

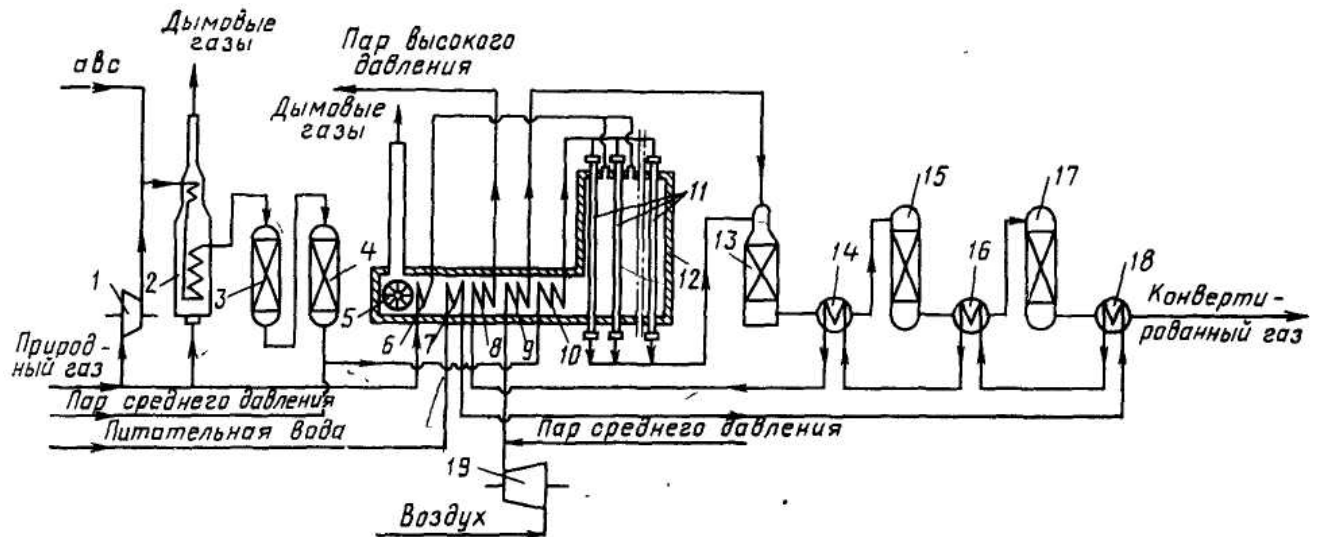
Содержание

ВВЕДЕНИЕ	6
1 ОПИСАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ УСТАНОВКИ.....	7
2 ОБЗОР И АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ОБОРУДОВАНИЯ	9
3 ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОЧИХ ВЕЩЕСТВ.....	14
4 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ	15
4.1 Определение тепловой нагрузки холодильника	15
4.2 Определение расхода воды	20
4.3 Определение средней разности температур	21
4.4 Ориентировочный выбор теплообменника	21
4.5 Уточненный расчет теплообменника.....	23
4.6 Определение гидравлического сопротивления холодильника.....	27
5 РАСЧЕТ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	29
5.1 Расчет насосной установки для подачи охлаждающей воды	29
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	32
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	33

Изм.	Лист	Подрум	Год.	Дата			
Разраб.					Лит.	Лист	Листов
Проверил							
Н.контр.р.							
Утв.							

1 ОПИСАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ УСТАНОВКИ

Для установки конверсии природного газа принимаем следующую технологическую схему [1, стр. 372], изображенную на рисунке 1.1.



