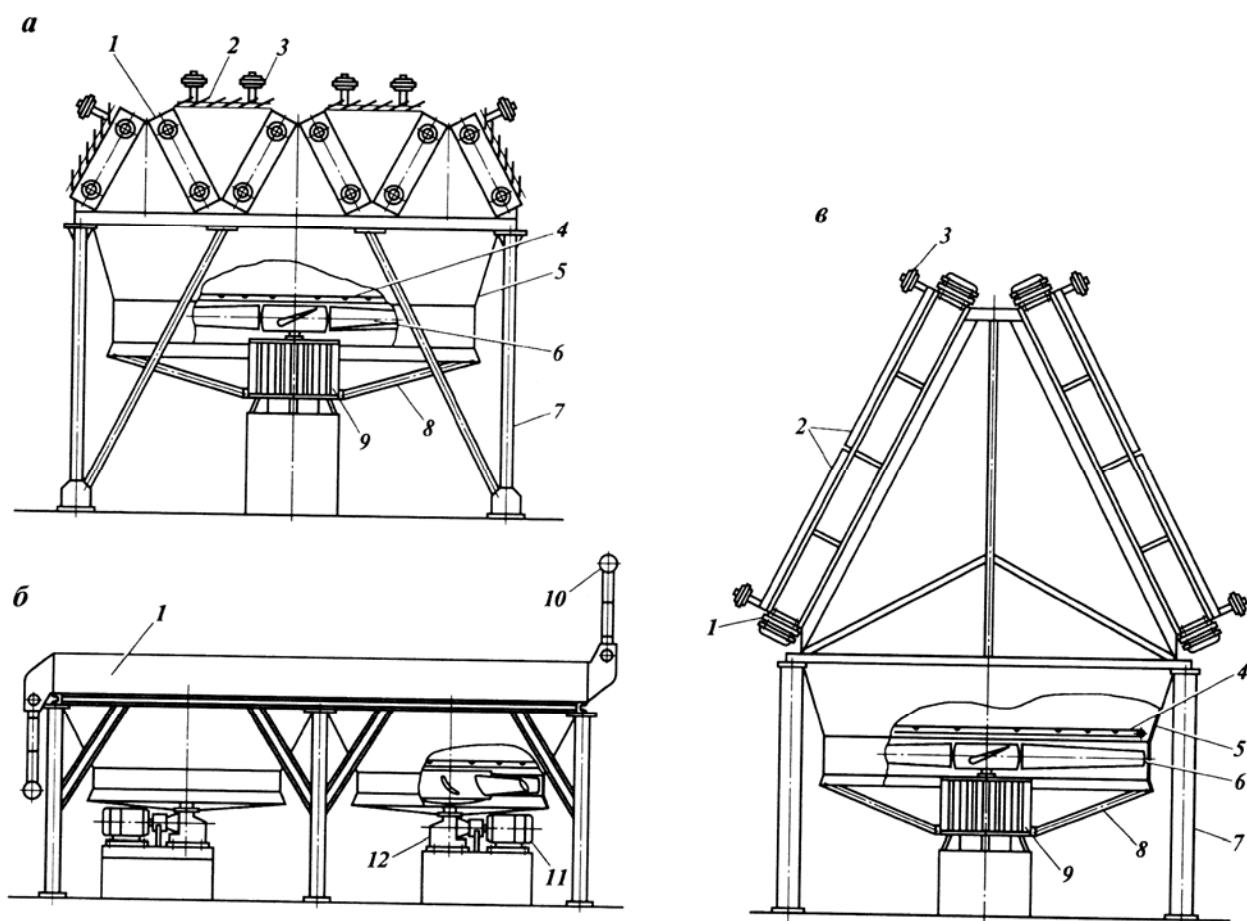


Рисунок 2.1 – Типы аппаратов воздушного охлаждения

- 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.

3 ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОЧИХ ВЕЩЕСТВ

Вода, окись водорода, H_2O , простейшее устойчивое в обычных условиях химическое соединение водорода с кислородом (11,19% водорода и 88,81% кислорода по массе), молекулярная масса 18,0160. Вода – бесцветная жидкость без запаха и вкуса (в толстых слоях имеет голубоватый цвет). По отношению к черным металлам проявляет коррозионные свойства.