1 – компрессор природного газа; 2 – огневой подогреватель; 3 – реактор гидрирования сернистых соединений; 4 – адсорбер; 5 – дымосос; 6, 7, 9, 10 – подогреватели природного газа, питательной воды, паровоздушной и парогазовой смесей соответственно; 8 – пароперегреватель, 11 – реакционные трубы; 12 – трубчатая печь (конвертор метана первой ступени); 13 – шахтный конвертор метана второй ступени; 14, 16 – паровые котлы. 15, 17 – конверторы оксида углерода первой и второй ступеней; 18 – теплообменник (холодильник газа); 19 – компрессор воздуха

Рисунок 1.1 – Технологическая схема двухступенчатой конверсии природного газа

Природный газ сжимают в компрессоре 1 до давления 4,6 МПа, смешивают с азотоводородной смесью (авс:газ – 1:10) и подают в огневой подогреватель 2, где реакционная смесь нагревается от 130–140 °С до 370–400 °С. Для обогрева используют природный или другой горючий газ. Далее нагретый газ подвергают очистке от сернистых соединений: в реакторе 3 на алюмокобальтмолибденовом катализаторе проводится гидрирование сераорганических соединений до сероводорода, а затем в адсорбере 4 сероводород поглощается сорбентом на основе оксида цинка. Обычно устанавливают два адсорбера, соединенные последовательно или параллельно. Один из них может отключаться на загрузку свежего сорбента. Содержание H_2S в очищенном газе не должно превышать $0,5 \text{ мг/м}^3$ газа.

2 ОБЗОР И АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ОБОРУДОВАНИЯ

Холодильники и конденсаторы предназначены для охлаждения потока или конденсации паров с использованием специального охлаждающего агента (вода, воздух, испаряющийся аммиак, пропан и др.). Охлаждение и конденсация в этих аппаратах являются целевыми процессами, а нагрев охлаждающего агента побочным. К таким аппаратам относятся холодильники и конденсаторы любой нефтегазоперерабатывающей установки, предназначенные для охлаждения и конденсации получаемых продуктов.

Аппараты воздушного охлаждения (АВО). Широкое распространение в промышленности получили аппараты воздушного охлаждения, в которых в качестве охлаждающего агента используется поток атмосферного воздуха, нагнетаемый специально установленными вентиляторами.

Использование аппаратов этого типа позволяет осуществить значительную экономию охлаждающей воды, уменьшить количество сточных вод, исключает необходимость очистки наружной поверхности теплообменных труб. Эти аппараты используются в качестве конденсаторов и холодильников.

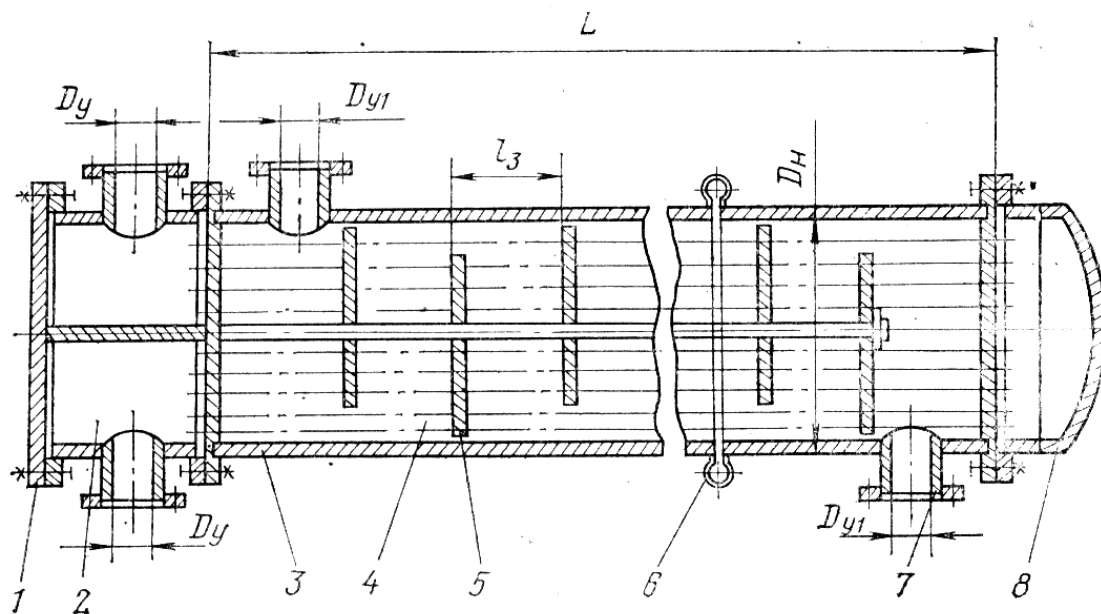
На рисунке 2.1 приведены конструкции аппаратов воздушного охлаждения с расположением трубных секций зигзагообразно, горизонтально и в виде шатра. Размещение трубных секций зигзагообразное и в виде шатра позволяет иметь большую поверхность теплообмена при той же занятой площади.

Поток воздуха создается при вращении лопастей 6, насаженных на вал конического редуктора 12, который приводится во вращение электродвигателем 11. К фундаменту редуктора также крепится опорный диск 7, на котором удерживается защитная решетка 8 для предотвращения засасывания с потоком воздуха различных инородных материалов и загрязнения межтрубоного пространства секций теплообменника. Над лопастями вентилятора установлена еще одна решетка 4, предохраняющая лопасти вентилятора от попадания инородных предметов большого объема сверху.

										Лист
										9
Изм	Лист	Индокум	Подп.	Дата						

Кожухотрубчатые теплообменники. Кожухотрубчатые теплообменники могут использоваться в качестве холодильников, конденсаторов и испарителей.

На рисунке 2.2 изображен кожухотрубчатый двухходовой по трубному пространству горизонтальный холодильник, предназначенный для теплообмена между теплоносителями без изменения их агрегатного состояния.



1 – крышка распределительной камеры; 2 – распределительная, камера; 3 – кожух; 4 – теплообменная труба; 5 – перегородка с сегментным вырезом; 6 – линзовый компенсатор; 7 – штуцер; 8 – крышка.

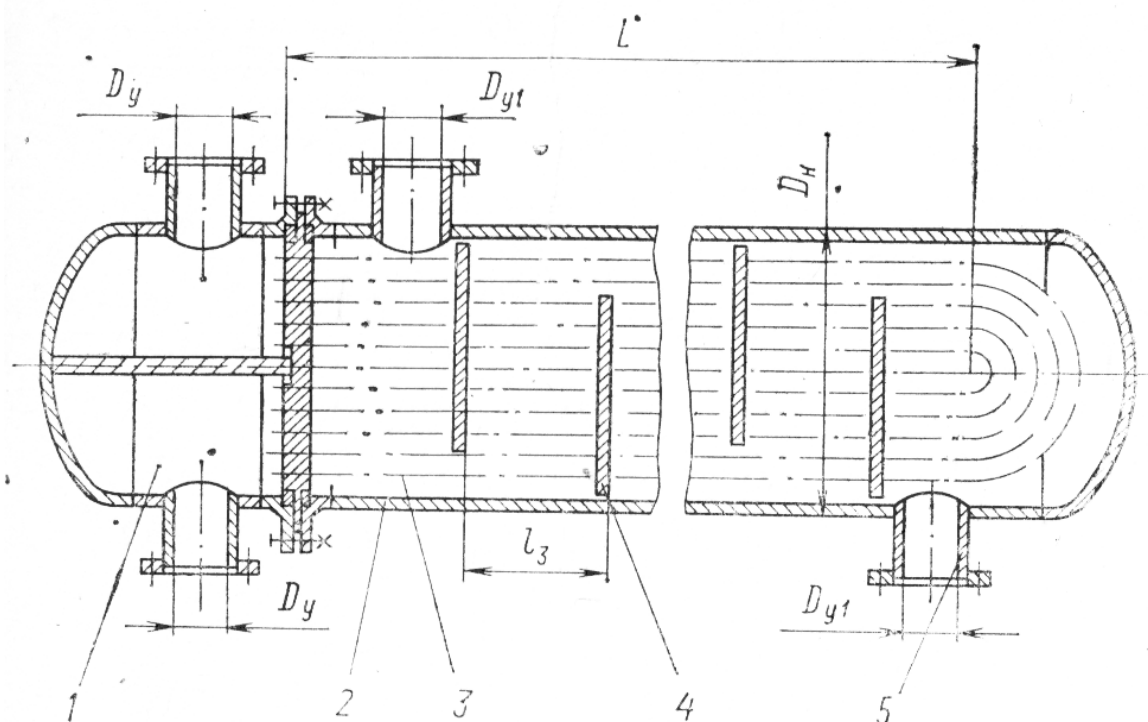
Рисунок 2.2 – Кожухотрубчатый двухходовой горизонтальный холодильник