Этиловый спирт (C_2H_5OH) – бесцветная подвижная жидкость с характерным запахом и жгучим вкусом, хорошо смешивается с водой, эфиром, ацетоном и многими другими органическими растворителями; легко воспламеняется (температура вспышки $14^\circ C$), с воздухом образует взрывоопасные смеси (3,28—18,95% по объему). Этиловый спирт обладает всеми характерными для одноатомных спиртов химическими свойствами, например с щелочными и щелочноземельными металлами образует алкоголяты, с кислотами — сложные эфиры, при окислении — ацетальдегид, при дегидратации — этилен и этиловый эфир. Этиловый спирт — наркотическое вещество, вызывает характерное алкогольное возбуждение; в больших дозах угнетает функции центральной нервной системы.

		N				16

Рассчитываемый конденсатор-холодильник предназначен для работы в составе ректификационной колонны в качестве дефлегматора и холодильника. Пары с верха ректификационной колонны выходят в состоянии насыщения, поэтому для проектируемого конденсатора-холодильника верно равенство

$$Q_{\text{охл1}} = 0 \text{ Вт}$$

Следовательно, тепловая нагрузка

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

После ориентировочного определения поверхности теплообмена и выбора теплообменника по каталогу проводят уточненный расчет поверхности теплопередачи и сравнивают с выбранной. Требуемая поверхность теплообмена не должна превышать поверхность теплообмена выбранного аппарата.

4.3 Определение расхода паров на конденсацию

Схема к расчету конденсатора-холодильника приведена на рисунке 4.1.