В соответствии с ГОСТ 15120—79 и ГОСТ 15122—79 кожухотрубчатые холодильники могут быть двух типов: Н — с неподвижными трубными решетками и К — с линзовым компенсатором неодинаковых температурных удлинений кожуха и труб. Наибольшая допускаемая разность температур кожуха и труб для холодильников типа Н может составлять от 20 до 60 град, в зависимости от материала труб и кожуха, от давления в кожухе и от диаметра аппарата.

Холодильники могут устанавливаться горизонтально или вертикально, быть одно-, двух-, четырех- и шестиходовыми по трубному пространству. Трубы могут быть изготовлены из углеродистой или нержавеющей стали, а по ГОСТ 15120—79 — также из латуни. Кожух, распределительные камеры и крышки изготовляют из углеродистой или нержавеющей стали.

Изм	Лист	Ндокум	Подп.	Дата
-----	------	--------	-------	------

Теплообменники с U-образными трубами (см. рисунок 2.4) применяют для нагрева и охлаждения жидких или газообразных сред без изменения их агрегатного состояния.



- 1 – распределительная камера; 2 – кожух; 3 – теплообменная труба;
4 – перегородка с сегментным вырезом; 5 – штуцер.

Рисунок 2.4 – Кожухотрубчатый теплообменник с U-образными трубами

Такие теплообменники рассчитаны на давление до 6,4 МПа, отличаются от холодильников с плавающей головкой менее сложной конструкцией (одна трубная решетка, нет внутренней крышки), однако могут быть лишь двухходовыми из труб только одного сортамента: 20 х 2 мм.

Для охлаждения газа принимаем теплообменник простой конструкции с жестко закрепленными трубками без линзовых компенсаторов.

4 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

4.1 Исходные данные к расчету

В качестве исходных данных выступают следующие величины, заданные в техническом задании.

Таблица 4.1 – Исходные данные для проектирования холодильника.

Наименование параметра	Обозначение	Величина
Горячий теплоноситель – «газ : водяной пар»		
Соотношение «газ : водяной пар» (об)	ψ	3 : 2
Расход ($P = 0.1013$ МПа, $t = 0$ °С)	V_r	$1,6 \times 10^5$ м ³ /час
Состав газа (об)	Y_v	
Н ₂		61.7%
СО		0.5%
СО ₂		17.4%
N ₂		20.1%
СН ₄		0.3%
Начальная температура	t_{r1}	250 °С
Конечная температура (из технолог. режима)	t_{r2}	130 °С
Давление на выходе	P_{r2}	2.6 МПа
Холодный теплоноситель – вода		
Начальная температура	$t_{в1}$	60 °С
Давление на выходе	$P_{в2}$	10,6 МПа

4.2 Определение тепловой нагрузки холодильника

Все расчетные формулы и зависимости взяты из [3].

Конечная температура газа согласно технологическому режиму

$$t_{r2} = 130 \text{ °С}$$

Тепловая нагрузка холодильника может быть определена по формуле [3, стр. 32]

$$Q = G_r (h_{r1} - h_{r2})$$

где G_r – расход газа, подлежащего охлаждению, кг/с;

h_{r1} – энтальпия газа, поступающего в холодильник, кДж/ (кг × К);

h_{r2} – энтальпия газа, выходящего из холодильника, кДж/ (кг × К).