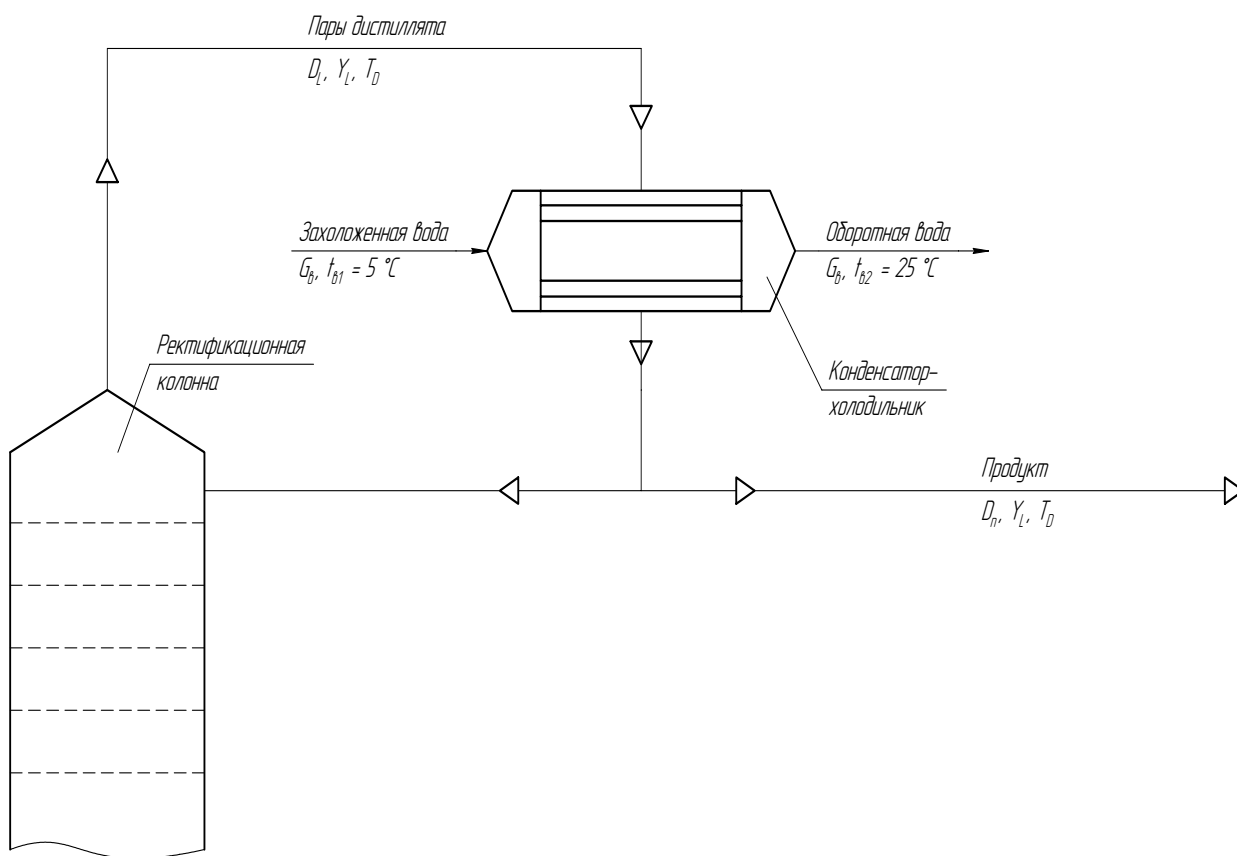


Рисунок 4.1 – Схема к расчету конденсатора-холодильника

P_{v_i} – давление насыщенных паров i -го компонента.

Давление насыщенных паров (ДНП) определяем по справочным данным [1, прил. XI]. Выборка из этого приложения приведена в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Давление насыщенных паров компонентов

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Давление насыщенных паров, мм. рт. ст.	
	Этанол	Вода
0	4,6	185
10	9,2	292
20	17,5	442
30	31,8	647
40	55,3	921
50	92,5	1276
60	149	1728
70	234	2294
80	355	2991
90	526	3840
100	760	4859
110	1075	6070
120	1489	7496
130	2026	9157

Для расчетов необходимо знать точное значение ДНП компонентов от произвольной температуры. Выполним интерполяцию табличных данных. Для этого переведем размерность табличных данных (мм. рт. ст.) в систему СИ и изменим аргумент с температуры по Цельсию на температуру по Кельвину

$$P_{V_{\text{мм. рт. ст.}}} \times 133.33 \times 10^{-6} = P_{V_{\text{МПа}}}$$

$$T = t + T_0$$

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

Процесс определение температуры верха колонны требует применения итераций. Необходимо задаться значением температуры, определить ДНП компонентов, затем произвести вычисления по формуле (1). В случае нарушения условия выбирают новое значение температуры и повторяют расчет.

Эту часть расчетов выполним также с применением ЭВМ.

Ниже на рисунке 4.3 приводится программа для MathCAD и результаты последней итерации.

■ Ориентировочное значение температуры (для первой итерации)

$$T_{\Pi} := 350\text{K}$$

Блок численного решения уравнений

Given

$$\frac{Y_D}{P_D} + \frac{1 - Y_D}{P_D} = 1$$

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

Результат решения

$$T_{\Pi} = 349.619\text{K}$$

$$T_{\Pi} - T_0 = 76.619\text{grC}$$

Давление насыщенных паров

этанол

$$P_{vЭ}(T_{\Pi}) = 0.364\text{МПа}$$

воды

$$P_{vВ}(T_{\Pi}) = 0.364\text{МПа}$$

Константа фазового равновесия

этанол

$$\frac{P_{vЭ}(T_{\Pi})}{P_D} = 2.429$$

воды

$$\frac{P_{vВ}(T_{\Pi})}{P_D} = 0.274$$

Рисунок 4.3 – Фрагмент программы на MathCAD
для определения температуры верха колонны

4.5 Определение тепловой нагрузки конденсатора-холодильника

Все расчетные формулы и зависимости взяты из [3].

Для упрощения расчетов принимаем, что все пары сконденсировались при температуре

$$t_x = \frac{T_{II} + T_{Ж}}{2} = \frac{76,6 + 51,9}{2} = 64,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Теплота, затрачиваемая на конденсацию паров

$$Q_r = \sum Q_{r_i} = \sum G_{M_i} r_i$$

где r_i – теплота испарения i -го компонента при температуре t_x .

Теплоту испарения компонентов при температуре $t_x = 64,3 \text{ } ^\circ\text{C}$ найдем интерполированием значений теплоты испарения при $60 \text{ } ^\circ\text{C}$ и $100 \text{ } ^\circ\text{C}$. [4, табл. XXXII]

$$r_{Э60} = 880 \text{ кДж/кг}$$

$$r_{B60} = 2359 \text{ кДж/кг}$$

$$r_{Э100} = 812 \text{ кДж/кг}$$

$$r_{B100} = 2258 \text{ кДж/кг}$$

Теплоту испарения при температуре t_x определим по формуле

$$r_x = r_{60} + (t_x - 60) \frac{r_{100} - r_{60}}{100 - 60}$$

$$r_{Эx} = r_{Э60} + (t_x - 60) \frac{r_{Э100} - r_{Э80}}{100 - 60} = 395 + (64,3 - 60) \frac{812 - 880}{100 - 60} = 873 \text{ кДж/кг}$$

$$r_{Bx} = r_{B60} + (t_x - 60) \frac{r_{B100} - r_{B80}}{100 - 60} = 379 + (64,3 - 60) \frac{2258 - 2359}{100 - 60} = 2348 \text{ кДж/кг}$$

Тогда тепло, затрачиваемое на конденсацию компонентов

$$Q_{rЭ} = r_{Э} G_{Э} = 873 \times 50600 = 44,17 \times 10^6 \text{ кДж/ч}$$

$$Q_{rB} = r_{B} G_{B} = 2348 \times 4400 = 10,33 \times 10^6 \text{ кДж/ч}$$

Тепло, затрачиваемое на конденсацию всей смеси

$$Q_r = Q_{rЭ} + Q_{rB} = 44,17 \times 10^6 + 10,33 \times 10^6 = 54,49 \times 10^6 \text{ кДж/ч}$$

Тепловая нагрузка на охлаждение

$$Q_{охл} := D_M \cdot (H_{DH} - H_{DK})$$

где H_{DH} – энтальпия конденсата при температуре $t_x = 64,3 \text{ } ^\circ\text{C}$, кДж/ (кг × К);

H_{DK} – энтальпия жидкости, при температуре $t_{DK} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$, кДж/ (кг × К).

		N				24

Соответственно тепловая нагрузка на охлаждение

$$Q_{\text{охл}} = 55000 \times (154,3 - 97,3) = 3.13 \times 10^6 \text{ кДж/ч}$$

Полная тепловая нагрузка конденсатора-холодильника

$$Q = Q_{\text{г}} + Q_{\text{охл}} = 54,49 \times 10^6 + 3.13 \times 10^6 = 57.63 \times 10^6 \text{ кДж/ч}$$

Мощность конденсатора-холодильника

$$W = Q/3600 = 57.63 \times 10^6 / 3600 = 16007 \text{ кДж/с} = 16007 \text{ кВт}$$

4.6 Определение расхода холодного теплоносителя

В качестве холодного теплоносителя принимаем захлажденную воду с начальной температурой 5 °С, температуру воды на выходе из конденсатора-холодильника принимаем 30 °С.

Расход воды без учета потерь тепла можно определить из теплового баланса теплообменника

$$Q = G_{\text{в}} (h_{\text{в}2} - h_{\text{в}1})$$

где $G_{\text{в}}$ – расход воды, кг/с;

$h_{\text{в}2} = c_{\text{в}2} t_{\text{в}2}$ – энтальпия воды на выходе из холодильника, кДж/кг;

$h_{\text{в}1} = c_{\text{в}1} t_{\text{в}1}$ – энтальпия воды на входе в холодильник, кДж/кг;

$c_{\text{в}2}$ – теплоемкость воды при 30 °С, $c_{\text{в}2} = 4.23 \text{ кДж}/(\text{кг} \times \text{К})$ [4, табл. XXXIX];

$c_{\text{в}1}$ – теплоемкость воды при 5 °С, $c_{\text{в}1} = 4.18 \text{ кДж}/(\text{кг} \times \text{К})$ [4, табл. XXXIX].