Расход газа может быть определен по формуле

$$G_r = G_{кг} + G_{п}$$

где $G_{кг}$ – расход конвертированного газа, кг/с;

$G_{п}$ – расход водяного пара, кг/с

Массовый расход конвертированного газа определим как сумму массовых расходов отдельных компонентов

$$G_{кг} = \sum G_i = \sum (V_{кг} Y_{vi} \rho_i) = V_{кг} \sum (Y_{vi} \rho_i)$$

где Y_{vi} – объемная доля i -го компонента конвертированного газа;

$V_{кг}$ – объемный расход конвертированного газа, согласно заданию на проектирование при $P = 0,1013$ МПа, $t = 0$ °С расход

$$V_{кг} = V_r \times \frac{3}{3+2} = 1.6 \times 10^5 \times \frac{3}{3+2} = 96000 \text{ м}^3/\text{ч} = 26,67 \text{ м}^3/\text{с}.$$

где ρ_i – плотность i -го компонента газа. Согласно справочным данным [4, табл. IV] плотности компонентов при $P = 0.1013$ МПа, $t = 0$

Таблица 4.2 – Плотности компонентов конвертированного газа при н. у.

Компонент	Хим. формула	Плотность, кг/м ³
Водород	H ₂	0,0899
Окись углерода	CO	1,2500
Двуокись углерода	CO ₂	1,9800
Азот	N ₂	1,2500
Метан	CH ₄	0,7200

Для определения энтальпии необходимо рассчитать массовый состав охлаждаемого газа

$$Y_{m_i} = G_i / G_r$$

Результаты вычислений сведем в таблицу.

Таблица 4.4 – Массовый состав газа

Компонент	Массовый расход, кг/с	Массовая доля
H ₂	1,479	0,0837
CO	0,167	0,0094
CO ₂	9,187	0,5197
N ₂	6,700	0,3790
CH ₄	0,058	0,0033
H ₂ O	0,087	0,0049

Энтальпия газа считается по формуле

$$h(t) = c(t) t$$

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

Значение теплоемкости при $t_{r1} = 250$ °С и $t_{r2} = 130$ °С подсчитаем интерполированием, используя табличные значения теплоемкости при 100 °С, 200 °С и 300 °С [5, прил. XIII]. Общая теплоемкость смеси газов считается по принципу аддитивности

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

Опуская промежуточные вычисления, результаты расчетов сведем в таблицу.

Таблица 4.5 – Теплоемкости компонентов газа

Компонент	Массовая доля, Y_m	$c(100)$ ккал кг × К	$c(100)_i$ × Y_{m_i}	$c(200)$ ккал кг × К	$c(200)_i$ × Y_{m_i}	$c(300)$ ккал кг × К	$c(300)_i$ × Y_{m_i}
H ₂	0,0837	3,450	0,2887	3,460	0,2895	3,470	0,2903
CO	0,0094	0,250	0,0024	0,253	0,0024	0,258	0,0024
CO ₂	0,5197	0,218	0,1133	0,237	0,1232	0,252	0,1310
N ₂	0,3790	0,249	0,0944	0,251	0,0951	0,255	0,0966
CH ₄	0,0033	0,585	0,0019	0,670	0,0022	0,758	0,0025
H ₂ O	0,0049	0,452	0,0022	0,469	0,0023	0,478	0,0024
Сумма	1,0000		0,5029		0,5147		0,5252

Соответственно расход воды

$$G_B = \frac{5922}{507,6 - 209,0} = 19,83 \text{ кг/с}$$

Определим объемный расход воды

$$V_B = \frac{G_B}{\rho_B}$$

где ρ_B – плотность воды, кг/м^3 . Плотность жидкостей слабо изменяется с повышением давления, поэтому плотность воды на входе в холодильник равна плотности воды при $50 \text{ }^\circ\text{C}$ [4, табл. XXXIX]

$$\rho_B = \rho_{B50} = 988 \text{ кг/м}^3$$

Тогда

$$V_B = \frac{19,83}{988} = 0,0201 \text{ м}^3/\text{с} = 20,1 \text{ л/с}$$

4.4 Определение средней разности температур

Средняя разность температур 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:

$$\Delta T_{\text{max}} = t_{r1} - t_{r2} = 250 - 130 = 120 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{min}} = t_{b2} - t_{b2} = 120 - 50 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$$

Тогда средняя разность температур

$$\Delta T_{\text{cp}} = \frac{120 - 70}{2,3 \log (120/70)} = 92,9 \text{ }^\circ$$

4.5 Ориентировочный выбор теплообменника

Требуемая поверхность теплообмена определяется по формуле

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

где K – коэффициент теплопередачи.