Подставляя, получим

$$h_{\text{в}1} = 4,18 \times 5 = 21 \text{ кДж/кг}$$

$$h_{\text{в}2} = 4,23 \times 30 = 127 \text{ кДж/кг}$$

Соответственно расход воды

$$G_{\text{в}} = \frac{57,63 \times 10^6}{127 - 21} = 5.44 \times 10^5 \text{ кг/ч} = 151 \text{ кг/с}$$

Определим объемный расход воды

$$V_{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}}$$

где $\rho_{\text{в}} = 943 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды при $t_{\text{вн}} = 5^\circ \text{С}$, кг/м^3 [4, табл. XXXIX]

Тогда

		N				26

В конденсаторах-холодильниках пары конденсируются в межтрубном пространстве [3]. Поэтому воду направляем в трубное пространство, а пары – в межтрубное.

Средняя температура воды в трубках

$$t_{сртр} = \frac{t_{в1} + t_{в2}}{2} = \frac{5 + 30}{2} = 17,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средняя температура жидкости в межтрубном пространстве

$$t_{срмтр} = \frac{t_{Дн} + t_{Дк}}{2} = \frac{76,6 + 35}{2} = 49,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для определения отношения числа трубок n к числу ходов z теплообменника зададимся критерием Рейнольдса $Re_{тр} = 15000$, что соответствует развитому турбулентному режиму движения воды в трубках (> 10000).

Предварительно принимаем трубки

$$d \times \delta = 20 \times 2.$$

Тогда число трубок, приходящихся на один ход по трубам равно

$$\frac{n}{z} = \frac{4G_{тр}}{\pi d_{вн} Re_{тр} \mu_{тр}}$$

где $G_{тр} = G_{в} = 160$ кг/с – расход среды в трубном пространстве;

$d_{вн} = d - 2\delta = 20 - 2 \times 2 = 16$ мм – внутренний диаметр трубок;

$\mu_{тр}$ – вязкость воды при $t_{сртр} = 17,5$, $\mu_{тр} = 1.16 \times 10^{-3}$ Н/(с \times м²) [4, табл. V].

Соответственно

$$\frac{n}{z} = \frac{4 \times 160}{3,14 \times 0,016 \times 15000 \times 1.16 \times 10^{-3}} = 693$$

Анализируя справочные данные [2, табл II.3], можно сделать вывод, что с поверхностью теплообмена 600...700 м² и n/z , близким к 700, есть только двухходовые холодильники. Выбираем аппарат со следующими характеристиками:

$$F_0 = 625 \text{ м}^2, n = 1658, z = 2, L = 6 \text{ м}, D = 1200 \text{ мм}.$$

4.9 Уточненный расчет теплообменника

Для уточненного расчета поверхности теплопередачи необходимо определить значение коэффициента теплопередачи по формуле (без учета загрязнений)

		N				28

Теплоемкость воды определим интерполированием табличных данных при 10 °С и 20 °С [4, табл. XXXIX]:

$$c_{\text{в}} = \frac{4190 + 4190}{2} = 4190 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \times \text{К}}$$

Соответственно

$$\text{Pr}_{\text{в}} = \frac{4190 \times 1.16 \times 10^{-3}}{0,587} = 8,244$$

Критерий Нуссельта

$$\text{Nu}_{\text{в}} = 0,023 \times 12551^{0,8} \times 8,244^{0,4} = 102$$

Тогда коэффициент теплоотдачи для воды

$$\alpha_{\text{в}} = \frac{\lambda_{\text{в}} \text{Nu}_{\text{в}}}{d_{\text{вн}}} = \frac{0,587 \times 102}{0,016} = 3729 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны конденсата. Критерий Нуссельта для конденсирующегося газа может быть определен по формуле [5]

$$\text{Nu}_{\text{мтр}} = 0,023 \text{Re}_{\text{г}}^{0,9} \text{Pr}_{\text{г}}^{0,4} \text{K}_{\text{н}}^{0,25}$$

где $\text{K}_{\text{н}}$ – критерий конденсации

$$\text{K}_{\text{н}} = \frac{r_{\text{п}}}{c_{\text{п}} \Delta t}$$

$r_{\text{п}}$ – теплота конденсации всей смеси

$$r_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{г}}}{G_{\text{п}}} = \frac{54,49 \times 10^6}{55000} = 990 \text{ кДж/кг}$$

$c_{\text{п}}$ – теплоемкость смеси, принимаем среднее значение

$$c_{\text{п}} = \frac{c_{\text{Дн}} + c_{\text{Дк}}}{2} = \frac{2,970 + 2,780}{2} = 2,875 \text{ кДж}/(\text{кг} \times \text{К})$$

Δt – температурный напор в пограничном слое, для первой итерации принимаем $\Delta t = 0,1 \Delta T_{\text{мтрср}} = 0,1 \times 49,6 = 4,9 \text{ К}$;

$\text{Re}_{\text{г}}$ – критерий Рейнольдса для конденсата

$$\text{Re}_{\text{мтр}} = \frac{G_{\text{М}} d_{\text{н}}}{S_{\text{мтр}} \mu_{\text{Д}}}$$

где $S_{\text{мтр}}$ – минимальное сечение потока в межтрубном пространстве, для выбранного теплообменника $S_{\text{мтр}} = 0,165 \text{ м}^2$ [2, табл. II.3]

		N				30

$$\alpha_D = \frac{\lambda_D Nu_D}{d_H} = \frac{0,254 \times 174}{0,020} = 2209 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

Величина удельного теплового потока

$$q = \alpha_D \Delta T_{cp} = 2209 \times 22 = 48598 \text{ Вт/м}^2$$

Тогда значение коэффициента теплопередачи

$$K = \frac{1}{1/4149 + 0,002/20 + 1/2209} = 1126 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

Соответственно величина температурного напора

$$\Delta t = q / K = 48598 / 1126 = 43,2 \text{ К}$$

Построим нагрузочную характеристику конденсатора $\Delta t = f(q)$. Для этого зададимся несколькими значениями температурного напора в пограничном слое и определим соответствующие значения q .

Результаты расчетов удельного теплового потока для различных значений Δt сведем в таблицу 4.3.

Таблица 4.3 – Результаты расчетов удельного теплового потока

Температурный напор	K_n	Nu_D	$\alpha_D,$ $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$	$q,$ Вт/м^2	$K,$ $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$	$\Delta T,$ К
$\Delta t = 0.05\Delta T_{cp} = 2.5 \text{ К}$	97.9	225	2477	54494	1249	51,2
$\Delta t = 0.10\Delta T_{cp} = 4.9 \text{ К}$	69,4	174	2209	48598	1126	48,2
$\Delta t = 0.15\Delta T_{cp} = 7.35 \text{ К}$	32.6	147	2055	45210	1058	46,1
$\Delta t = 0.20\Delta T_{cp} = 9.8 \text{ К}$	24.5	129	1834	40348	1007	44,1

Используя полученную характеристику определим для $\Delta T_{cp} = 49 \text{ К}$ значение фактического температурного напора:

$$q_{\phi} = 49000 \text{ Вт/м}^2$$

Тогда фактическое значение коэффициента теплопередачи будет

$$K_{\phi} = \frac{q_{\phi}}{\Delta T_{срмтр}} = 49000/49.1 = 997 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

Действительная требуемая поверхность теплопередачи

		N				32

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{0.25}{\log \left(\frac{0.0125}{3.7} + \left(\frac{6.81}{14341} \right)^{0.9} \right)} = 0,045$$

Тогда перепад давления в трубном пространстве

$$\Delta P_{\text{тр}} = \left(\frac{0,045 \times 4 \times 2}{0,016} + 5 \right) \frac{999 \times 0,450^2}{2} = 2987 \text{ Па}$$

Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства

$$\Delta P_{\text{мтр}} = \sum \xi_i \frac{\rho_{\text{мтр}} \omega_{\text{мтр}}^2}{2}$$