										Лист
										21
Изм	Лист	Ндокум	Подп.	Дата						

Соответственно

$$\frac{n}{z} = \frac{4 \times 19,83}{3,14 \times 0,016 \times 15000 \times 3.355 \times 10^{-4}} = 314$$

Анализируя справочные данные [3, табл II.3], можно сделать вывод, что с поверхностью теплообмена 80...100 м² и n/z, близким к 314, есть только одноходовые холодильники. Выбираем аппарат со следующими характеристиками:

$$F_0 = 73 \text{ м}^2, n = 389, z = 1, L = 3 \text{ м}, D = 600 \text{ мм}.$$

4.6 Уточненный расчет теплообменника

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

$$K := \frac{1}{\frac{1}{\alpha_T} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_B}}$$

где α_T – коэффициент теплоотдачи со стороны газа;

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

α_B – коэффициент теплоотдачи со стороны воды.

Значение коэффициент теплоотдачи определяют по формуле [2]

$$Nu = \frac{\alpha d_э}{\lambda}$$

где Nu – критерий Нуссельта;

$d_э$ – 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

$$Nu_B := 0.023 \cdot Re_B^{0.8} \cdot Pr_B^{0.4}$$

где Re_B – критерий Рейнольдса для воды

										Лист
										23
Изм	Лист	Идокум	Подп.	Дата						

Вязкость газа определяется интерполированием значений вязкости газа при 100 °С и при 200 °С, которые в свою очередь рассчитываются по принципу аддитивности значений вязкости отдельных компонентов. Вязкости составляющих газа можно взять из справочных данных [5, прил. XIII]. Результаты расчетов сведем в таблицу, опуская промежуточные вычисления.

Таблица 4.6 – Вязкости компонентов газа

Компонент	Массовая доля, Y_m	$\mu(100)$ спз	$c(100)_i Y_{m_i}$ спз $\times 10^3$	$\mu(200)$ спз	$c(200)_i Y_{m_i}$ спз $\times 10^3$
H ₂	0,0837	0,0103	0,862	0,0121	1,012
CO	0,0094	0,0209	0,197	0,0246	0,232
CO ₂	0,5197	0,0184	9,563	0,0226	11,745
N ₂	0,3790	0,0208	7,883	0,0246	9,324
CH ₄	0,0033	0,0133	0,043	0,0161	0,052
H ₂ O	0,0049	0,0123	0,061	0,0161	0,079
Сумма	1,0000	$\mu(100)$	18,609	$\mu(200)$	22,445

Переведем размерности вязкости в СИ:

$$\mu(100) = \mu(100) \times 10^{-3} = 18,609 \times 10^{-3} \times 10^{-3} = 1,861 \times 10^{-5} \frac{\text{Н}}{\text{с} \times \text{м}^2}$$

$$\mu(200) = \mu(200) \times 10^{-3} = 22,445 \times 10^{-3} \times 10^{-3} = 2,245 \times 10^{-5} \frac{\text{Н}}{\text{с} \times \text{м}^2}$$

Вязкость при $t_{\text{срмтр}} = 190$ °С определяем интерполированием:

$$\begin{aligned} \mu_r &= \mu(100) + (190 - 100) \frac{\mu(200) - \mu(100)}{200 - 100} = \\ &= 18,609 \times 10^{-5} + 90 \times \frac{22,445 \times 10^{-5} - 18,609 \times 10^{-5}}{100} = 2,21 \times 10^{-5} \frac{\text{Н}}{\text{с} \times \text{м}^2} \end{aligned}$$

Соответственно критерий Рейнольдса

$$Re_r = \frac{17,68 \times 0,016}{0,040 \times 2,21 \times 10^{-5}} = 164017$$

4.7 Определение гидравлического сопротивления холодильника

Гидравлическое сопротивление трубного пространства определяется по формуле [3, 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 $\xi = 1$ [3, стр. 33].

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

$\rho_{\text{тр}}$ – плотность среды в трубках при средней температуре $t_{\text{сртр}} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$,
 $\rho_{\text{тр}} = \rho_{\text{в85}} = (972 + 965)/2 = 968,5 \text{ кг/м}^3$;

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

$$\omega_{\text{тр}} := \frac{4 \cdot G_{\text{тр}} \cdot z}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot n \cdot \rho_{\text{тр}}} = \frac{4 \times 19,83 \times 1}{3,14 \times 0,0162 \times 389 \times 968,5} = 0,262 \text{ м/с}$$

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

Подставляя, получим

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

Соответственно коэффициент трения

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{0,25}{\log \left(\frac{0,0125}{3,7} + \left(\frac{6,81}{12111} \right)^{0,9} \right)^2} = 0,046$$

Тогда перепад давления в трубном пространстве

$$\Delta P_{\text{тр}} = \left(\frac{0,046 \times 3 \times 1}{0,016} + 5 \right) \frac{968,5 \times 0,262^2}{2} = 483 \text{ Па}$$

5 РАСЧЕТ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

5.1 Расчет насосной установки для подачи охлаждающей воды

Требуется подавать $L = 0.0201 \text{ м}^3/\text{с}$ воды. Принимаем расположение установки на одном уровне с точкой ввода воды в аппарат, длина трубопровода 20 м. Принимаем скорость воды в трубопроводе 3 м/с. Тогда диаметр трубопровода

$$D = \sqrt{\frac{4V}{\pi \omega}} = \sqrt{\frac{4 \times 0.0201}{3.14 \times 3}} = 0.092 \text{ м}$$

Примем трубопровод $d \times s = 100 \times 5 \text{ мм}$.

Ниже приведена схема к расчету насосной установки.