где $\sum \xi_i$ – сумма местных сопротивлений для межтрубного пространства; вход и выход газа $\xi = 1,5$; поворот через сегментную перегородку $\xi = 1,5$; сопротивление пучка труб $\xi = 3m/Re_{\text{мтр}}^2$;

m – число рядов труб, огибаемых газом

$$m := \sqrt{\frac{n-1}{3} + 0.25} = \sqrt{\frac{690-1}{3} + 0.25} = 15.1 = 15 \text{ рядов}$$

Тогда сумма коэффициентов местных сопротивлений

$$\sum \xi_i = 1.5 \times 2 + 1.5 \times 4 + 3 \times 15 / 49927^2 = 9$$

Плотность среды в межтрубном пространстве определяем по формуле

$$\rho_D = \frac{1}{\sum \frac{Y_{Mi}}{\rho_{Di}}}$$

где ρ_{Di} – плотность i -го компонента [4]

Тогда

$$\rho_D = \frac{1}{1/836 + 1/828} = 835 \text{ кг/м}^3$$

Скорость среды в межтрубном пространстве

$$\omega_{\text{мтр}} := \frac{G_{\text{мтр}}}{S_{\text{мтр}} \cdot \rho_{\text{мтр}}} = \frac{9.58}{0.069 \times 835} = 1,08 \text{ м/с}$$

Соответственно перепад давления в межтрубном пространстве

$$\Delta P_{\text{мтр}} = 9 \times \frac{835 \times 1,08^2}{2} = 3848 \text{ Па}$$

		N				34

5 РАСЧЕТ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

5.1 Расчет насоса для подачи захолаженной воды

Требуется подавать $Q = 160 \text{ л/с} = 0.160 \text{ м}^3/\text{с}$ воды. Принимаем расположение установки на отметке +1 м, а расположение конденсатора-холодильника на отметке +15 м, длина трубопровода 30 м. Принимаем скорость воды в трубопроводе 2 м/с. Тогда диаметр трубопровода

$$D = \sqrt{\frac{4V}{\pi \omega}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.160}{3.14 \times 2}} = 0.245 \text{ м}$$

Примем трубопровод $d \times s = 250 \times 2 \text{ мм}$.

Ниже приведена схема к расчету насоса.

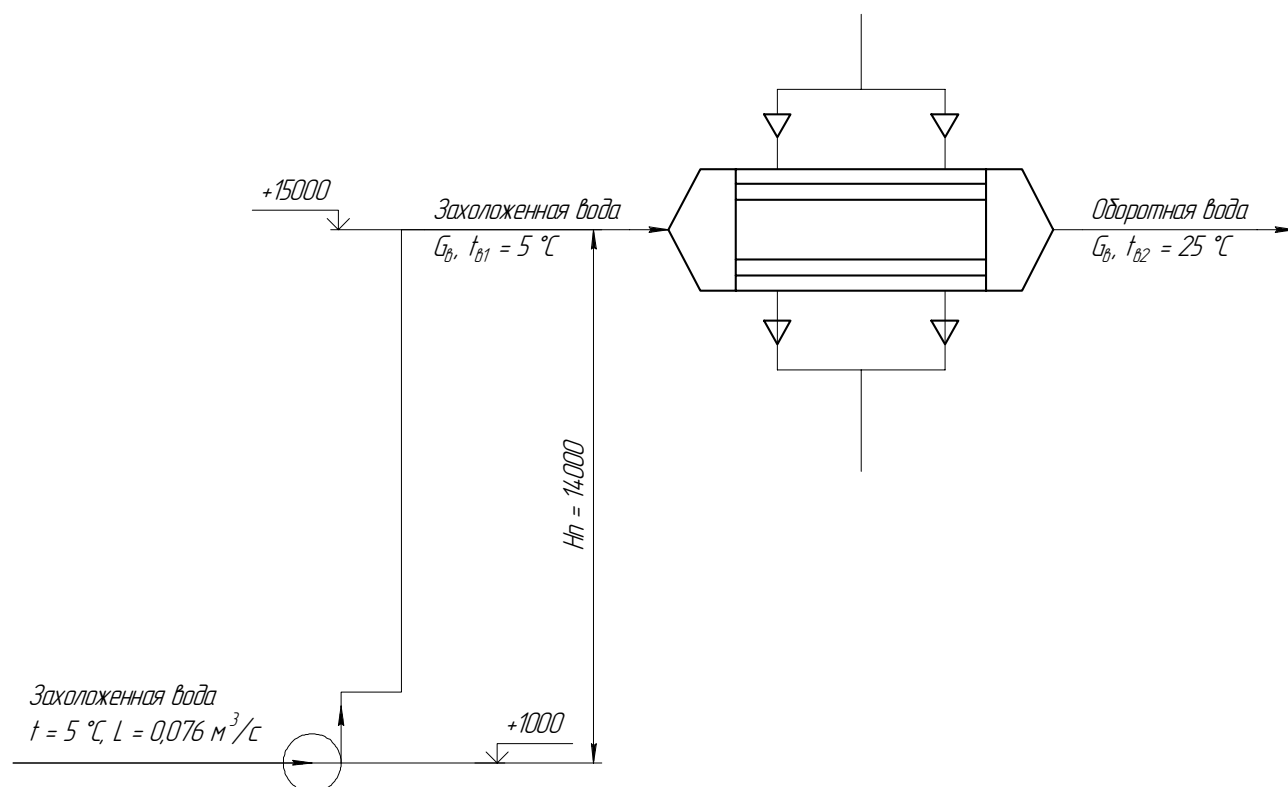


Рисунок 5.1 – Схема к расчету насоса

Скорость воды в трубопроводе

$$\omega = \frac{Q}{s}$$

где s – площадь поперечного сечения потока воды:

		N			
					36

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

где $L_{\text{экв}}$ – 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]

$$L_{\text{пов}}^{90} = 1.65 d_{\text{вн}}$$

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

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

Тогда полная эквивалентная длина всех местных сопротивлений

$$L_{\text{экв}} = 2 L_{\text{пов}}^{90} = 2 \times 0,241 = 0,482 \text{ м}$$

Итого

$$h_{\text{тр+мс}} = \frac{0,01653 \times (30 + 0,482)}{0,250 - 2 \times 0,002} \times 0,51 = 2,04 \text{ м}$$

Требуемый полный напор насосной установки:

$$H = \frac{P_{\text{изб}}}{g \rho} + H_{\text{п}} + h_{\text{тр+мс}} + h_{\text{ск}}$$

где $P_{\text{изб}} = \Delta P_{\text{мтр}} = 3000$ Па – избыточное давление в межтрубном пространстве конденсатора-холодильника. Следовательно

$$H = 3000/9.81/999 + 14 + 2,04 + 0,13 = 16.48 \text{ м}$$

Мощность, потребляемую насосной установкой определяем по формуле [2]

$$N = \frac{Q \rho g H}{1000 \eta}$$

где $\eta = 0,8$ – КПД насоса (принимаем). Соответственно

$$N = 0,160 \times 999 \times 9,81 \times 16.48 / 1000 / 0,8 = 32,3 \text{ Вт} = 33 \text{ кВт}$$

Принимаем насос 2ХВ – 40 / 35 [2].

		N				38

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Плановский А. Н., Рамм В. М., Соломон З. К. Процессы и аппараты химической технологии, М.: Химия, 1967. – 848 с.
2. Скобло А. И., Молоканов Ю. К., Владимиров А. И., Щелкунов В. А. Процессы и аппараты нефтегазопереработки и нефтехимии. Учебник для вузов. – 3-е изд., переаб. и доп. – М.: ООО «Недрабизнесцентр», 2000. – 677 с. ил.
3. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию / под ред. Ю. И. Дытнерского. – М.: Химия, 1983. – 272 с.
4. Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии, М.: Химия, 1970. – 624 с.
5. Расчет горизонтального кожухотрубчатого теплообменника. Методические указания к практическим занятиям по дисциплинам «Процессы и аппараты химической технологии», «Процессы и аппараты пищевых производств», к курсовому и дипломному проектированию для студентов специальностей 170500, 170600, 250200 и 250400. Составители: д-р техн. наук, проф. Е. А. Чеботарев, канд. техн. наук А. И. Свидченко, Невинномысск, 2002 г. – 26 с.

		N				40