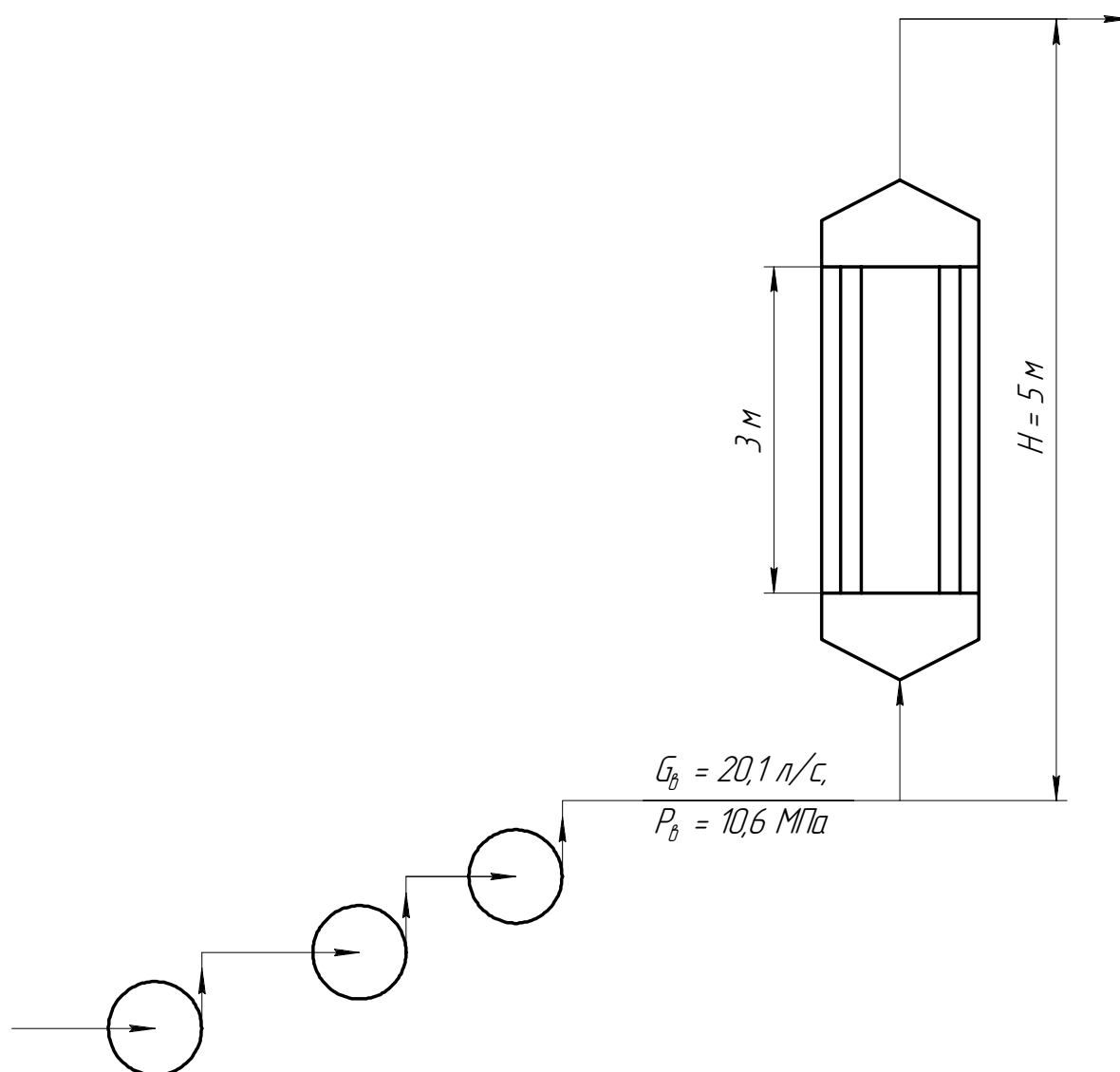


Рисунок 5.1 – Схема к расчету насосной установки

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

где $d_{\text{вн}} = d - 2s = 0,100 - 2 * 0,005 = 0,09$ м – внутренний диаметр трубопровода. Соответственно

$$L_{\text{пов}}^{90} = 1,65 * 0,09 = 0,149 \text{ м.}$$

Тогда полная эквивалентная длина всех местных сопротивлений

$$L_{\text{эКВ}} = 2 L_{\text{пов}}^{90} = 2 * 0,149 = 0,298 \text{ м}$$

Итого

$$h_{\text{тр+мс}} = \frac{0,298 * (20 + 0,298)}{0,100 - 2 * 0,005} * 0,51 = 34,27 \text{ м}$$

Требуемый полный напор насосной установки:

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

где $P_{\text{изб}} = 10,6$ МПа – избыточное давление в аппарате. Следовательно

$$H = 10,6 * 10^6 / 9.81 / 965 + 5 + 34.27 + 0,51 = 1160 \text{ м}$$

Мощность, потребляемую насосной установкой определяем по формуле [5]

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

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

$$N = 0,0201 * 965 * 9,81 * 1160 / 1000 / 0,8 = 10950 \text{ Вт} = 276 \text{ кВт}$$

Используя полученные данные (производительность $0,0201 \text{ м}^3/\text{с}$ и напор 1160 м) можно рассчитать насосную установку, состоящую из нескольких ступеней.

										Лист
										31
Изм	Лист	Ндокум	Подп.	Дата						

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Кутепов А. М., Бондарева Т. И., Беренгартен Н. Г., Общая химическая технология, изд. 2-е, перераб. и доп., М.: «Высшая школа», 1990. – 522 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. Плановский А. Н., Рамм В. М., Соломон З. К. Процессы и аппараты химической технологии, М.: Химия, 1967. – 848 с.

										Лист
										33
Изм	Лист	И докум	Подп.	Дата						